

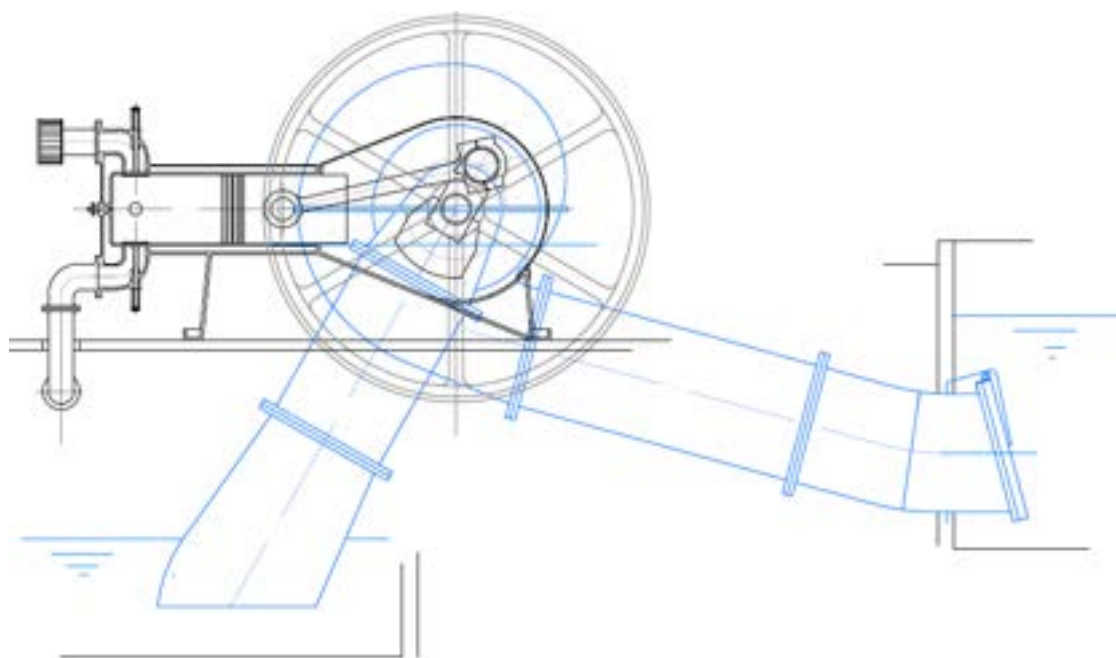
Leidraad Kennisborging

Dieselmengalen

Deel IV

Gedetailleerde algemene technische informatie

Versie 11 september 2024



11 september 2024

Colofon

Uitgave	De Nederlandse Gemalenstichting (NGS) www.gemalen.nl
Projectgroep kennisborging	P. Spaan, bestuurslid NGS, projectleider J.H. Reijnen, bestuurslid NGS C.D. van Rijn, J. van Raaij, J.E.F. Landman, adviseurs NGS
Tekst, samenstelling en redactie	C.D. van Rijn, J. van Raaij, adviseurs NGS E. Jongkind, Tekstbureau Goeie tekst
Druk	Koninklijke Rijnja B.V.
Aantal pagina's	726
Datum	11 september 2024

Deze Leidraad is gemaakt in opdracht en onder auspiciën van de NGS, bij wie de auteursrechten berusten. Niets uit deze uitgave mag worden verveelvoudigd, opgeslagen in een geautomatiseerd gegevensbestand en/of openbaar gemaakt door middel van druk, microfilm, fotokopie of op welke wijze dan ook, zonder voorafgaande toestemming van de NGS.

De tekst van de Leidraad is zowel in digitale vorm als op hard copy beschikbaar gesteld aan de beheerder en/of eigenaar van het betreffende gemaal. De NGS beheert de digitale bestanden. Eventuele aanvullingen, wijzigingen en/of verbeteringen kunnen alleen door de NGS worden doorgevoerd.

Getracht is rechthebbenden van de gebruikte afbeeldingen te achterhalen. Zij die menen alsnog aanspraak te kunnen maken op zekere rechten, worden verzocht contact op te nemen met de NGS.

Inhoud Deel IV

4	Algemene technische informatie	11
4.1	Inleiding.....	11
4.1.1	Gemaal opzet.....	11
4.1.2	Aandrijfvorm	11
4.1.3	Definitie van een motor	12
4.1.4	Verschil tussen motor en stoommachine	13
4.2	Werkwijze van de verbrandingsmotoren	15
4.2.1	De motor van Lenoir.....	15
4.2.2	De motor van Otto.....	16
4.2.3	De motor van Diesel.....	19
4.3	De theorie van de verbrandingsmotor	23
4.3.1	De Ottomotor.....	23
4.3.2	Compressieverhouding	24
4.3.3	De dieselmotor	25
4.3.4	Toestandsveranderingen van gassen	26
4.3.5	Kringprocessen	34
4.4	Motorsystemen en opbouw	53
4.4.1	Soorten motorsystemen.....	53
4.4.2	Land- en scheepsmotoren	53
4.4.3	Otto- en dieselmotoren.....	53
4.4.4	Vier- en tweetakmotoren.....	53
4.4.5	Gas- en oliemotoren.....	57
4.4.6	Horizontale en verticale motoren	58
4.4.7	Trunk- en kruishoofdmotoren	60
4.4.8	Enkel- en dubbelwerkende motoren	64
4.4.9	Dubbele zuigermotor.....	65
4.5	Luchtcompressoren.....	66
4.5.1	Compressortypes	66
4.5.2	Elektrisch gedreven startluchtcompressor	70
4.5.3	Riem gedreven startluchtcompressor	72

4.5.4	Aangehangen inblaasluchtcompressor	74
4.5.5	Luchtvaten.....	82
4.6	Ontsteking	88
4.6.1	Voorwaarden voor ontsteking brandstof-luchtmengsel.....	88
4.6.2	Soorten ontsteking	88
4.6.3	Ontsteking van buitenaf	88
4.6.4	Vlam- en gloeibuisontstekingsinrichting	89
4.6.5	Elektrische ontstekingsinrichtingen	91
4.6.6	De bougie.....	101
4.6.7	Ontstekingsvertraging	103
4.6.8	Zelfontsteking.....	104
4.6.9	Luchtverstuiving	108
4.6.10	Drukverstuiving met ongedeelde verbrandingsruimte	111
4.6.11	Diesel knock	117
4.6.12	Drukverstuiving met gedeelde verbrandingsruimte (Indirecte insputing).....	117
4.6.13	Inspuiten van de brandstof in de cilinder	124
4.7	Brandstofpompen voor dieselmotoren	135
4.7.1	Brandstoftoevoer en regeling	135
4.8	Klepbewegingsmechnismen	148
4.8.1	Klepbewegingsmechanismen	148
4.8.2	Constructieve aspecten excentriekas en -schijven	150
4.8.3	Constructieve aspecten nokkenas en nokken	151
4.8.4	Afstellen van kleppen	161
4.8.5	Nokkenasaandrijving.....	163
4.8.6	Schroefwieloverbrenging.....	164
4.8.7	Tandwieloverbrenging.....	166
4.8.8	Kettingoverbrenging	169
4.9	Frames zuigers en cilinders	178
4.9.1	Motorframes	178
4.9.2	Trekankers	184
4.10	Zuigers en toebehoren	188
4.10.1	Zuigers.....	188

4.10.2	Zuigerpen	190
4.10.3	Zuigerveren	196
4.10.4	Constructie om temperatuurspanningen te beperken	202
4.10.5	Zuigerspeling	205
4.10.6	Lichtmetalen zuigers.....	207
4.11	Cilinders	208
4.11.1	Cilinders algemeen.....	208
4.11.2	Uitvoering van de cilindervoering	214
4.12	Onderhoud zuigers en cilinder	219
4.12.1	Onderhoud zuigers, zuigerveren en cilindervoering	219
4.12.2	Kotteren, slijpen en honen.....	235
4.13	Krukassen	240
4.13.1	De krukas	240
4.14	Torsietrillingen.....	255
4.14.1	Torsietrillingen	255
4.15	Zuigerstangen, kruishoofden en drijfstangen	265
4.15.1	Zuigerstangen, kruishoofden en drijfstangen	265
4.15.2	Drijfstangen	271
4.16	Spoelproces en drukvulling	283
4.16.1	Spoelproces en drukvulling	283
4.16.2	Spoelsystemen	285
4.16.3	Spoelluchtcompressor	289
4.16.4	Drukvulling.....	296
4.16.5	Turbocompressor	301
4.16.6	Prestaties motoren met drukvulgroepen.....	304
4.17	Cilinderdeksels en kleppen	311
4.17.1	Cilinderdeksels	311
4.17.2	Afzonderlijke, gemeenschappelijke en geïntegreerde cilinderdeksel.....	315
4.17.3	Kleppen	319
4.17.4	Revisie van kleppen	331
4.18	Aanzetten motor	339
4.18.1	Aanzetten van motoren	339

4.18.2	Aanzetten met de hand	340
4.18.3	Elektrisch aanzetten	342
4.18.4	Aanzetten met druklucht.....	346
4.18.5	Pneumatische aanzetinrichting.....	351
4.18.6	Decompressie.....	352
4.18.7	Hulpmiddelen ter bevordering van de ontsteking van de brandstof bij het aanzetten	352
4.19	Smering van de motor	358
4.19.1	Smering van de motor	358
4.19.2	Smeersystemen.....	362
4.20	Krukassen	374
4.20.1	Indicateurdiagram.....	374
4.20.2	Indicateurdiagram.....	374
4.20.3	Het nemen van diagrammen	381
4.20.4	Berekenen van het machinevermogen.....	383
4.20.5	Interpretatie diagrammen	389
4.20.6	Proefstand en proefstandgegevens.....	389
4.21	Massakrachten en draaimomenten.....	394
4.21.1	Massakrachten en draaimomenten	394
4.21.2	Omtrek- en leibaankrachten	401
4.21.3	Vliegwiel	407
4.21.4	Constructie vliegwielen.....	411
4.22	De reguleur	418
4.22.1	Reguleur	418
4.23	Koeling verbrandingsmotoren	425
4.23.1	Koeling.....	425
4.23.2	Koelsystemen	431
4.23.3	Circulatiekoeling	433
4.23.4	Beunkoelers.....	433
4.23.5	Radiator	435
4.23.6	Warmtewisselaar voor koelwater.....	436
4.23.7	Warmtewisselaar voor smeerolie	438

4.23.8	Direct gekoelde motor	439
4.23.9	Vorstbescherming.....	440
4.23.10	Indirect gekoelde motor	440
4.23.11	Koelwater en smeeroilie pompen	441
4.24	Lager en lagervoeringen	448
4.24.1	Kussenblokken	448
4.24.2	Materialen.....	449
4.24.3	Algemene constructieaspecten voor kussenblokken	451
4.24.4	Smering	453
4.24.5	Smeermethodes voor lagers en geleidingen	457
4.24.6	Witmetaal lagervoeringen vernieuwen	462
4.25	Smeermiddelen	471
4.25.1	Smeermiddelen	471
4.25.2	Onderzoek smeeroilie	474
4.25.3	Dopes of additieven.....	477
4.25.4	Smeervetten	481
4.25.5	Vaste smeermiddelen.....	484
4.25.6	Reinigen van smeeroilie	485
4.26	Materialen voor gemaalinstallaties.....	491
4.26.1	Bereiding van ruwijzer uit ertsen	491
4.26.2	IJzerertsen.....	491
4.26.3	De hoogoven	492
4.26.4	Het ruwe ijzer.....	494
4.26.5	Bereiding van gietijzer en staal uit ruwijzer	497
4.26.6	Gietijzerbereiding.....	497
4.26.7	Koepeloven.....	498
4.26.8	Eigenschappen gietijzer	499
4.26.9	Staalbereiding.....	501
4.26.10	Ingots.....	504
4.26.11	Staal voor constructie- machine- en apparatenbouw	505
4.26.12	Staalsoorten	506
4.26.13	Gelegeerd staal	508

4.26.14	Gelegeerd staal met meerdere legeringselementen	509
4.26.15	Harden van staal	510
4.26.16	Warmtebehandelingen	512
4.26.17	Oppervlaktebehandeling.....	513
4.26.18	Materiaalonderzoek	515
4.26.19	Metalen en legeringen	527
4.27	Brandstoffen en verbranding.....	530
4.27.1	Brandstoffen, ontwikkeling en soorten.....	530
4.27.2	Brandstoffen, begrippen en definities	530
4.27.3	Vaste brandstoffen	531
4.27.4	Bepaling van de verbrandingswaarde	531
4.27.5	Anilinepunt.....	535
4.27.6	Vloeibare brandstoffen	535
4.27.7	Brandstofeigenschappen en testmethodes	537
4.27.8	Gasvormige brandstoffen	549
4.27.9	Verbranding	550
4.27.10	Benodigde hoeveelheid verbrandingslucht	554
4.27.11	Uitlaatgasrecirculatie	558
4.27.12	De ontstekingskwaliteit.....	559
4.27.13	Bepaling van de ontsteekbaarheid	560
4.28	Overbrengingen	563
4.28.1	Doel van een overbrenging	563
4.28.2	Directe overbrenging	563
4.28.3	De indirecte overbrenging	571
4.28.4	Snaar- en ketting overbrenging	583
4.28.5	Tandwieloverbrenging	585
4.28.6	Bepaling van de afmetingen van de tanden	592
4.28.7	Materiaal en constructie van de tandenwielen	596
4.29	Opvoerwerktuigen	602
4.29.1	Soorten opvoerwerktuigen.....	604
4.29.2	Natte pad	605
4.29.3	Zuigerpompen	612

4.29.4	Werking en opbrengst verschillende pomptypen	614
4.29.5	Theorie van de zuigwerking van een pomp.....	615
4.29.6	Bepaling statische en snelheidshoogte	618
4.29.7	Stromingsweerstand.....	620
4.29.8	Opvoerhoogte.....	622
4.29.9	Windketels	623
4.29.10	Vermogen.....	625
4.29.11	Constructieve aspecten.....	626
4.29.12	Schepraderen	634
4.29.13	Vijzels	641
4.29.14	Stromingspompen	651
4.29.15	Constructieve aspecten stromingspompen	683
4.30	Vacuümpompen	688
4.30.1	Vacuümsystemen	688
4.30.2	Vloeistofringpomp.....	689
4.31	Fabrikanten en leveranciers, hun producten en toepassingen	692
4.31.1	Crossley Brothers Ltd.	692
4.31.2	N.V. Machine en motorenfabriek v/h Thomassen & Co. De Steeg	695
4.31.3	Werkspoor en Stork-Werkspoor	699
4.31.4	Gebr. Stork & Co	703
4.31.5	NV Appingedammer Brons Motorenfabriek.....	706
4.31.6	Kromhout Motoren Fabriek.....	710
4.32	Eenheid voor eenheden en symbolen.....	713
4.32.1	Internationaal eenhedenstelsel	714
4.33	Geraadpleegde bronnen en verantwoording illustraties.....	721
4.33.1	Geraadpleegde Bronnen	721
4.33.2	Verantwoording Illustraties	725
4.33.3	Websites.....	725



Kenmerk

KBDI04ALG-JVR-V11-09-24

4 Algemene technische informatie

In dit deel van de Leidraad wordt gedetailleerde algemene technische informatie met betrekking tot de toegepaste energie voor de aandrijving, de aangewende brandstof, de soort aandrijving, de hulpwerktuigen, de overbrenging en de voorkomende opvoerwerktuigen beschreven. Behandeld worden de theoretische grondslagen, de praktische uitgangspunten, de toe te passen materialen en de daaraan te stellen eisen. Verder wordt ingegaan op de basale dan wel principiële bediening en het onderhoud van de benoemde installaties of onderdelen daarvan.

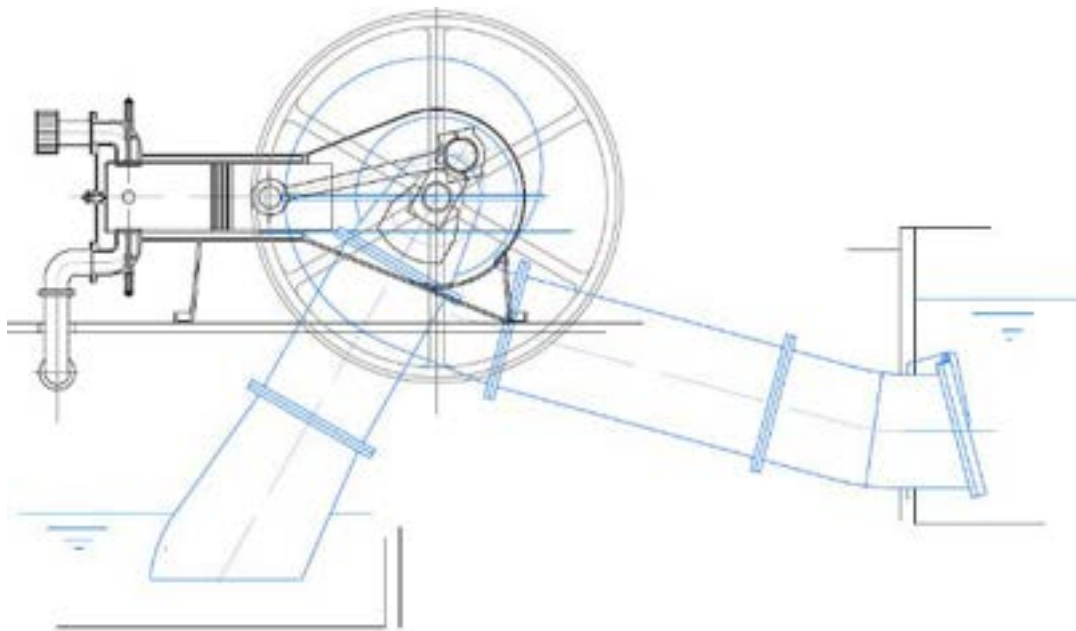
4.1 Inleiding

4.1.1 Gemaal opzet

Een gemaal met een inwendige verbrandingsmotor, vaak -ten onrechte- dieselgemaal genoemd, bestaat uit één of meerdere, door een dergelijke motorsoort aangedreven opvoerwerktuig. In het begin van de bemaling met verbrandingsmotoren, van 1900 tot 1920, waren dit overwegend zuiggasmotoren die werkten volgens het principe van Nicolaus Otto. Vrij kort daarna paste men daarnaast ook dieselmotoren toe die, zoals de naam al aangeeft, werken volgens het principe van Rudolf Diesel. De hulpwerktuigen die nodig zijn voor het bedrijven van de hoofdmotor, maar ook het maalbedrijf zelf, worden vaak aangedreven door de hoofdmotor. Ook elektromotoren of aparte kleinere verbrandingsmotoren of een combinatie daarvan worden hiervoor ingezet.

4.1.2 Aandrijfvorm

Voor het verkrijgen van de draaiende en in sommige gevallen de heen- en weergaande beweging van het opvoerwerktuig en de energie om het water te verpompen, is meer nodig dan alleen de hoofdmotor. Alle benodigde werktuigen, hulpwerktuigen, installatieonderdelen en overbrengingen die samen het aandrijfproces in stand houden, moeten in een bepaalde volgorde zijn geschakeld en goed op elkaar zijn afgestemd. Voor een gemaal met bijvoorbeeld een zuiggasmotor, ziet dit proces er als volgt uit:



Schematische weergave gemaal met direct door verbrandingsmotor aangedreven centrifugaalpomp

4.1.3 Definitie van een motor

In het algemeen verstaan we onder een motor een toestel dat de een of andere vorm van energie kan omzetten in mechanische arbeid. Zo spreken we van een elektromotor wanneer de mechanische arbeid verkregen wordt uit elektrische energie en van een gas- of oliemotor wanneer de energie afkomstig is van een gas of (aard)olie. In het laatste geval moet de energie eerst vrijgemaakt worden door het verbranden van de brandstof.

Onder een inwendige verbrandingsmotor verstaan we een werktuig, waarin de energie nodig voor de mechanische arbeid, wordt verkregen door verbranding van een brandstof in het werktuig zelf waarbij de druk, temperatuur en het volume van de verbrandingsproducten direct worden gebruikt om arbeid te verrichten.

De arbeid kan ook worden verkregen door de verbrandingsgassen rechtstreeks een ronddraaiende beweging te laten geven aan een schoepenwiel.

Zo'n werktuig heet een verbrandingsturbine of gasturbine waarbij het woord gas niet duidt op de brandstof, maar op de vorm van de verbrandingsproducten die de arbeid leveren.

De gassen kunnen ook een zuiger in een cilinder laten voortdrijven, zodat een heen en weer gaande beweging ontstaat die met behulp van een krukstangmechanisme in een ronddraaiende beweging wordt omgezet. Met zo'n machine bedoelen we een inwendige verbrandingsmotor waarbij het voorvoegsel 'inwendig' vaak achterwege wordt gelaten.

We kunnen dus zeggen:

Een verbrandingsmotor is een werktuig dat energie, verkregen door verbranding in de machine zelf, in mechanische arbeid omzet.

4.1.4 Verschil tussen motor en stoommachine

Wanneer we de werkwijze van een motor vergelijken met die van een stoommachine, dan valt een belangrijk verschil direct in het oog. Bij de stoommachine vindt de verbranding namelijk niet plaats in het werktuig zelf, maar in een afzonderlijk toestel: de stoomketel. De uit de brandstof vrijgekomen energie moet eerst worden overgedragen aan een tussenmedium, het ketelwater, en dit geschiedt bij een betrekkelijk lage temperatuur. Vervolgens wordt de energie in de vorm van stoom naar het werktuig gebracht en kan dan pas in mechanische energie worden omgezet.

Uit het voorgaande volgt:

Een stoommachine is een werktuig dat energie, door verbranding in een afzonderlijk toestel verkregen en in de vorm van stoom aangevoerd, in mechanische arbeid omzet.

In de stoomketelinstallatie en in de transportleiding van de ketel naar de machine is warmteverlies niet te vermijden. Ook de stoommachine zelf gaat niet zuinig met de energie om, zodat ten slotte slechts 20 tot 30% van de energie, die in de brandstof aanwezig was, als nuttige arbeid beschikbaar komt.

Omdat bij de verbrandingsmotor de verbranding in de cilinder zelf plaatsvindt, komt van de energie die bij de verbranding ontwikkeld wordt en bij hoge temperatuur wordt overgedragen, 25 tot 40% aan de as van de machine in de vorm van mechanische arbeid voor nuttig gebruik beschikbaar.

Het brandstofverbruik van een verbrandingsmotor is dus geringer dan dat van een stoominstallatie van hetzelfde vermogen en zou daardoor goedkoper in de bedrijfsvoering moeten zijn.

Evenwel hangt het 'goedkoper in bedrijf' nog van veel andere factoren af, zoals de prijs van de brandstof, die voor motoren hoger is dan voor stoomketels.

Ook brengt de verbranding in de machine zelf nadelen met zich mee, zoals vervuiling en sterke slijtage van de cilinderloopvlakken bij onvolkomen verbranding, moeilijke cilindersmering door de hoge temperatuur van de verbrandingsgassen, grote spanningen in het materiaal door de hoge gasdrukken en door temperatuurverschillen.

Breuk kan hiervan het gevolg zijn. De onderhoudskosten van een verbrandingsmotor zijn dan ook hoger dan die van een stoominstallatie. Dit is niet zelden de reden geweest dat waterschappen begin twintigste eeuw terughoudend waren met het toepassen van verbrandingsmotoren voor de aandrijving van de opvoerwerktuigen in hun gemalen. De verbrandingsmotor biedt echter ook een niet in kosten uit te drukken voordeel: namelijk dat zij à la minute in bedrijf te stellen is: een noodzaak die zich bij bemaling vaak voordoet.

De belangrijkste voor- en nadelen van een installatie met een verbrandingsmotor ten opzichte van een stoominstallatie kunnen aan het begin van de twintigste eeuw als volgt worden samengevat.

Voordelen

1. De brandstofhoeveelheid per geleverde arbeidseenheid (pkh) is voor een verbrandingsmotor kleiner dan voor een stoominstallatie
2. Behalve voor zeer grote vermogens is de motorinstallatie lichter en neemt minder plaats in dan een stoominstallatie (denk hierbij aan de stoomketels)
3. Een motor kan aanzienlijk sneller in werking worden gesteld dan een stoominstallatie terwijl er geen brandstof nodig is voor het opstoken
4. Voor een motorinstallatie is minder personeel nodig voor de bediening dan voor een stoominstallatie

Nadelen

1. Hogere aanschafprijs
2. Meer kans op storing door ingewikkelder bouw
3. Meer en specialistisch onderhoud

4.2 Werkwijze van de verbrandingsmotoren

4.2.1 De motor van Lenoir

Het basisprincipe van de eerste verbrandingsmotor werd al in 1680 door de Nederlandse natuurkundige Huygens vastgelegd. Hij wilde buskruit onder een zuiger in een verticaal opgestelde cilinder laten ontploffen waardoor de zuiger omhoog werd geslingerd om vervolgens door het eigen gewicht weer te dalen. De hierbij vrijkomende energie wilde hij benutten voor het verrichten van arbeid. Het idee was toen niet uitvoerbaar om verschillende redenen. Een bruikbare motor werd pas in 1860 vervaardigd door de Fransman Etienne Lenoir. Hij bouwde de motor naar het voorbeeld van de toen gebruikte stoommachine waarbij beide kanten van de zuiger aan het arbeidsproces deelnamen: dubbelwerkend dus.

Bij de te bespreken (motor)werktuigen wordt slechts een gedeelte van de door verbranding vrijkomende energie omgezet in nuttige arbeid. Hierbij wordt ernaar gestreefd dat dit gedeelte zo groot mogelijk is. Is de beschikbare hoeveelheid energie Q_1 en de niet in mechanische arbeid omgezette hoeveelheid energie Q_2 , dan is het warmte- of thermisch rendement η (èta):

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \cdot 100 [\%]$$

We kunnen ook schrijven:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \cdot 100 [\%]$$

Het is duidelijk dat dit rendement groter wordt wanneer Q_1 groter wordt of Q_2 kleiner is, omdat, afgezien van verliezen, een groter deel van de energie in mechanische arbeid wordt omgezet. Dit hangt weer af van de (absolute) begin- en eindtemperatuur die in het proces optreedt. Dit wordt bij de behandeling van het Carnot-proces, verder uitgelegd.

We kunnen dus ook schrijven:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot 100 [\%]$$

Of:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \cdot 100 [\%]$$

Om de begintemperatuur zo hoog mogelijk en de eindtemperatuur zo laag mogelijk te krijgen, moet de verbranding in de cilinder zo snel mogelijk verlopen. Daarvoor moet de te verbranden stof fijn zijn verdeeld en goed vermengd zijn met de lucht die de noodzakelijke zuurstof voor de verbranding bevat. Daarom werd bij de vroegste verbrandingsmotoren steeds gas als brandstof gebruikt, veelal gegenereerd uit steenkolen.

Bij de zogenaamde atmosferische motor van Lenoir werd het gas-luchtmengsel, net zoals bij de stoommachine, de toe- en afvoer door schuiven geregeld, gedurende het eerste gedeelte van de zuigerslag aangezogen en daarna door een vlam tot ontbranding gebracht. Er vond dus geen compressie van het gas-luchtmengsel plaats, vandaar het voorvoegsel 'atmosferisch'. Door de plotselinge verbranding steeg de druk hiervan tot circa 5 kg/cm². De zuiger werd vervolgens verder voortbewogen waarbij de druk daalde totdat deze ten slotte weer de atmosferische druk bereikte. Bij de teruggaande slag van de zuiger werden de verbrandingsgassen door een opening in de cilinderwand en de schuif weer uitgedreven.

De machine werkte stotend, voornamelijk omdat de ontsteking op 1/3 van de zuigerslag plaatsvond, en verbruikte veel smeerolie. Bovendien was het brandstofverbruik groot, omdat slechts 4 à 5% van de warmte die bij de verbranding was ontwikkeld in nuttige arbeid werd omgezet. Dit werd onder andere veroorzaakt door de geringe druk- en temperatuurverschillen waarmee het gas arbeid verrichtte.

Een en ander wordt ondubbelzinnig aangetoond met de hiervoor gegeven formules voor het thermisch rendement. Toch werd nog een groot aantal van deze tweetaktmotoren (één arbeidsslag per omwenteling) met een vermogen van 3 tot 4 pk gebouwd, terwijl het maximum 12 pk was.

De betrouwbaarheid van de motor was echter al evenmin groot en toen Otto en Langen omstreeks 1861 een motor hadden ontwikkeld waarvan de betrouwbaarheid groter en het brandstofverbruik aanzienlijk geringer was, verdween de motor van Lenoir van het toneel.

4.2.2 De motor van Otto

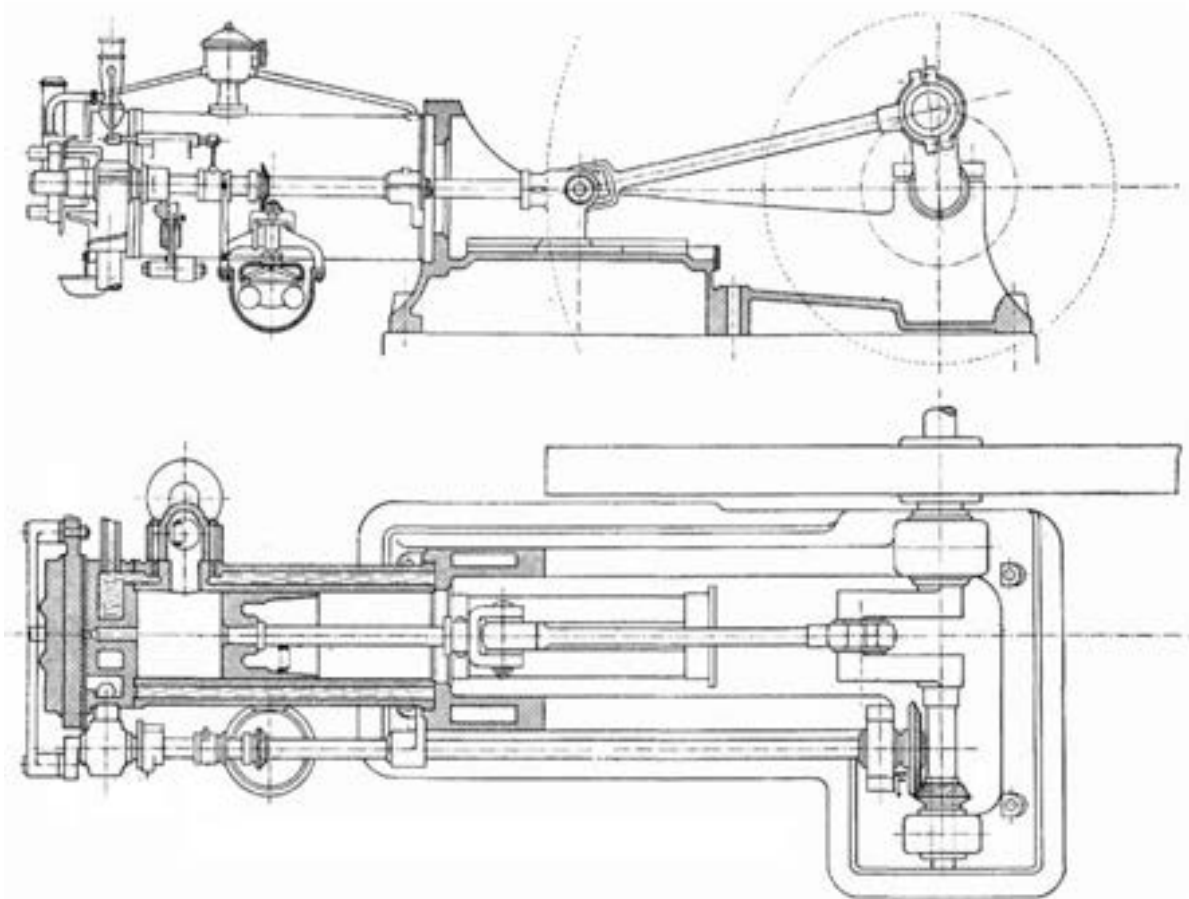
Nicolaus August Otto was bekend met Lenoir's atmosferische tweetaktgasmotor, maar interesseerde zich in het begin van zijn carrière alleen in de toepassing van de motor en niet in de constructie ervan. Toen al dacht hij dat een gasmachine evengoed met vloeibare en gemakkelijk verdampende brandstoffen kon werken. Hiervoor kwam vooral spiritus in aanmerking, want dan had men een plaatsonafhankelijke krachtbron.



Nicolaus August Otto

Otto liet een Lenoir-machine bouwen. Vervolgens knutselde hij daarmee door en begon hij te experimenteren. Vooral veranderde hij de regeling waarmee hij de toevoer van de brandstof vroeger of later kon beëindigen.

Hij kwam op het idee de brandstof te comprimeren en de ontsteking aan het begin van de slag te laten plaatsvinden. Hij beproefde zijn idee door het vliegwiel met een halve of driekwart cilindervulling in tegengestelde draairichting te draaien en vervolgens de gecomprimeerde vulling te ontsteken. De gedachte van Otto was de ontsteking te laten plaatsvinden na het comprimeren van het gasmengsel en dus aan het begin van de zuigerslag. Als gevolg van de hogere druk en temperatuur steeg het rendement ten opzichte van de Lenoir-motor zo sterk dat de in het vliegwiel opgeslagen extra energie voldoende was om de motor zondermeer een aantal omwentelingen te laten maken. Deze energie kon benut worden om: a) het gas- luchtmengsel aan te zuigen, b) de gassen te comprimeren, c) de afgewerkte gassen uit te drijven en dan bleef er nog voldoende over om nuttige arbeid te verrichten. Nog in hetzelfde jaar van Otto's vinding in 1861 waren de tekeningen klaar voor een viertaktmotor. Deze draaide pas in 1882, maar nog wel met de nodige problemen. Otto richtte zich daarom jarenlang op de atmosferische machine. Deze ontwikkelde hij samen met Eugene Langen tot een bruikbare machine, voordat hij zich weer met de 'hogedrukmotor' ging bezighouden. De motor die in 1875 onder leiding van Otto door ir. Ring geconstrueerd werd, moet pas in 1876 gedraaid hebben. De regeling wordt via een aparte, half zo snel als de krukas draaiende, langslowende as aangedreven. De uitlaat bestaat uit een paddenstoelvormige klep terwijl de open zuiger voorzien is van zelfspannende zuigerveren. Het voornaamste onderdeel is de regelschuif die niet alleen de mengselvorming en de inlaat van de lading regelt, maar ook de ontsteking door middel van een op vernuftige wijze naar binnen gesluisd gasvlammetje. Otto geldt voor ons als de uitvinder van de inwendige verbrandingsmotor.



Gasmotor van Otto, 1876

Het ontsteken van het brandstofmengsel met behulp van een gasvlam maakte dat het maximale toerental van deze motoren hooguit 180 omwentelingen per minuut bedroeg. Voor het verkrijgen van enig vermogen moesten ze groot en zwaar worden uitgevoerd.

Het was Godfried Daimler die het ontstekingsprobleem oploste en daardoor de uitvinder van de eerste snellopende verbrandingsmotor is geworden. De motor van Otto was niet bruikbaar met benzine als brandstof. Daimler wist wel dat bij Deutz proeven werden gedaan met elektrische ontsteking, maar dat ook daarmee het maximale motortoerental niet verder kon worden opgevoerd dan tot 250 omwentelingen per minuut. Maandenlang werkte Daimler met zijn trouwe helper Maybach aan zijn idee en toen hij in 1883 het probleem had opgelost, leek het in al zijn eenvoud het ei van Columbus.

De verbeteringen zagen er als volgt uit: in een gesloten, tegen warmteverlies geïsoleerde, ruimte wordt aan het einde van een cilinder lucht met brandbare stoffen zodanig samengeperst dat aan het einde van de zuigerslag door de werking van de compressie een zelfontsteking plaatsvindt en een snelle verbranding door de gehele massa van het mengsel ontstaat. Wat Daimler gedaan had, was niet minder dan het uitvinden van een gloeibuisontsteking. Met de gloeibuisontsteking kon het motortoerental tot wel 1000 omwentelingen per minuut worden opgevoerd.

Tegelijkertijd ontwikkelde Carl Benz een motor waarmee ook op gewicht kon worden bespaard, maar waarbij de verbranding nog steeds werd ingeleid met een (gas)vlam. Het idee van Carl Benz was om een tweetaktmotor te bouwen waarbij wel degelijk het gasmengsel vóór de ontsteking werd samengeperst om vervolgens ongeveer in het dode punt ontstoken te worden. Een moderne tweetaktmotor dus. Op oudejaarsavond 1897 lukte het hem zijn proefmotor een uur lang in een regelmatig ritme te laten lopen. Deze motor had zowel een aparte luchtpomp waarmee de cilinder werd gespoeld als een pomp waarmee het gas in de cilinder werd gebracht. Daarmee kan deze motor worden gezien als de voorloper van de moderne opgeladen motor.

Al in 1860 maakte Lenoir gebruik van ontsteking met behulp van een elektrische vonk. De latere ontwerpers van mengselmotoren hebben van Lenoirs vergaarde kennis hierover nauwelijks of geen gebruik gemaakt. In vakliteratuur wordt hiervoor als reden genoemd dat de elektrotechniek nog in de kinderschoenen stond, waardoor de elektrische ontstekingssystemen onbetrouwbaar waren.

Na ruim 40 jaar, in 1902, patenteerde de Duitser Robert Bosch een volwaardig en betrouwbaar magneet-elektrisch vonksysteem. Al in 1894 zocht Rudolf Diesel de hulp van Bosch als specialist in elektrische ontstekingen om zijn onwillige dieselmotor aan de praat te krijgen. Het vermelden waard is dat we meer dan 120 jaar later nog steeds gebruik maken van het principe van dit systeem om de verbranding van onze mengselmotoren in te leiden.

Het principe en de werking van de verschillende elektrische vonksystemen worden in de paragraaf over ontstekingsinrichtingen verder uitgelegd.

4.2.3 De motor van Diesel

De weg die Rudolf Diesel gevolgd heeft om uiteindelijk zijn motor te verwezenlijken, is heel anders geweest dan die van Otto en zijn opvolgers; Daimler en Benz. Merkwaardig is hoe weinig Diesel eigenlijk gebruik heeft gemaakt van wat zijn voorgangers bereikt hadden. Dat maakt dat uit twee verschillende gedachtewerelden de motoren met zelfontsteking (Diesel) en de motoren met vreemde ontsteking van de brandstof (Otto en Daimler) zijn ontstaan.



Rudolf Diesel

Typisch aan Otto en Daimler was dat zij begonnen met experimenteren en aan de hand van de resultaten aan het verbeteren sloegen totdat zij een motor hadden die redelijk werkte. Pas achteraf kwamen zij tot wetenschappelijk onderbouwde uitspraken.

Dat de Otto- en dieselmotoren in wezen gelijk zijn, komt omdat, hoe we een probleem ook benaderen, de natuurkundige wetten verantwoordelijk zijn voor het uiteindelijke proces dat in een verbrandingsmotor plaatsvindt.

Diesel wilde van meet af aan de stoommachine vervangen door een meer rationeel werkende motor. Hij werkte lange tijd in wat wij nu de koeltechniek noemen en had het idee een ammoniakmotor te construeren. Pas in 1888 schijnt hij de ingeving gekregen te hebben, hoe hij op een geheel andere manier tot een meer rationeel werkende motor zou kunnen komen. Hij ging uit van het theoretisch verkregen inzicht dat door het tot zeer hoge druk samenpersen van het mediumdeel lucht, de voorwaarde was voor een spaarzaam gebruik en volledige verbranding van de benutte brandstof. Otto schijnt in het begin van zijn motorontwikkeling juist compressie hebben willen vermijden.

Diesel heeft zijn denkbeeld neergelegd in het octrooi van 28 februari 1892, met de titel 'Arbeidsproces en wijze van uitvoering voor verbrandingsmotoren'.

Daarna publiceerde hij in 1892 het boek met de titel 'Theorie en constructie van een rationele warmtemotor ter vervanging van de stoommachines en huidige verbrandingsmotoren'.

Diesel was inmiddels met de Machinefabriek Augsburg tot overeenstemming gekomen om een eerste motor te ontwikkelen op basis van zijn ideeën. Het contract hiervoor werd op 21 februari 1893 getekend. Ook Krupp toonde destijds belangstelling voor de bouw van de verbrandingsmotor van Diesel. Dit leidde op 10 april van dat jaar tot een consortium van Machinefabriek Augsburg en Krupp om gezamenlijk de experimenten die Diesel had bedacht uit te voeren en te bekostigen.

Op 10 augustus 1893, drie dagen nadat Diesel uit Berlijn in Augsburg was aangekomen, was men zover met de eerste pogingen om Diesels theorie te toetsen aan de praktijk.



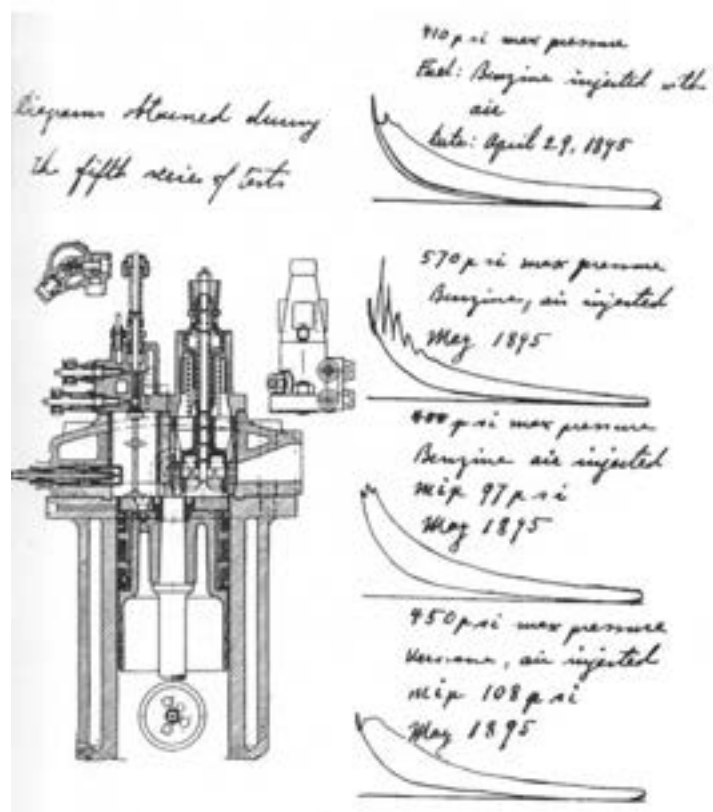
Diesels 'Schwarze Geliebte' (laatst bruikbare vorm met waterkoeling)

Voor de proef werd de door Linden, bij wie Diesel had gewerkt, samengestelde motor van een aparte door een riem aangedreven aandrijving voorzien. Op het moment dat de motor aanslaat, zou dat te merken zijn aan het slaphangen van de trekkende kant van de drijfriem. Diesel koos vanwege de betere vloeibaarheid voor benzine als brandstof voor zijn eerste experimenten. Achteraf bleek dit een ongelukkige keuze te zijn, want op het moment dat Diesel de brandstofpomp in werking stelde en de benzine in de verbrandingsruimte werd gespoten, ontstond een enorme knal en vlogen de indicator onderdelen hem en zijn teamgenoten om de oren. Schrik en blijdschap wisselden zich af in de geest van Rudolf Diesel. De motor had gereageerd; de brandstof was in de sterk samenperste lucht en bij hoge temperatuur tot zelfontbranding gekomen. Maar toen begonnen de problemen pas goed. Knallen, maar heel vaak ook niets. In feite heeft deze motor nooit zelfstandig gedraaid, omdat deze niet in staat was de inwendige weerstanden te overwinnen.

Toen begon de eigenlijke lijdensweg, zoals Rudolf Diesel zelf zegt, waarbij vooral de voor die tijd extreem hoge drukken die voor het proces nodig zijn hem vaak parten speelden. In deze Leidraad wordt niet verder ingegaan op de lange reeks experimenten die Diesel en zijn kompaan Linden uitvoerden.

Alleen het feit dat hij op 17 februari 1894 met behulp van luchtverstuiving in plaats van met een onvolmaakte brandstofpomp de brandstof in de verbrandingsruimte bracht en het trekkende deel van de riem slap zag hangen: de motor liep zelfstandig.

In 1895 duikt voor het eerst de naam dieselmotor op. Diesel had inmiddels kans gezien zijn motorontwerp zo aan te passen dat deze zelfstandig draaide. Hij liet diagrammen zien waaruit valt op te maken dat hij het (gelijkdruk) verbrandingsproces steeds meer onder controle begon te krijgen. De proefmotor -die Diesel 'de zwarte liefde' noemde- werd afgebroken en een nieuwe motor werd gebouwd. Hiermee werden in december 1896 duurproeven gestart.



Diagrammen dieselmotor (beproevingen 1895)

Op 27 december 1896 schreef Diesel aan Krupp: 'Summa summarum (= alles bijeengenomen) zal ik tegen eind januari 1897 een volkomen rijpe, mooie en zuinige motor hebben waarmee ons stellig de overwinning verzekerd is'. En zo was het ook. Op 28 januari 1897 had men een watergekoelde dieselmotor met luchtverstuiving. Deze liet alles wat er tot dan toe in de wereld aan zuinig brandstofverbruik bereikt was, met één slag achter zich.

4.3 De theorie van de verbrandingsmotor

Er zijn twee soorten zuigermotoren, namelijk de Ottomotor en de dieselmotor. In de moderne Ottomotor wordt een brandbaar mengsel van lucht en brandstof samengeperst en op het juiste moment door bijvoorbeeld een elektrische vonk tot ontbranding gebracht. Als brandstof komen gassen en gemakkelijk verdampende vloeibare brandstof, zoals benzine in aanmerking.

In de dieselmotor wordt alleen lucht tot een hoge druk samengeperst en op het juiste ogenblik de brandstof fijn verdeeld ingespoten. De temperatuur van de lucht is, als gevolg van het samenpersen, zo hoog dat de brandstof tot zelfontbranding komt. In een dieselmotor kunnen vloeibare brandstoffen worden gebruikt die minder makkelijk verdampen.

Om de werking van deze zogenaamde inwendige verbrandingsmotor goed te begrijpen, is het nodig de verschillende verschijnselen die zich in de cilinder voordoen te verklaren. Daarom volgt hierna een kort overzicht van de processen die in een motor plaatsvinden met de bijbehorende theoretische grondslagen.

4.3.1 De Ottomotor

In een cilinder beweegt zich een zuiger heen en weer tussen de standen A en B, zoals aangegeven in de onderstaande figuur. Het volume tussen A en B is het slagvolume V_s van de zuiger in de cilinder. De ruimte tussen B en het deksel is de verbrandingsruimte of compressieruimte V_c .

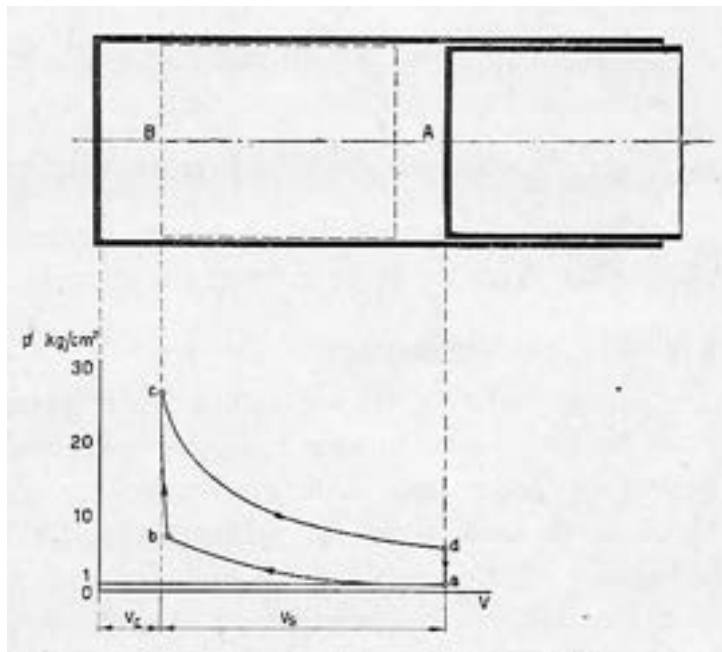
Veronderstellen we nu dat de zuiger zich in A bevindt en in de cilinder een brandbaar gasmengsel aanwezig is, dan zal als de zuiger zich richting B begeeft dit gasmengsel worden samengeperst. Deze compressie gebeurt vrij snel, zodat het gas slechts weinig (compressie)warmte aan de cilinderwand, de zuiger en het deksel kan afstaan. Gedurende de compressie stijgt daarom de temperatuur.

Zet men de op ieder moment ontstane compressiedruk af onder de bereikte stand van de zuiger, dan ontstaat de lijn a-b. Even voordat de zuiger in de uiterste stand B is gekomen, ontsteekt een elektrische vonk het gasmengsel. Bij de nu volgende verbranding komt de verbrandingswarmte vrij, die de temperatuur in de cilinder sterk doet stijgen. Deze temperatuurstijging van de verbrandingsgassen vindt plaats bij vrijwel constant volume waardoor ook de druk sterk stijgt. Dit wordt aangegeven door de lijn b-c.

De ontsteking moet even voor het bereiken van het dode punt plaatsvinden; er is immers voor de verbranding tijd nodig en men wil dat de snelle drukstijging b-c in, of onmiddellijk na, de uiterste stand van de zuiger plaatsvindt.

Beweegt de zuiger zich nu terug van B naar A, dan zetten de gevormde verbrandingsgassen uit en gaat de druk in de cilinder dalen. Deze expansie van de verbrandingsgassen wordt aangegeven door de lijn c-d. Is de zuiger in A, dan vindt uitlaat plaats en is het proces afgelopen. In het diagram wordt dit aangegeven door de lijn d-a.

De praktische uitvoering wordt verderop in deze Leidraad verder toegelicht.



Druk-volumediagram van een Ottomotor

4.3.2 Compressieverhouding

De verbrandingsruimte van de Ottomotor is aanmerkelijk groter gemaakt dan die van de dieselmotor. Dit is omdat bij de Ottomotor voorkomen moet worden dat het brandstofmengsel als gevolg van een te hoge druk en temperatuur voor het bereiken van het dode punt uit zichzelf ontsteekt. Bij de dieselmotor is het juist de bedoeling dat als gevolg van de hoge druk en temperatuur de verbranding wordt ingeleid. De mate waarin het gasmengsel of de lucht in de Otto- en de dieselmotor wordt samengeperst noemt men de compressieverhouding ϵ (epsilon):

$$\epsilon = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$

Bij de dieselmotor is de compressieverhouding ϵ 12-14, bij de Ottomotor is deze zelden hoger dan 7.

Met behulp van een bekende compressieverhouding is eenvoudig de eindtemperatuur na compressie berekenen:

De inhoud van de cilinder aan het begin van de compressie V_1 is:

$$V_1 = V_s + V_c \text{ [cm}^3\text{]}$$

De inhoud van de verbrandingsruimte V_2 is:

$$V_2 = V_c \text{ [cm}^3\text{]}$$

De compressieverhouding ϵ is dan:

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2}$$

Voor een adiabatische compressie (toestandsverandering zonder warmte-uitwisseling met de omgeving) geldt de volgende vergelijking:

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{k-1} \text{ [K]}$$

Hierbij is:

T_2 = de absolute temperatuur van het gas(mengsel) na compressie

T_1 = de absolute temperatuur van het gas(mengsel) voor compressie

ϵ = de compressieverhouding

k = de factor waarmee de verhouding wordt aangegeven tussen soortelijke warmte bij constante druk en bij constant volume. Voor een adiabatische toestandsverandering van een twee-atomig gas, zoals lucht, bedraagt deze factor 1,4.

Voorbeeld Ottomotor

Luchttemperatuur voor compressie 20 °C. Compressieverhouding 7.

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{k-1} = 293 \cdot 7^{(1,4-1)} = 638 \text{ [K]}$$

De compressie-eindtemperatuur bedraagt 638 - 273 = 365 °C en is voldoende laag voor het niet uit zichzelf ontsteken van het gasmengsel.

Voorbeeld dieselmotor

Luchttemperatuur voor compressie 20 °C. Compressieverhouding 14.

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{k-1} = 293 \cdot 14^{(1,4-1)} = 842 \text{ [K]}$$

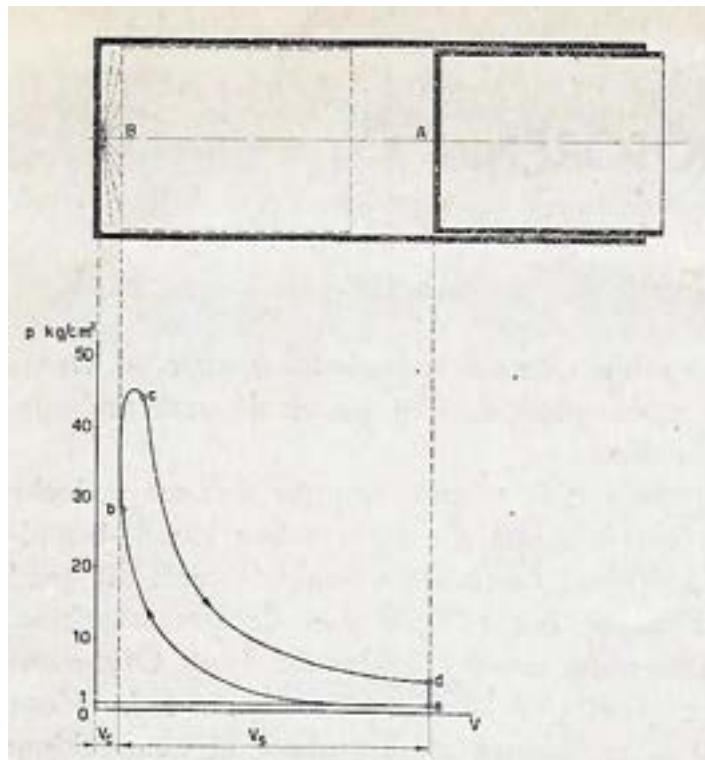
De compressie-eindtemperatuur bedraagt 842 - 273 = 569 °C en is voldoende voor het uit zichzelf ontsteken van de fijn vernevelde vloeibare brandstof.

4.3.3 De dieselmotor

Bij de dieselmotor wordt tijdens de compressie alleen lucht gecomprimeerd. In het diagram van de figuur hieronder wordt dit aangegeven door de lijn a-b. Even voor het bereiken van het dode punt B wordt de brandstof in de cilinder gespoten.

Omdat de brandstof nu door zelfontbranding wordt aangestoken, moet de temperatuur van de in de verbrandingsruimte samengeperste lucht minstens 500 °C zijn. Dit wordt bereikt, zoals we later zien, bij de einddruk van de compressie van 30 kg/cm². Het inspuiten van de brandstof begint even voor het dode punt omdat het even duurt voordat de brandstof begint te branden. Bovendien kan ook niet alle brandstof tegelijk worden ingespoten; daar is dus eveneens tijd voor nodig.

Het inspuiten gebeurt dus ook tijdens de verbranding: deze duurt dus langer dan bij het Otto-proces en brengt naar verhouding ook minder drukverhoging teweeg. De druk tijdens de verbranding wordt aangegeven door de lijn b-c in het diagram. Na afloop van de verbranding expanderen de verbrandingsgassen en worden uitgelaten als de zuiger in A is aangekomen. In het diagram wordt dit aangegeven door de lijn d-a.



Druk-volumediagram van een dieselmotor

Wanneer we het Ottoproces en het Dieselproces met elkaar vergelijken, krijgen we het volgende overzicht:

Ottoproces

Compressie van een brandbaar gas-luchtmengsel tot beneden de zelfontbrandingstemperatuur daarvan en ontsteking door een vonk.

Dieselproces

Compressie van lucht tot boven de zelfontbrandingstemperatuur van de in te spuiten brandstof en ontsteking door de hoge compressietemperatuur zonder verdere hulpmiddelen.

4.3.4 Toestandsveranderingen van gassen

De toestand van een gas, bepaalt door het volume V , de druk P en de absolute temperatuur T , is te veranderen door:

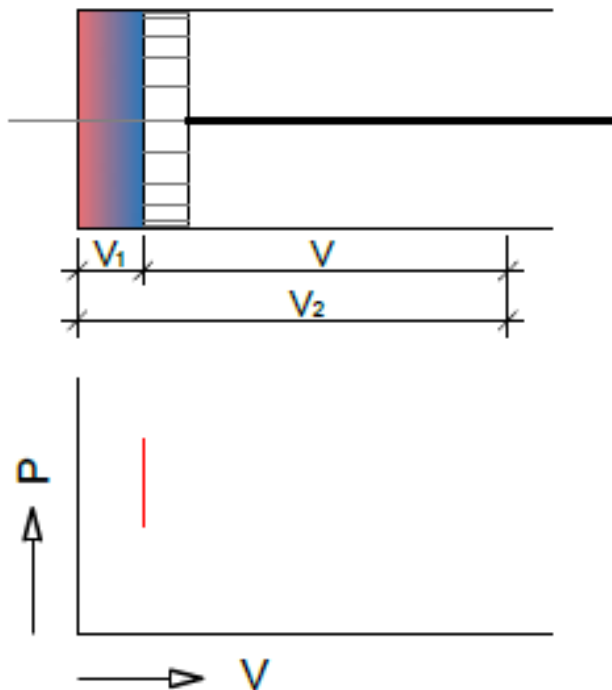
- Het toe- of afvoeren van warmte. Hierdoor veranderen de toestandsgrotheden: volume, druk en temperatuur en wordt warmte in arbeid omgezet
- Mechanische energie toe te voeren of af te voeren. Ook hierdoor veranderen de toestandsgrotheden: volume, druk en temperatuur en verdwijnt of ontstaat er warmte

Bij het behandelen van een aantal duidelijk gedefinieerde toestandsveranderingen berekent men

- De verandering van het volume, de druk en de temperatuur
- De toe- of afgevoerde warmtehoeveelheden
- De geleverde of toegevoerde mechanische arbeid

4.3.4.1 Isochore toestandsverandering (bij constant volume)

De isochore toestandsverandering verloopt in een afgesloten ruimte. Tijdens deze toestandsverandering kunnen we warmte toe- of afvoeren. Als de zuiger in een cilinder zich in het dode punt bevindt, is de momentane zuigersnelheid nul. Omdat er geen volumeverandering optreedt, kan geen arbeid worden verricht. Ontsteken we op dat moment de in het gas aanwezige brandstof, dan verloopt de verbranding in een afgesloten ruimte die niet verandert van inhoud. Er is dus sprake van een isochore toestandsverandering waarbij het beginvolume gelijk is aan het eindvolume. Een dergelijke toestandsverandering doet zich bij benadering voor bij de Ottomotor aan het einde van de compressie tijdens de ontsteking van het gasmengsel.



Isochore toestandsverandering

De verandering van de toestandsgrotheden bepalen we als volgt uit de algemene gaswet:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} = R_i$$

Omdat het beginvolume V_1 gelijk is aan het eindvolume V_2 wordt dit:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Stijgt de temperatuur van een gas dat zich in een afgesloten en niet veranderende ruimte bevindt, dan stijgt de druk evenredig met de absolute temperatuur. Onderstaande figuur toont de isochore toestandsverandering in het PV-diagram.

4.3.4.2 Isobare toestandsverandering (bij constante druk)

Tijdens de isobare toestandsverandering voert men warmte aan het gas toe of af terwijl de druk gelijk blijft. Een dergelijke toestandsverandering treedt op in een zuigermotor waar men de warmtetoevoer zo regelt dat het gas uitzet zonder dat de druk hoger wordt. Het gas expandeert en er ontstaat volumearbeit. De temperatuur van het gas is in de eindtoestand hoger dan in de begintoestand. De inwendige energie is dus toegenomen.

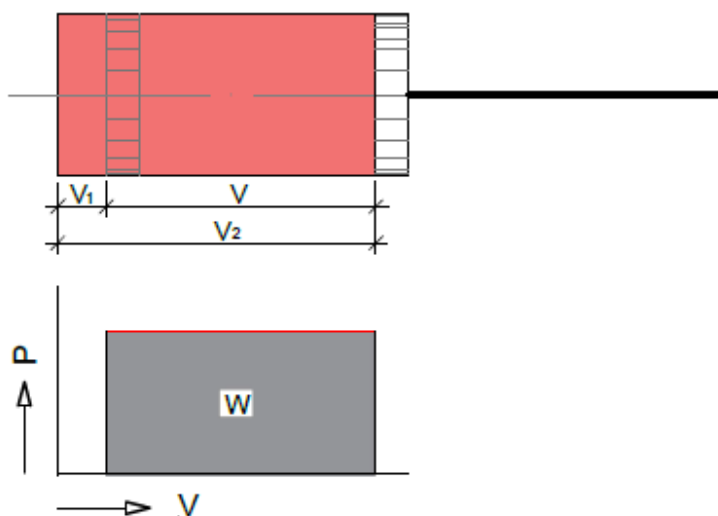
De verandering van de toestandsgrootheden bepalen we als volgt uit de algemene gaswet:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} = R_i$$

Omdat de begindruk P_1 gelijk is aan de einddruk P_2 wordt dit:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Kan een gas vrij uitzetten tijdens een toestandsverandering zodat de druk constant blijft, dan neemt, tijdens het verhitten of het afkoelen van het gas, het volume evenredig toe of af. Onderstaande figuur toont de isobare toestandsverandering in het PV-diagram.



Isobare toestandsverandering

4.3.4.3 Isotherme toestandsverandering (bij constante temperatuur)

Tijdens de isotherme toestandsverandering verandert de temperatuur van het gas niet. De inwendige energie verandert niet. In de eindtoestand is bij een isotherme toestandsverandering de temperatuur gelijk aan die bij de begintoestand.

De verandering van de toestandsgrößen bepalen we als volgt uit de algemene gaswet:

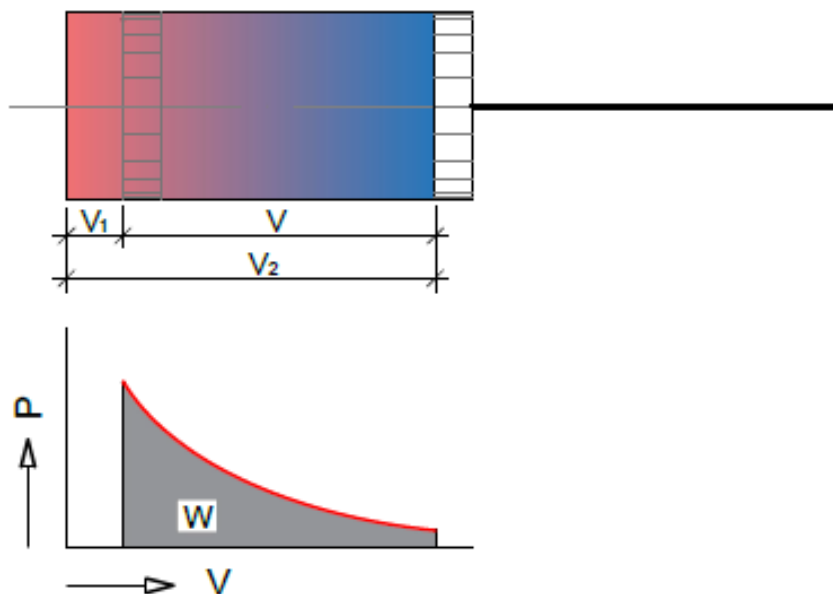
$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} = R_i$$

Omdat de begintemperatuur T_1 gelijk is aan de eindtemperatuur T_2 wordt dit:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

Blijft tijdens het verhitten of afkoelen van een gas de temperatuur constant, dan neemt het volume omgekeerd evenredig met de druk toe of af. We kennen dit verschijnsel als de wet van Boyle-Mariotte.

De volgende figuur toont de isotherme toestandsverandering in het PV-diagram.



Isothermische toestandsverandering

4.3.4.4 De adiabatische of isentropische toestandsverandering (zonder warmte-overdracht)

Als we tijdens de compressie of expansie van een gas, geen warmte toe- of afvoeren, is er sprake van een adiabatische toestandsverandering. Alle hiervoor behandelde toestandsveranderingen

gingen gepaard met warmtetoevoer en warmteafvoer. Bij een adiabatistische toestandsverandering wordt het proces als het ware aan zichzelf overgelaten.

Tijdens een adiabatistische toestandsverandering mag dus geen warmtetoevoer door inwendige verbranding van een lucht-brandstofmengsel optreden. Ook mag geen warmte overgaan van een warmere omgeving naar het gas of van het gas naar een koudere omgeving. Dit laatste is niet vanzelfsprekend als men bedenkt dat bijvoorbeeld een dieselmotor arbeid levert bij een temperatuur van 2000 °C. Aangezien het proces van compressie, verbranding en expansie zeer snel verloopt, gaan de theoretische beschouwingen ervan uit dat dit in een geïsoleerde ruimte plaatsvindt.

Bij een expansie levert het gas volumearbeid. Deze arbeid ontstaat ten koste van de inwendige energie van de begintoestand. De inwendige energie is bepaald door de druk en de temperatuur van het gas. Na de expansie is de inwendige energie van het gas gedaald, waardoor de druk en temperatuur zijn afgenomen. De thermische energie die overeenstemt met deze vermindering van de inwendige energie, is in mechanische energie omgezet.

Bij een compressie gebeurt het omgekeerde. De toegevoerde mechanische arbeid, bijvoorbeeld van het vliegwiel, wordt in thermische energie omgezet. Door deze thermische energie stijgt de inwendige energie. Deze energie gaat niet verloren, maar wordt bijvoorbeeld bij een dieselmotor gebruikt om de brandstof te ontsteken die bij de expansie weer wordt omgezet in mechanische arbeid.

Voor de adiabatistische toestandsverandering gelden de volgende toestandsgr grootheden. Met de factor k wordt de verhouding aangegeven tussen soortelijke warmte bij constante druk c_p en bij constant volume c_v en wel als volgt:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Voor twee-atomige gassen, zoals waterstof, stikstof en lucht, bedraagt deze factor 1,4. Bij de drie-atomige gassen, zoals kooldioxide en waterdamp, bedraagt deze factor 1,33.

Bij de polytrope toestandsverandering wordt deze factor n genoemd en krijgt een waarde tussen de 1 en de 1,4.

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k$$

De eindtoestand van een adiabatistische toestand is als volgt te berekenen:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = R_i \text{ en } P_1 \cdot V_1 = R_i$$

De gemeenschappelijke verhoudingen tussen meerdere toestandsgr grootheden luiden:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{P_1 \cdot V_1}{P_2 \cdot V_2} = \frac{\frac{P_1}{P_2}}{\frac{V_2}{V_1}} = \frac{\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k}{\frac{V_2}{V_1}} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}$$

De afzonderlijke verhoudingen tussen telkens twee toestandsgr grootheden luiden:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \quad \text{of} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{en} \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

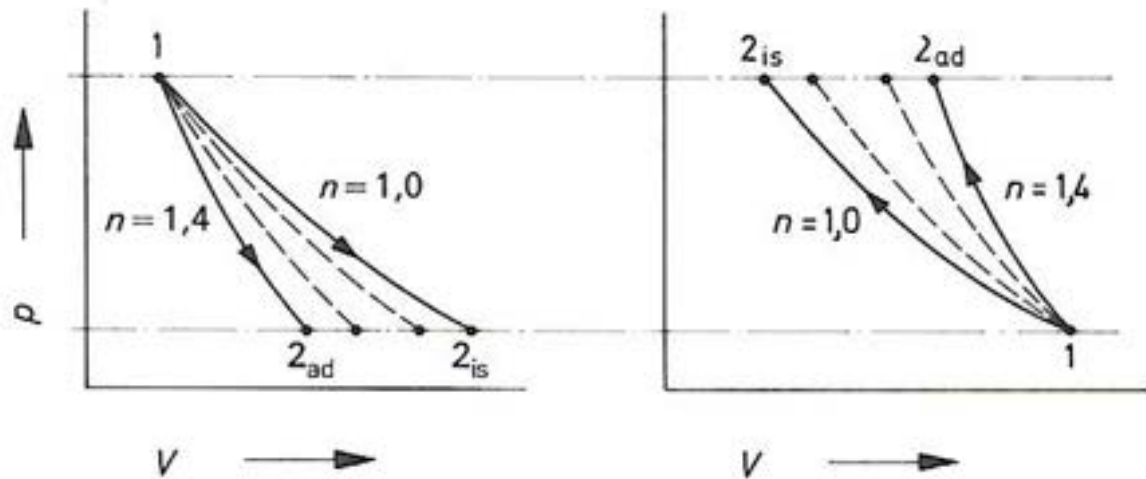
4.3.4.5 De polytrope toestandsverandering

De benaming 'polytroop' (van het Griekse polys = veel en tropos = wending) betekent dat het verloop van de toestandsveranderingen, afhankelijk van de hoeveelheid warmte die wordt toe- of afgevoerd, kan verschillen. Er is dus niet één polytroop, maar er zijn oneindig veel gelijksoortige toestandsveranderingen.

De hiervoor behandelde toestandsveranderingen zijn ook als polytropen te beschouwen. Meestal ligt de polytroop tussen de isotherm $P \times V^1 = \text{constant}$ en de adiabaat $P \times V^k = \text{constant}$ en verloopt deze volgens de wet $P \times V^n = \text{constant}$.

Dit is als volgt te verklaren:

- Tijdens de isotherme toestandsverandering met $n=1$ moeten we de warmte toe- of afvoer zo regelen dat de expansie of compressie van het gas geen temperatuurverandering veroorzaakt. Dit is slechts mogelijk bij zeer traag verlopende toestandsveranderingen waarbij een kleine temperatuurdaling of stijging ongedaan kan worden gemaakt door warmtetoevoer respectievelijk warmteafvoer naar de omgeving. Tijdens de snel verlopende technische machineprocessen kan aan deze voorwaarde slechts in beperkte mate worden voldaan.
- Tijdens de adiabatistische toestandsverandering met $n=k$ mag geen warmte afkomstig uit de inwendige energie naar de omgeving overgaan. Evenmin mag er warmte uit de omgeving naar het gas overgaan. Omdat we bij technische machineprocessen zo hoog mogelijke bedrijfstemperaturen moeten toepassen, wordt dan ook aan deze voorwaarde niet voldaan. Bij zuigermotoren moeten we zelfs de cilinder koelen en dus warmte afvoeren en is er sprake van een polytropische toestandsverandering.
- Tijdens de polytrope toestandsverandering bij verbrandingsmotoren ligt de exponent meestal tussen $n=1$ en $n=k=1,4$. De exponent kan echter ook hogere waarden, bijvoorbeeld als gevolg van wrijving tijdens de expansie, of lagere waarden aannemen door extra koeling met een koelmiddel tijdens het comprimeren.



Verloop toestandsverandering voor expansie
compressie

Verloop toestandsverandering voor

De formules van de polytropische toestandsverandering zijn gelijk aan die voor de adiabatische of isentropische toestandsverandering, alleen moet voor de factor k nu n ingevuld worden.

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n$$

Wiskundig betekent dit dat de polytroop in het PV-diagram een hyperbool van hogere orde is die wordt voorgesteld door een kromme lijn. Dit betekent dat voor het afleiden van vergelijkingen en uitvoeren van berekeningen enige kennis nodig is van complexe berekeningen met behulp van logaritmen. Het uitvoeren van berekeningen zelf is met behulp van moderne rekenmachines op de computer betrekkelijk eenvoudig.

De voor de adiabatische toestandsverandering afgeleide vergelijkingen gelden ook voor de polytropen, alleen moet de factor k vervangen worden door n .

Voor polytropen in het algemeen geldt:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n-1} \quad \text{of} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \text{of} \quad T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Het verband tussen de druk P en het volume V wordt voorgesteld door

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \text{en} \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n$$

De exponent n van de polytroop is voor exacte berekeningen van de geleverde of opgenomen arbeid en de optredende temperaturen bij verbrandingsmotoren en compressoren belangrijk. Met behulp van de meetresultaten van indicator diagrammen van bestaande machines is de waarde van n te bepalen. Hierbij is de volgende vergelijking en afleiding te gebruiken:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n = \text{constant}$$

Of anders geschreven waarbij lg staat voor de Brix logaritme:

$$\lg \frac{P_1}{P_2} = n \lg \frac{V_2}{V_1}$$

De factor n is dan te berekenen met:

$$n = \frac{\lg \frac{P_1}{P_2}}{\lg \frac{V_2}{V_1}} = \frac{\lg P_1 - \lg P_2}{\lg V_2 - \lg V_1}$$

Voorbeeld uit de praktijk:

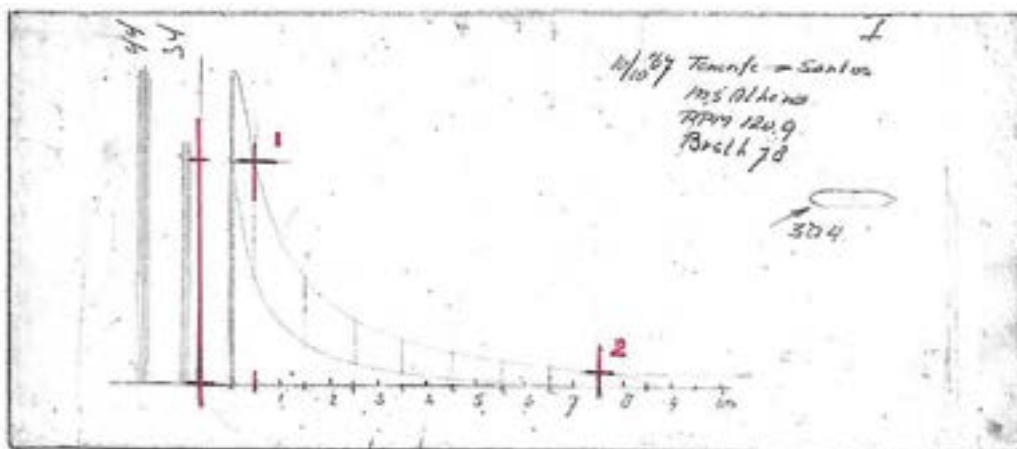
Als voorbeeld voor het bepalen van de factor n is het indicator diagram genomen van cilinder I van een achtcilinder tweetaktscheepsdieselmotor met oplading. Met behulp van het diagram zijn de drukken en volumina te bepalen door opmeting vanaf de atmosferische lijn en de rode lijn aan de linkerzijde die het cilinderdeksel voorstelt. De opgemeten waarden in mm stellen in verhouding de daadwerkelijke drukken en volumina voor.

V1 = 8 mm P1 = 31,5 mm

V2 = 57 mm P2 = 2,5 mm

$$n = \frac{\lg \frac{31,5}{2,5}}{\lg \frac{57}{8}} = \frac{\lg 12,6}{\lg 7,125} = 1,29$$

De polytrope van de expansie van deze dieselmotor bedroeg dus 1,29. Op dezelfde wijze is de polytrope van de compressie te bepalen.



Bepaling n factor polytrope expansie (Cilinder I, achtcilinder Stork HOT, 5000 ipk, Ms Alhena)

4.3.5 Kringprocessen

Een kringproces is het geheel van verschillende achtereenvolgende toestandsveranderingen van een gas of een damp, die dat gas of de damp vanuit een begintoestand weer in dezelfde toestand terugbrengen. Tijdens dat proces is er sprake van compressie, expansie, warmtetoevoer en warmteafvoer. De volgende processen zijn te onderscheiden:

4.3.5.1 Arbeidleverende processen

Dit zijn in het kader van deze Leidraad de kringprocessen van de zuigermotoren. Door middel van deze kringprocessen wordt de thermische energie van de brandstof omgezet in mechanische arbeid. Voorbeelden hiervan zijn de Otto- en de dieselmotor, maar ook de gasturbine. Doorloopt een gas een dergelijk kringproces, dan levert deze mechanische arbeid. Deze processen worden soms rechtsom draaiende of positieve processen genoemd, omdat in het PV-diagram de expansie de bovenste toestandsverandering is, hoger in het diagram staat dan de compressie, en steeds rechtsom draaiend verloopt.

4.3.5.2 Arbeidvragende processen

Dit zijn de kringprocessen van compressoren voor het leveren van bijvoorbeeld de inblaaslucht of startlucht.

Door middel van deze kringprocessen wordt de energietoestand (zowel de druk als de temperatuur) van een gas verhoogd. Doorloopt een gas een dergelijk kringproces, dan verbruikt het gas mechanische arbeid. Voorbeelden zijn de zuigercompressoren, maar ook de turbocompressoren die voor de spoellucht bij verbrandingsmotoren worden gebruikt. Omgekeerd wordt er arbeid geleverd als bijvoorbeeld samengeperste lucht wordt gebruikt bij het starten van een verbrandingsmotor.

Bij beide soorten kringprocessen streven we naar een minimaal verbruik van energie (bijvoorbeeld brandstof) en een maximale opbrengst (bijvoorbeeld mechanische energie).

De verhouding tussen de opbrengst en het verbruik wordt het rendement van het kringproces genoemd en dat wordt uitgedrukt met de Griekse letter η (èta).

$$\eta = \frac{\text{opbrengst}}{\text{verbruik}}$$

De voornaamste basis voor het verbeteren van het rendement is gelegen in kennis van de thermodynamische processen.

4.3.5.3 Kringproces van een motor

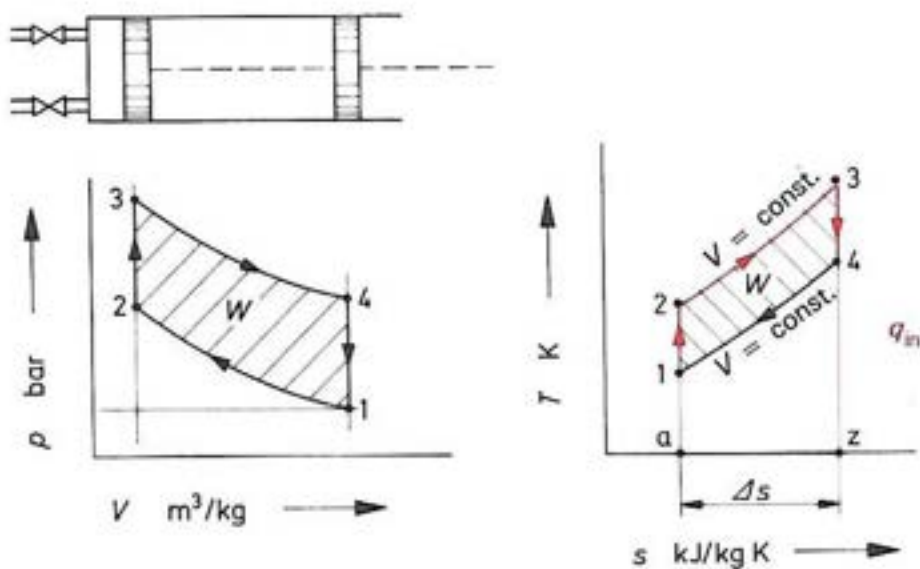
De eerste hoofdwet van de warmteleer zegt dat arbeid en warmte gelijkwaardig zijn. Beide zijn vormen van energie. De technische arbeid van een kringproces is ter bepalen door de volumearbeid van de verschillende toestandsveranderingen bij elkaar op te tellen.

- **Begintoestand**

De basis is een zuigermotor waarin met behulp van lucht (gas) een kringproces moet plaatsvinden dat arbeid produceert.

De warmtetoevoer is te realiseren door een geringe hoeveelheid gas of dampvormige brandstof te verbranden. Deze brandstof is in de carburator in een bepaalde verhouding met de verbrandingslucht gemengd.

De arbeid die het gas verricht, wordt met een drijfwerk overgebracht op de aan te drijven machine. Omgekeerd kan het drijfwerk, met behulp van het vliegwiel, ook arbeid verrichten op het gas(mengsel) in de motor. De zuigerstanden die het ingesloten volume V bepalen, en de gasdruk P in de cilinder worden in het PV-diagram weergegeven. De temperaturen van het gas en de toe- of afgevoerde warmtehoeveelheden worden in een TS-diagram (entropie) uitgezet.



• Compressie 1-2

Het drijfwerk verplaatst de zuiger naar het linker dode punt (dekselzijde). Dit vergt mechanische arbeid die tijdens normaal bedrijf door het vliegwiel wordt geleverd door de startmotor dan wel de startlucht. Gedurende de compressie stijgt zowel de druk als de temperatuur. Omdat geen warmte wordt toe- of afgevoerd, verloopt de toestandsverandering 1-2 adiabatisch. De einddruk P en de temperatuur zijn te berekenen met de vergelijkingen die voor de adiabaten zijn afgeleid.

De zuiger komt automatisch terug in toestand 1 als deze in toestand 2 wordt losgelaten, ervan uitgaande dat er geen wrijving is. Weliswaar wordt de geleverde compressiearbeid weer teruggeleverd, maar een resulterende arbeidsopbrengst is er op deze manier niet.

• Warmtetoevoer 2-3

Voor een resulterende arbeidsopbrengst moeten we in het punt 2, of juist vóór dit punt (voorontsteking) thermische energie toevoeren. Hiertoe ontsteken we het brandstofluchtmengsel in het punt 2. De explosieve verbranding veroorzaakt een plotselinge warmtetoevoer Q_{in} aan de dekselzijde, waardoor de druk en de absolute temperatuur stijgen tot P_3 en T_3 . De toestandsverandering 2-3 verloopt in een gesloten ruimte, dus isochoor.

De toestandsgrrootheid T_3 is als volgt te berekenen:

$$Q_{in} = c_v \cdot (T_2 \cdot T_1) = Q_v$$

De druk volgt uit:

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)$$

In het TS-diagram tekenen we de isochoren $V_1 = \text{constant}$ en $V_2 = \text{constant}$. De toegevoerde warmte Q_{in} wordt in het TS-diagram weergegeven door het vlak onder de kromme 2-3 en wordt voorgesteld door het oppervlak a-2-3-z.

- **Expansie 3-4**

De hoge gasdruk duwt de zuiger naar het rechtse dode punt (aszijde). Omdat we zoveel mogelijk warmte in mechanische arbeid willen omzetten, streven we ernaar tijdens de expansie 3-4 warmteafvoer te beletten. Praktisch is dit niet mogelijk, omdat er altijd afkoeling is. Deze expansie verloopt dan ook adiabatisch.

De druk P_4 en de temperatuur T_4 zijn te berekenen met de vergelijkingen van de adiabaten. De temperatuurdaling tijdens deze expansie, bepaald door de expansieverhouding V_4/V_3 , is een maat voor het in arbeid omgezette deel van Q_{in} . De entropieverandering S_1-S_2 wordt nul. De toestandsverandering 3-4 is een verticale lijn in het TS-diagram.

- **Warmteafvoer 4-1**

In toestand 4 bevat het gas (toestand P_4 , T_4 en V_4) nog veel niet in arbeid omgezette warmte. Om het kringproces te sluiten, moet van 4 naar 1 nog de volgende hoeveelheid warmte isochoor afgevoerd worden.

$$Q_{uit} = Q_v = c_v \cdot (T_4 \cdot T_1) = Q_v$$

Hier is T_1 de omgevingstemperatuur en de temperatuur van het aangezogen brandstofluchtmengsel. In de toestand P_1 , V_1 en T_1 begint het kringproces opnieuw.

- **Kringproces 1-2-3-4 in het PV-diagram**

Bij het doorlopen van bovengenoemd kringproces is er resulterende technische arbeid. Deze arbeid is te berekenen door de volumearbeid van alle toestandsveranderingen bij elkaar op te tellen. Gedurende de twee isochoren 2-3 en 4-1 ontstaat geen volumearbeid. De technische arbeid is dus het verschil van twee volumearbeiden die met de vergelijkingen voor de adiabaten te berekenen zijn. In het PV-diagram is de geleverde technische arbeid het verschil tussen de volumearbeid onder de adiabaat 3-4 (expansie) en de adiabaat 1-3 (compressie). Dit is het gearceerde vlak 1-2-3-4.

• Kringproces 1-2-3-4 in het TS-diagram

De toegevoerde warmte in het TS-diagram wordt voorgesteld door het vlak a-2-3-z-a. Deze warmtehoeveelheid wordt in het kringproces slechts ten dele in mechanische arbeid omgezet, aangezien we het proces in punt 4 moeten afbreken en het gas in deze toestand P_4, T_4 nog veel arbeidsvermogen bevat. Het vlak onder 4-1 stelt de warmte voor die aan het einde van het kringproces nog aanwezig is, en die in de vorm van rookgas naar de omgeving wordt afgevoerd. De warmtehoeveelheid die in mechanische arbeid is omgezet, komt overeen met het vlak 1-2-3-4 en wordt als volgt geschreven:

$$W = Q_{in} - Q_{uit}$$

Met de isochore entropieverandering ($S_4 - S_1 = S_3 - S_2$) en met de gemiddelde temperaturen is de grootte van deze vlakken te berekenen.

• Het rendement van het kringproces 1-2-3-4-1

Het rendement η (èta) is als volgt te definiëren:

$$\eta = \frac{\text{opbrengst}}{\text{verbruik}} \cdot 100 \text{ [\%]}$$

De opbrengst is de gewonnen mechanische arbeid. Deze wordt uitgedrukt in kgm, terwijl het verbruik van de toegevoerde warmte wordt uitgedrukt in kcal. Door de warmtehoeveelheid in kcal te vermenigvuldigen met 427 krijgt men de arbeid in kgm.

Tegenwoordig wordt de arbeid uitgedrukt in Nm (Newtonmeter) en de warmtehoeveelheid in J (Joule). 1 J komt overeen met 1 Nm en er is dus geen omrekeningsfactor nodig.

Met gebruik van de juiste dimensies kan de warmtehoeveelheid ook geschreven worden als:

$$W = Q_{nut} = Q_{in} - Q_{uit}$$

En het rendement:

$$\eta = \frac{W_t}{Q_{in}} = \frac{Q_{nut}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{uit}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{uit}}{Q_{in}} \cdot 100 \text{ [\%]}$$

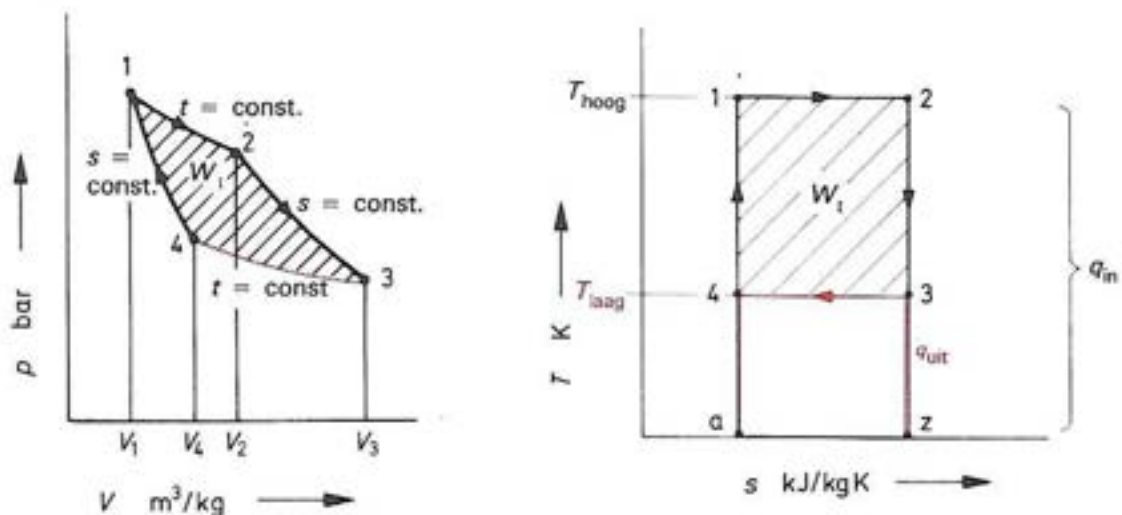
Planimetreren we de oppervlakken in het TS-diagram en berekenen we aan de hand van de gevonden waarden het rendement, dan komen we op een rendement van 25%. De rest, dus 75% van de toegevoerde warmte, wordt met de uitlaatgassen afgevoerd en gaat meestal verloren.

Bij grote motorinstallaties, zoals bij zeegaande schepen, worden de hete rookgassen (300 °C en soms nog hoger) nuttig gebruikt voor het opwekken van stoom. Bij dieselmotoren werd in het verleden het koelsysteem van de motor weleens aangesloten op het verwarmingssysteem van het bemalingsgebouw. Als het gemaal in bedrijf was, kon dan de restwarmte benut worden voor verwarmingsdoeleinden. Omgekeerd diende het verwarmingssysteem om de moto(ren) onder koude weersomstandigheden warm te houden zodat ze gemakkelijker in bedrijf te stellen waren.

4.3.5.4 Het Carnot-kringproces

Bij de behandeling van het vorige kringproces zijn het bereiken van de maximale arbeidsopbrengst en het rendement niet aan de orde geweest. De warmte toe- en afvoer verliep in dit geval isochoor en dus zonder volumearbeid. Bij een isotherme toestandsverandering wordt de toegevoerde warmte volledig omgezet in volumearbeid. Deze maximale omzetting wordt bereikt in deze ene isotherm, maar is daarmee nog geen kringproces: dat bestaat uit verschillende toestandsveranderingen.

De principiële vraag hoeveel arbeid we in het gunstigste geval kunnen krijgen uit een gegeven warmtehoeveelheid Q_{in} wanneer de bovenste (T_{hoog}) en de onderste temperatuurgrens (T_{laag}) vastligt, is opgelost door Carnot (1796-1832) en Clausius (1822-1888).



Voor de beschouwing van de Carnot-cyclus laten we 1 kg lucht van de begintoestand P_1, T_1 expanderen van 1 tot 2. Hierbij is $T_1 = T_{hoog}$ de bovenste temperatuurgrens.

Tijdens deze toestandsverandering, waarbij $T_2 = T_1$, moeten we de volgende warmtehoeveelheid toevoeren:

$$Q_{in} = R_i \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Daarna laten we de lucht adiabatisch expanderen vanaf punt 2 tot punt 3. In punt 3 bereiken we de laagste temperatuur $T_3 = T_{laag}$. Nu moeten we de lucht in de begintoestand 1 terugbrengen. Tijdens de eerste stap van 3-4 met behulp van isotherme compressie voeren we een warmtehoeveelheid Q_{uit} af. Hierbij is $T_3 = T_{laag}$ de onderste temperatuurgrens. In de tweede stap comprimeren we de lucht adiabatisch tot de begintoestand 1. We kiezen hierbij het eindpunt 4 van de isotherm zodanig dat de adiabaat 4-1 door punt 1 gaat.

De bedoeling van dit kringproces is de nuttige technische arbeid W_t te verkrijgen. In het PV-diagram en het TS-diagram stellen we deze arbeid W_t voor door het vlak 1-2-3-4. De toestand van de lucht is na het doorlopen van het kringproces niet veranderd.

Een gedeelte van de toegevoerde warmte is tijdens het kringproces in arbeid omgezet. Dus geldt:

$$W_t = Q_{in} - Q_{uit} = Q_{in} \cdot \left(1 - \frac{Q_{uit}}{Q_{in}}\right)$$

Het thermisch rendement wordt hiermee:

$$\eta = \frac{W_t}{Q_{in}} = \frac{Q_{nut}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{uit}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{uit}}{Q_{in}} \cdot 100 \text{ [%]}$$

De warmtetoevoer van 1-2 bedraagt:

$$Q_{in} = R_i \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \text{ [kcal]} \text{ (hierbij is } T_1 = T_2)$$

De warmteafvoer van 3-4 bedraagt:

$$Q_{uit} = R_i \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_3}{V_4}\right) \text{ [kcal]} \text{ (hierbij is } T_3 = T_4)$$

Voor de entropieverandering van de isothermen 1-2 = 3-4 geldt:

$$\Delta S = R_i \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \text{ [kcal]}$$

Voor de adiabaten 2-3 en 4-1 geldt:

$$\frac{T_2}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^{k-1} \text{ respectievelijk } \frac{T_1}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_1}\right)^{k-1}$$

Voor de isothermen 1-2 en 3-4 geldt verder:

$$T_1 = T_2 \text{ respectievelijk } T_3 = T_4$$

Voor de verhouding tussen de afgevoerde en aangevoerde warmte kan vervolgens geschreven worden:

$$\frac{Q_{uit}}{Q_{in}} = \frac{T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_3}{V_4}\right)}{T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} \text{ of ook } \frac{T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}{T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} = \frac{T_3}{T_1}$$

Hieruit mag worden afgeleid dat de af- en toegevoerde warmte zich verhoudt tot de absolute temperatuur van de onderste temperatuurgrens $T_1 = T_2$ tot de bovenste temperatuurgrens $T_3 = T_4$ van het proces.

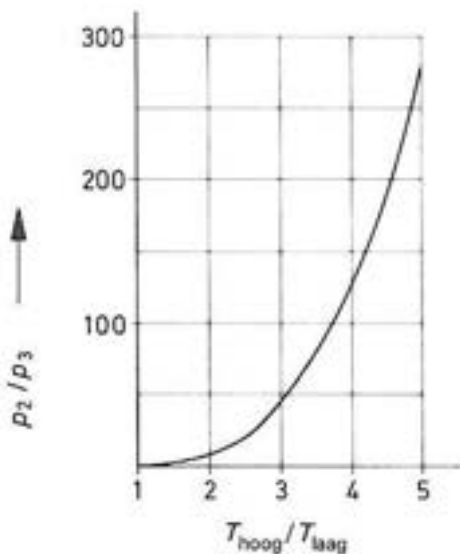
Het rendement van het proces kan dus ook als volgt worden geschreven:

$$\eta = \frac{W_t}{Q_{in}} = \frac{Q_{nut}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{uit}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{uit}}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_{hoog}}{T_{laag}} \cdot 100 \text{ [\%]}$$

Uit dit resultaat volgt dat dit rendement van de omzetting van warmte in arbeid afhangt van de temperatuurval $T_{hoog} - T_{laag}$ en van de absolute waarde van de bovenste temperatuur uitgedrukt in Kelvin. Verder kan worden afgeleid dat bij motoren met hoge gastemperatuur het rendement verbeterd kan worden en dat een dieselmotor om die reden een hoger rendement heeft dan een Ottomotor.

Nu zijn er praktische grenzen aan de toelaatbare hoogte van de temperaturen. De toe te passen brandstoffen, de dalende sterkte van constructiematerialen, maar ook smeer- en koelproblemen spelen bij zuigermotoren een rol.

Verder valt op te merken dat grote temperatuurverhoudingen een exponentieel grotere drukverhoging bij de adiabaten tot gevolg hebben. Een en ander wordt geïllustreerd met de volgende figuur en formule:



$$\frac{P_2}{P_3} = \left(\frac{T_{hoog}}{T_{laag}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_{hoog}}{T_{laag}} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = \left(\frac{T_{hoog}}{T_{laag}} \right)^{3.5}$$

Bij een adiabaat in een Carnot-kringproces waar de hoogste temperatuur bijvoorbeeld 1200 K (927 °C) is en de laagste temperatuur 300 K (27 °C) zal de drukverhouding 128 bedragen. Als de einddruk P_3 bijvoorbeeld 1 kg/cm² bedraagt, zal de begindruk P_2 128 kg/cm² zijn.

$$\frac{P_2}{P_3} = \left(\frac{1200}{300} \right)^{3.5} = 128$$

Drukverhouding als functie van de temperatuurverhouding

De Carnot-cyclus is met zijn betrekkelijk eenvoudige en gemakkelijk te beoordelen voorstelling in het TS-diagram een belangrijk hulpmiddel bij het beschouwen van de verschillende processen die zich in een motor afspelen. In deze Leidraad wordt daarom vaak hierop teruggegrepen.

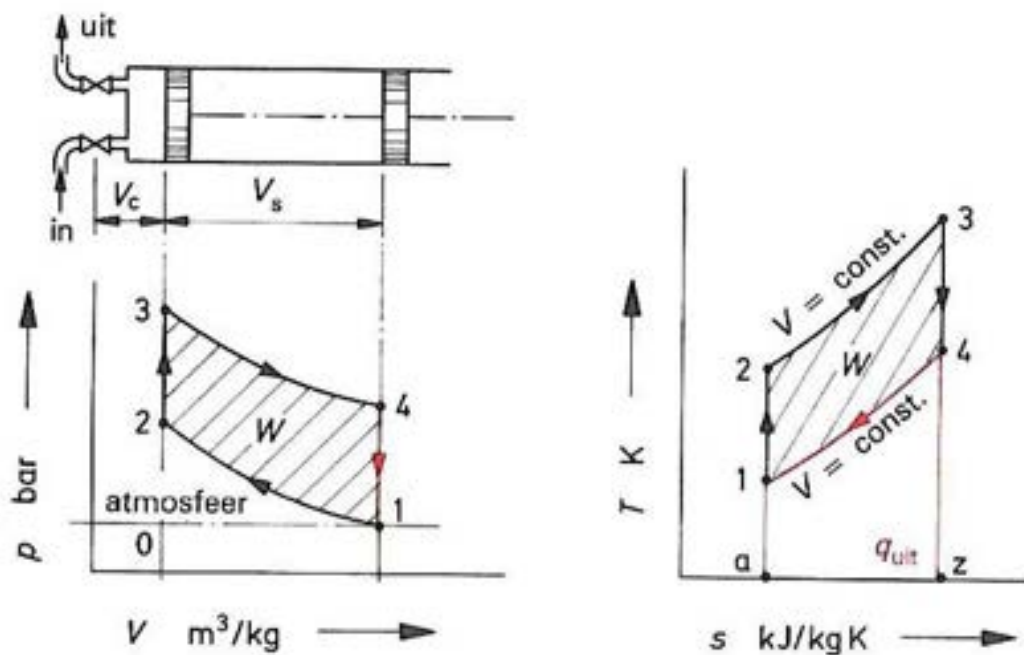
4.3.5.5 Kringproces van inwendige verbrandingsmotoren

In deze paragraaf komen de al eerdergenoemde kringprocessen van de arbeidproducerende machines aan de orde. Als basis nemen we steeds het theoretische resultaat van bepaalde toestandsveranderingen.

De afwijkingen die in de uitgevoerde machines ontstaan, zijn onder meer afhankelijk van het vermogen, het aantal cilinders, het toerental, de brandstoftoevoer, de toe- en afvoer van warmte en -als dit het geval is- van de koeling. Deze afwijkingen zijn bij de ontwikkeling van de verbrandingsmotoren steeds onderwerp van onderzoek en studie geweest. De eerste uitvinders die veelal de theoretische basiskennis moesten ontberen, waren al tevreden als hun motoren het gevraagde vermogen konden leveren. Het brandstofverbruik was aanvankelijk dan ook schrikbarend hoog of de brandstof die men voor ogen had paste niet bij het ontwerp of werd niet onder de juiste condities ontstoken. Het was niet alleen het gebrek aan kennis over de thermodynamica; de pioniers moesten ook de kennis van de constructieve aspecten ontberen bij de ontwikkelingen van een goed werkende inwendige verbrandingsmotor.

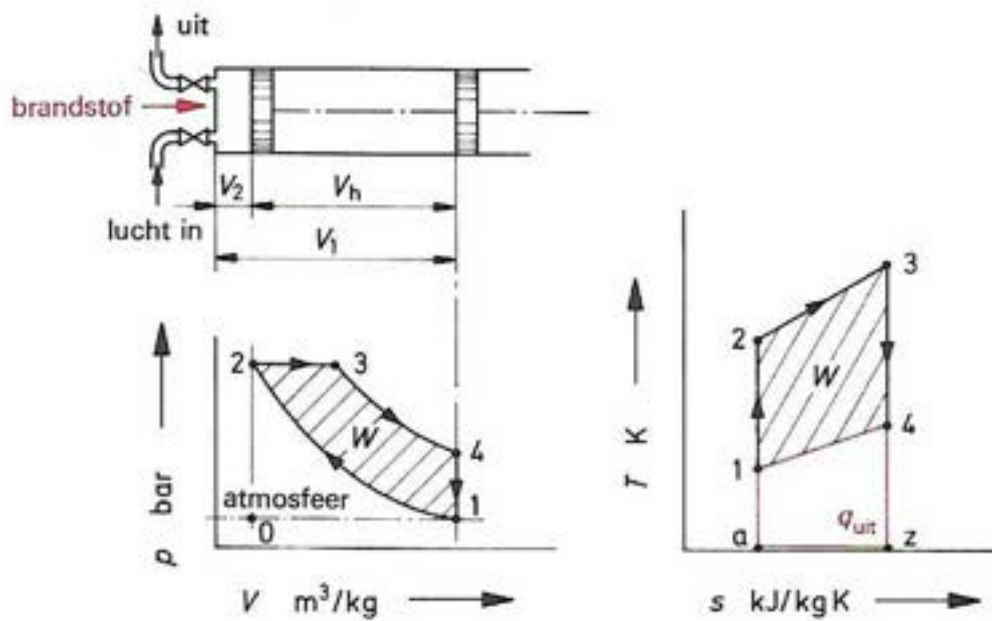
4.3.5.6 Ottoproces

Bij de uitgaande slag



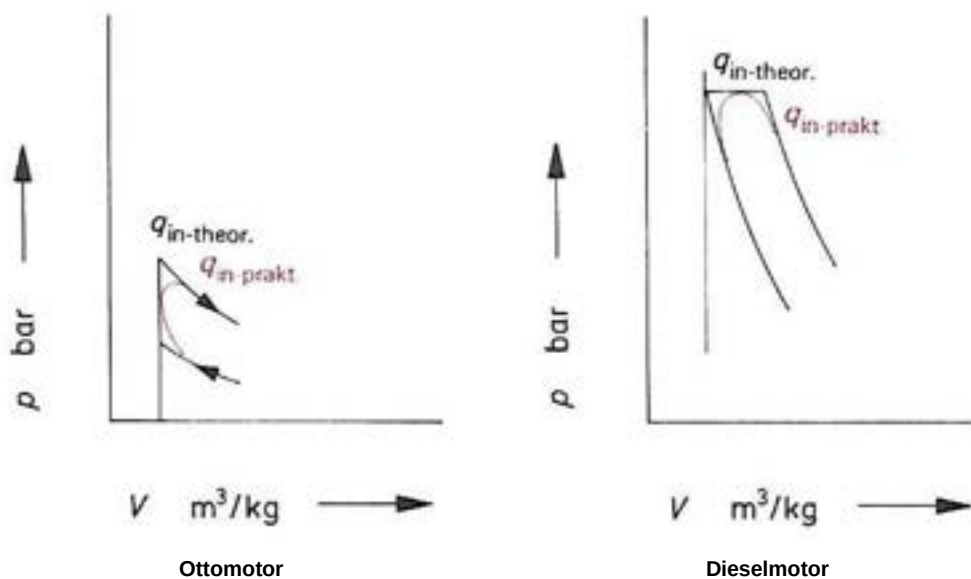
4.3.5.7 Dieselproces

Bij de uitgaande slag



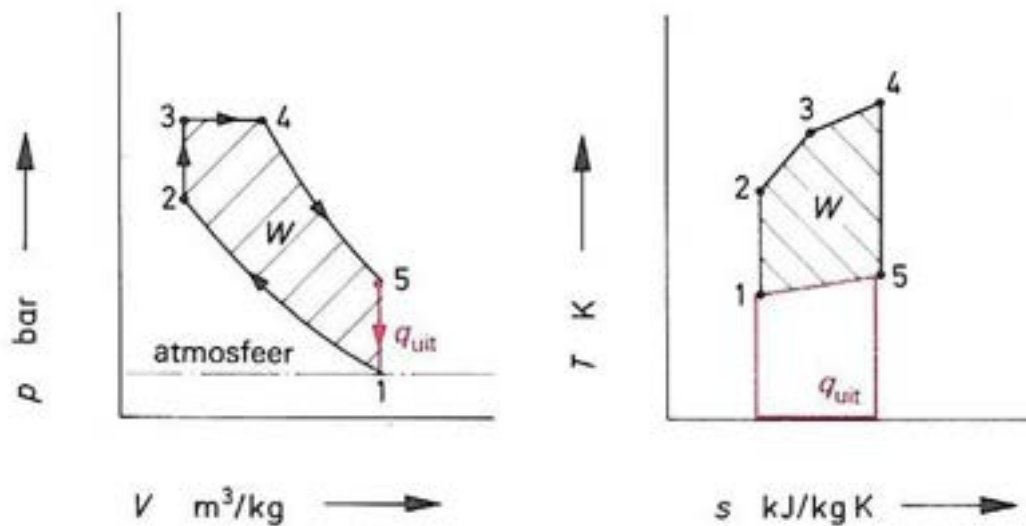
4.3.5.8 Gecombineerd proces

Het zuivere theoretisch Otto- of Dieselp proces komt in de praktijk niet voor. Het grootste probleem is dat in deze beide processen de warmte niet exact isochoor, respectievelijk isobaar is toe te voeren. Gedurende de warmtetoevoer lijken de echte diagrammen meer op die van de volgende figuur.



Werkelijk verloop van de warmtetoevoer in het PV-diagram

Om de prestaties van motoren beter te kunnen berekenen, stelde Seiliger het volgende theoretisch procesverloop voor:



PV- en TS-diagram van een gecombineerd proces

De brandstof moet voor het bereiken van het linkse dode punt ontbranden. Dit betekent voorontsteking bij de Ottomotor en voorinjectie bij een dieselmotor.

Hierdoor benadert het verbrandingsproces de combinatie van een isochoor van 2 tot 3, gevolgd door een isobaar van 3 tot 4. Het kringproces bestaat nu uit de volgende toestandsveranderingen:

- 1-2 adiabatische toestandsverandering
- 2-3 isochore warmtetoevoer
- 3-4 isobare warmtetoevoer
- 4-5 adiabatische expansie
- 5-1 isochore warmteafvoer

Het proces is dus een combinatie van het Otto- en het Dieselproces. We noemen het daarom het gecombineerde proces en we gebruiken het als vergelijkingsproces bij de beoordeling van verbrandingsmotoren. De afleidingen voor de berekening van de warmtehoeveelheden, drukken, temperaturen en volumina zijn afgeleid van de hiervoor beschreven processen, maar als gevolg van toevoegingen complexer. Daarom zijn ze in deze Leidraad achterwege gelaten.

4.3.5.9 Kringproces van de (lucht)compressor

Compressoren zijn machines waarbij we mechanische arbeid verbruiken om een toestand van een gas zodanig te veranderen dat de druk toeneemt. Daarbij wordt ook de temperatuur verhoogd. Dit maakt een aantal technische maatregelen noodzakelijk. Deze worden hierna beschreven.

In het kader van deze Leidraad hebben we te maken met hogedrukcompressoren voor inblaaslucht voor de brandstof en startlucht voor het aanzetten van verbrandingsmotoren.

Vacuumpompen, spoelpompen en blowers zijn ook werktuigen waarmee de druk van een gas (lucht) wordt veranderd en deze kunnen dan ook hieronder worden geschaard.

4.3.5.10 Algemeen

De algemene gaswet is slechts geldig voor ideale gassen bij lage drukken, tot 10 kg/cm en lage temperaturen tot 100 °C.

Voor reële gassen geldt:

$$P \cdot V = k \cdot R_i \cdot T_i$$

Hier is k een correctiefactor die proefondervindelijk is vastgesteld in normen en richtlijnen. Zo gelden bij een druk van 100 kg/cm² en een temperatuur van 50 °C de volgende correctiefactoren voor de verschillende gassen:

Benaming	k
Lucht	1,005
Zuurstof (O ₂)	0,973
Waterstof (H ₂)	1,062
Stikstof (N ₂)	1,018

De algemene gaswet geldt ook voor een gasmengsel. De samenstelling geven we weer in gewichts- of volumepercentages.

Daarnaast is ook de partiële druk van een gas in een gasmengsel dikwijls een belangrijk gegeven. Voor compressie is het gasmengsel, lucht met waterdamp (vochtige lucht), zeer belangrijk. Vochtige lucht is namelijk lichter dan droge lucht en neemt dus per kg een groter volume in. Moet de compressor m kg/h droge lucht leveren, dan moet deze een groter volume aanzuigen en vervolgens comprimeren dan wanneer deze lucht droog zou zijn. Ook verbruikt de compressor hierbij meer arbeid.

De verhouding tussen P, V en T bij de polytrope toestandsveranderingen is hier:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n-1} \quad \text{en} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Hierin is:

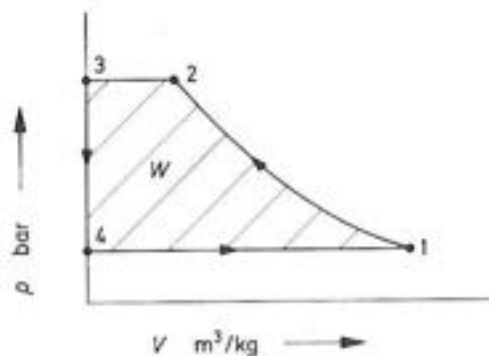
n = 1 bij isotherme toestandsverandering

n = k bij adiabatiscche toestandsverandering

1 < n < k bij polytropische toestandsverandering

4.3.5.11 Proces in een zuigercompressor

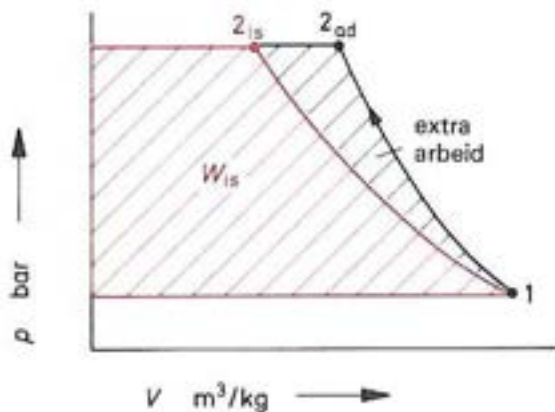
Het theoretische proces in een zuigercompressor verloopt in tegenstelling tot van die in een verbrandingsmotor linksom. De arbeid voor het comprimeren is negatief of, met andere woorden, er moet arbeid geleverd worden. Tijdens de uitgaande of zuigslag 4-1 zuigt de compressor langs de veerbelaste inlaatklep lucht uit de omgeving aan. Tijdens de daaropvolgende ingaande of compressieslag 1-2 wordt de lucht gecomprimeerd en vervolgens via de eveneens veerbelaste uitlaatklep uit de cilinder verdreven naar bijvoorbeeld een drukvat. De druk bij punt 2 is dus de druk in het vat. Hoe hoger de druk in het vat, hoe verder punt 2 op de adiabaat of polytroop van punt 1



verwijderd ligt. Op het moment dat de zuiger aan zijn teruggaande slag begint, punt 3, daalt de druk van 3-4. In punt 4 opent de inlaatklep en begint de cyclus van aanzuigen, comprimeren en afvoeren van de samengeperste lucht opnieuw. In het diagram stelt W de theoretisch te leveren compressiearbeid voor.

Theoretisch PV-diagram van zuigercompressor

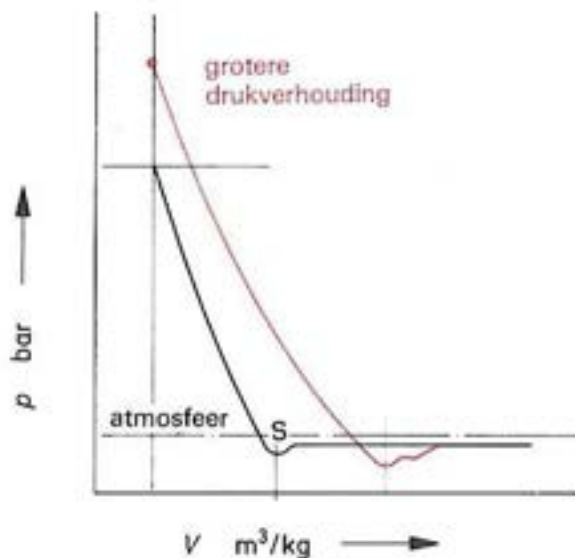
Net als bij expansie verloopt de compressie volgens een polytroop die ligt tussen de adiabaat en de isotherm. Dit wordt in de volgende figuur voorgesteld door respectievelijk de kromme 1-2_{is} en 1-2_{ad}. Comprimeren we de lucht isotherm, dan is de toe te voeren arbeid minimaal. Lukt dit niet en comprimeren we de lucht adiabatisch, dan stelt het grijs gearceerde deel de extra compressiearbeid oor. In de dagelijkse praktijk zal daarom door middel van koeling de toestandsverandering isotherm plaatsvinden. Het verschil in eind P_2 en begindruk P_1 noemen we de drukverhouding.



PV-diagram zuigercompressor met isotherme en adiabatische compressie

We kunnen de aangezogen lucht en de gecomprimeerde lucht niet volledig uit de cilinder verdrijven; de cilinder heeft om constructie-technische redenen een zogenaamde schadelijke ruimte. Zo is er tussen het cilinderdeksel en de zuigerkop steeds enige speling om uitzetting van de onderdelen, maar ook om slijtage van de lagers, op te kunnen vangen. Ook door de opstelling van de kleppen is er steeds ruimte tussen de zuiger en de uiterste stand van de kleppen.

Is de zuiger tijdens het uitdrijven van de lucht in het buitenste dode punt aangekomen, dan zijn deze schadelijke ruimten gevuld met gecomprimeerde lucht. Bij de uitgaande slag (de uitlaatklep blijft gesloten en de inlaatklep blijft door de hoge druk gesloten) expandeert de lucht. Zolang de druk in de cilinder hoger is dan de aanzuigdruk blijft de inlaatklep automatisch dicht. Een en ander is gevisualiseerd in de volgende figuur.



Invloed van schadelijke ruimte op de arbeid en de capaciteit

Pas bij het bereiken van punt S opent de zuigklep en wordt verse lucht in de cilinder aangezogen. Het nuttige slagvolume V_{nut} is dus kleiner dan het slagvolume V_s van de zuiger. Daarom noemen we de onbenutte ruimte 'schadelijke ruimte'. Tijdens het aanzuigen en uitdrijven van de lucht ontstaan drukverliezen als gevolg van stroming. Zo opent de automatische zuigklep en de veerbelaste persklep pas wanneer een voldoende groot drukverschil de traagheidskrachten van de veer en de klepmassa heeft overwonnen. Het verschil tussen de druk waarbij de klep opent en de theoretische persdruk wordt groter naarmate de klepdoorsnede kleiner en de stromingssnelheden groter zijn. Deze drukverliezen vergroten niet alleen de toe te voeren arbeid maar ook vermindert de hoeveelheid aangezogen lucht tijdens de zuigslag. Voorts verhit de cilinderwand de aangezogen lucht. Ook hierdoor wordt de vereiste technische compressiearbeid groter en de aangezogen gewichthoeveelheid lucht tijdens de zuigslag kleiner.

4.3.5.12 Meertrapscompressor

Ook in een eenvoudige ééntrapscompressor met koelribben wordt via de cilindermantel en de cilinderkop warmte afgevoerd. Hierbij is de warmteafvoer in het midden van de cilinder onvoldoende zodat er steeds een temperatuurstijging is tijdens de compressie. De bedoeling van deze koeling is niet in de eerste plaats een isotherme compressie te realiseren, maar om de temperatuur van de verschillende machinedelen laag te houden, zodat:

- De temperatuur van het aangezogen gas minder stijgt en er meer lucht wordt gecomprimeerd
- De temperatuur van de loopvlakken van de zuiger zo laag blijft dat deze goed gesmeerd kunnen worden
- De onvermijdelijke koolafzetting achter de zuigerveren beperkt blijft
- De temperatuur van de klepschotels en veren lager blijft waardoor hun levensduur stijgt

4.3.5.13 Tussenkoeling

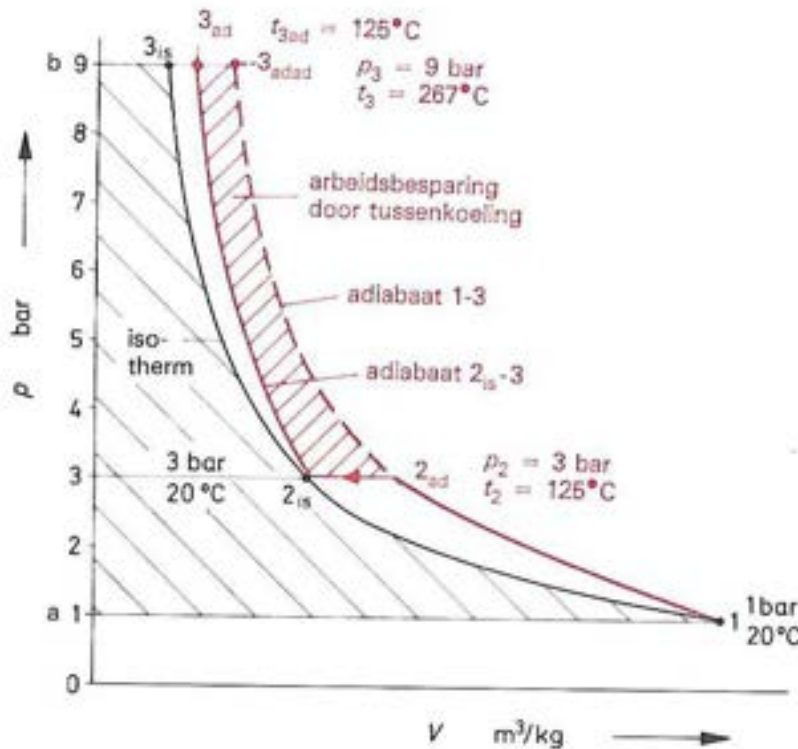
Bij isotherme compressie is de toe te voeren arbeid aanzienlijk minder dan bij adiabatische compressie. Dit betekent dus een arbeidsbesparing. We realiseren een deel van deze arbeidsbesparing als we de lucht in meerdere trappen comprimeren en tussen iedere trap de lucht voldoende koelen.

In het voorbeeld in de figuur op de volgende bladzijde comprimeren we lucht van 1 kg/cm^2 en 20°C in twee trappen tot een druk van 9 kg/cm^2 . De adiabatische compressie in dit voorbeeld resulteert in de eindtoestand 3_{ad} bij 9 kg/cm^2 en 267°C . Het vlak 1- 3_{ad} - b-a stelt de toegevoerde (technische) arbeid voor. Verdelen we de totale drukverhouding gelijkelijk over twee trappen, dan moet de tussendruk 3 kg/cm^2 bedragen. Dit leggen we verderop uit.

De technische arbeid is alleen afhankelijk van de drukverhouding, van de aanzuigtemperatuur en van de exponent n .

Moet het vlak voor de toegevoerde arbeid even groot zijn, dan moet aan de volgende drie voorwaarden worden voldaan:

- De drukverhoudingen moeten gelijk zijn. Aan deze voorwaarde wordt voldaan, immers $1/3 = 9/3$
- Beide compressies moeten adiabatisch verlopen, dus n is k
- De lucht op de tussendruk van $P_2 = 3 \text{ kg/cm}^2$ en een temperatuur T_{2ad} van 125°C moet met een tussenkoeler worden afgekoeld tot een temperatuur T_{is} van 20°C



Meertrapscompressie met tussenkoeling tot aanzuigtemperatuur

In de tweede trap comprimeren we dan de lucht van P_{is} tot P_{ad} met $P_{3ad}=9 \text{ kg/cm}^2$ en $T_{3ad}=125^\circ\text{C}$. Het vlak $2_{ad} - 2_{is} - 3_{ad} - 3_{ada}$ stelt dan de theoretische compressie-arbeidsbesparing voor. Vergroten we het aantal trappen met ook telkens een tussenkoeler, dan besparen we meer compressie-arbeid. De compressie benadert dan de isotherme compressie. In de motorenbranche blijft om praktische, maar ook om kostentechnische, redenen het aantal trappen beperkt tot 3. Stellen we de arbeid die nodig is bij een geheel isotherme compressie van atmosferische druk tot een einddruk van 64 kg/cm^2 gelijk aan 1, dan kan door berekening worden aangetoond dat de compressie-arbeid zal zijn:

1. Bij een geheel adiabatische compressie ($k=1,4$): 1,92
2. Bij een polytropische compressie $n=1,25$, door middel van gedeeltelijke afvoer van warmte door de cilinderwanden: 1,56
3. Bij een polytropische compressie door gedeeltelijke afvoer van warmte via de cilinderwanden in twee trappen en tussenkoeling: 1,24
4. Bij een polytropische compressie door gedeeltelijke afvoer van warmte via de cilinderwanden in drie trappen en tussenkoeling: 1,14.

Hieruit is af te leiden dat door het toepassen van een drietrapscompressor in plaats van een tweetrapscompressor ongeveer 8% op energie kan worden bespaard.

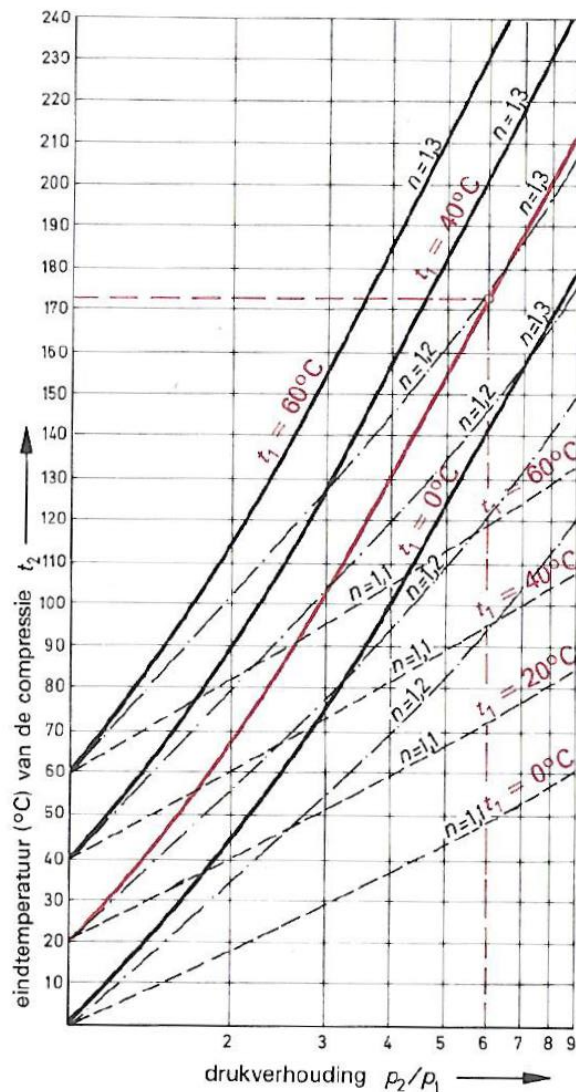
Echter, het besparen op compressiearbeid door de totale drukverhouding over meerdere trappen te verdelen, maakt een complexere en daardoor duurdere installatie noodzakelijk.

Het is daarom alleen zinvol als de compressor continu wordt gebruikt en een substantieel deel van de op te wekken energie vergt, zoals bij motoren met luchtverstuiving.

Van de oude Werkspoor A-frame motoren met luchtverstuiving is bekend dat ongeveer 10% van het nominale vermogen nodig is voor de productie van de inblaaslucht. Dit verklaart meteen ook de enorme rendementsverbetering van motoren toen in de beginjaren van de twintigste eeuw de drukverstuiving werd geïntroduceerd. De fenomenen lucht- en drukverstuiving worden verderop in deze Leidraad uiteengezet.

De eindtemperatuur van de gecomprimeerde lucht bepaalt het minimumaantal trappen. Zeer hoge eindtemperaturen belemmeren een goede smering, een snelle degradatie van het smerend vermogen van de toegepaste smeerolie en verhogen het gevaar dat deze explodeert.

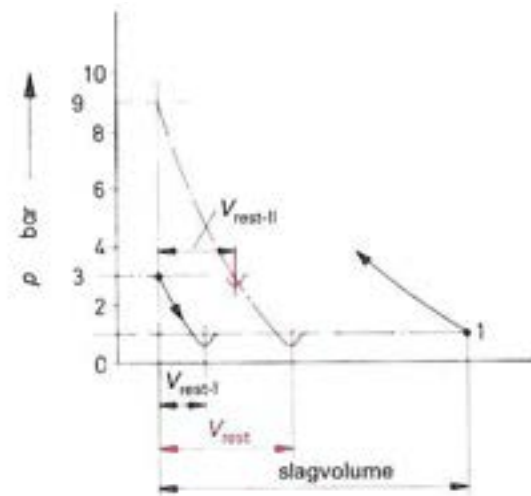
In de volgende figuur wordt de eindtemperatuur gegeven voor een aantal polytrope compressiegevallen als functie van de drukverhouding.



Eindtemperatuur als functie van de drukverhouding

Is bijvoorbeeld de drukverhouding 6 en de aanzuigtemperatuur van de lucht 20 °C, dan bedraagt bij een polytrope compressie $n = 1,3$ de eindtemperatuur 173 °C.

De meertrapscompressie beperkt ook de invloed van de schadelijke ruimte, want de expansie van de lucht in de schadelijke ruimte begint bij een lagere druk. Hieruit volgt een verbetering van de vulgraad λ (lambda), zoals we uit de figuur op de volgende bladzijde kunnen afleiden.



Invloed van meer trappen op de vulgraad

De vulgraad λ is de verhouding tussen het werkelijk aangezogen luchtvolume en het slagvolume, of in formulevorm:

$$\lambda = \frac{V_w}{V_s}$$

Afhankelijk van de drukverhouding, het toerental dat de toestroomsnelheid bepaalt en de (tussen)koeling ligt λ tussen de 0,8 en 0,93.

4.3.5.14 Bepaling drukverhouding

De zuigerkracht is het product van de gasdruk en het zuigeroppervlak. Bij elke volgende trap neemt de gasdruk toe en het zuigeroppervlak af omdat het gasvolume kleiner wordt. We streven ernaar om de drukverhouding en daarmee ook de temperatuurverhoging per trap gelijk te houden. Als we deze drukverhouding x noemen, dan kan voor een tweetrapscompressor de volgende formule voor de drukverhouding worden afgeleid:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = x$$

Of anders geschreven:

$$P_2 = P_1 \cdot x \text{ en } P_3 = P_2 \cdot x$$

De einddruk van de eerste trap P_2 ingevuld in de vergelijking voor die van de totale einddruk p_3 geeft:

$$P_3 = P_1 \cdot x \cdot x = P_1 \cdot x^2$$

Hieruit volgt dat:

$$x^2 = \frac{P_3}{P_1} \quad \text{of} \quad x = \sqrt[2]{\frac{P_3}{P_1}}$$

Dit betekent dat de drukverhouding per trap zich verhoudt als de tweedemachtswortel uit de totale drukverhouding.

Op gelijke wijze kan de formule voor de drukverhouding van een drietrapscompressor worden afgeleid. We vinden dan:

$$x^3 = \frac{P_4}{P_1} \quad \text{of} \quad x = \sqrt[3]{\frac{P_4}{P_1}}$$

Hier vinden we dat de drukverhouding per trap zich verhoudt als de derdemachtswortel uit de totale drukverhouding zodat we voor elk willekeurig aantal druktrappen kunnen schrijven:

$$x = \sqrt[z]{\frac{P_{z+1}}{P_1}}$$

Hierbij is z het aantal druktrappen van de compressor, P_1 de druk van het aangezogen gas (lucht) en P_{z+1} de einddruk van de laatste trap.

Voorbeeld

Een tweetrapscompressor zuigt lucht aan van atmosferische druk $P_1 = 1 \text{ kg/cm}^2$ en perst die samen tot een absolute druk $P_2 = 36 \text{ kg/cm}^2$. Vraag: wat is de gewenste einddruk van de eerste trap als we de compressie-arbeid gelijkelijk willen verdelen over de twee trappen?

De drukverhouding en daarmee de einddruk van de eerste trap bedraagt:

$$x = \sqrt[2]{\frac{P_{z+1}}{P_1}} = \sqrt[2]{\frac{36}{1}} = 6$$

De drukken die we vervolgens op de manometers van de eerste en de tweede trap aflezen, zijn $6 - 1 = 5 \text{ kg/cm}^2$ en $36 - 1 = 35 \text{ kg/cm}^2$. Zoals gebruikelijk in de techniek geven manometers de zogenaamde overdruk aan ten opzichte van de atmosferische druk.

Bij de behandeling van de constructieve aspecten van luchtcompressoren in deze Leidraad gaan we hier verder op in.



Kenmerk

KBDI04ALG-JVR-V11-09-24

4.4 Motorsystemen en opbouw

4.4.1 Soorten motorsystemen

We kunnen inwendige verbrandingsmotoren op verschillende manieren onderverdelen: naar hun toepassing, naar de aard van het gevolgde warmte- of kringprocesproces en de wijze waarop dit wordt uitgevoerd, naar de soort van de gebruikte brandstof, naar de wijze waarop de motor is gebouwd, enzovoort.

We onderscheiden dan:

1. Land- en scheepsmotoren
2. Otto- en Dieselmotoren
3. Tweetakt- en viertaktmotoren
4. Gas- en oliemotoren
5. Trunkzuiger- en kruishoofdmotoren
6. Enkelwerkende en dubbelwerkende motoren

4.4.2 Land- en scheepsmotoren

Gemalen in Nederland zijn tot op de dag van vandaag uitgerust met een grote verscheidenheid aan motorsystemen voor de aandrijving van de opvoerwerktuigen. De hoogheemraadschappen, waterschappen en polders volgden van het begin af aan de ontwikkelingen van dit krachtwerktuig op de voet omdat het een aantal grote voordelen bood ten opzichte van de stoominstallatie. Helaas zijn niet alle systemen nog vertegenwoordigd in de bewaard gebleven gemaalobjecten. We zullen deze wel benoemen in deze Leidraad, maar slechts oppervlakkig behandelen.

Opgemerkt wordt dat we een groot aantal verbeteringen met name aan de grotere verbrandingsmotoren te danken hebben aan de ontwikkelingen in de scheepvaart. De waterbeheerders maakten dankbaar gebruik van de daar opgedane kennis en ervaring.

4.4.3 Otto- en dieselmotoren

Voor de aandrijving van opvoerwerktuigen en van hulpwerktuigen zijn sinds de toepassing van de verbrandingsmotoren in gemalen beide motortypes toegepast. Omdat het Ottoproces met overwegend lichtere en makkelijker ontvlambare brandstoffracties, zoals gas en benzine, werkt en dus brandgevaarlijker is, maakte men, na de introductie door Werkspoor van de eerste dieselmotor in een gemaal van de Nieuwkoopse polder in 1904, al snel uitsluitend gebruik van dit type verbrandingsmotor voor de hoofdaandrijving. Tot op de dag van vandaag worden in sommige (museum)gemalen voor de aandrijving van hulpwerktuigen benzinemotoren toegepast.

Ottomotoren worden overwegend als viertakt gebouwd. Dieselmotoren daarentegen worden als viertakt en als tweetakt gebouwd en toegepast in gemalen.

4.4.4 Vier- en tweetaktmotoren

De viertaktmotor is het eerst tot ontwikkeling gebracht. Hij had dus een voorsprong op de tweetaktmotor. Die voorsprong is tegenwoordig niet meer aanwezig en er worden zowel kleine als grote motoren gemaakt.

Voor wat de toepassing betreft, zien we een aantal verschillen. Deze verschillen komen verderop in deze Leidraad nader aan de orde.

4.4.4.1 Viertaktproces

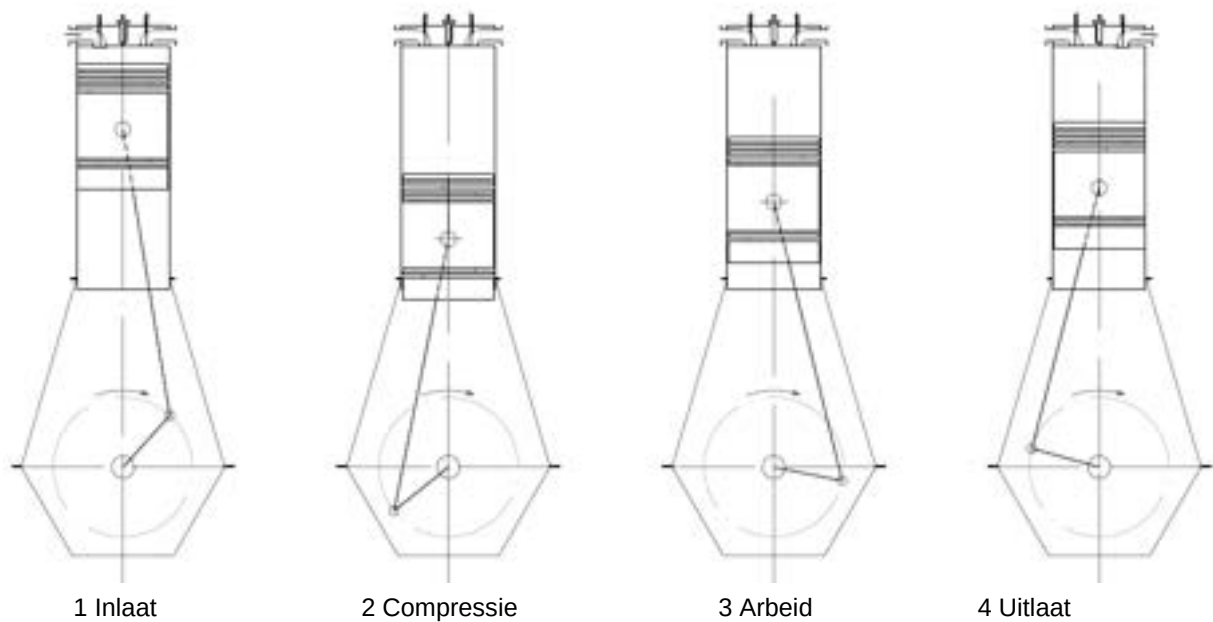
Op de volgende afbeelding is de procesvolgorde van een viertakt-inspuitmotor weergegeven. De toevoer van de verbrandingslucht en de afvoer van de rookgassen wordt geregeld met kleppen. De vloeibare brandstof wordt met behulp van een speciale pomp en verstuiver of brandstofklep toegediend. De ontsteking vindt dan plaats door een gloeilichaam bij een Ottomotor of door zelfontbranding bij een dieselmotor.

Bij hoge compressie en verbrandingsdrukken maar nog steeds een explosief verloop van de verbranding spreken we van semi-dieselmotoren.

Het viertaktproces, ook wel vierslagproces genoemd, vindt plaats in de volgende vier te onderscheiden slagen van de zuiger. Hierbij vindt steeds overlap plaats van een volgende fase. Het tijdstip waarop en waarom deze overlap nodig is, wordt verderop in deze Leidraad uitgelegd.

Bij een viertaktmotor wordt er bij elke twee omwentelingen van de krukas arbeid geleverd.

- 1e. Zuigerslag: inlaat van de verbrandingslucht, de lucht wordt aangezogen of onder druk toegevoerd
- 2e. Zuigerslag: compressie van de lucht gevolgd door inspuiting van de vloeibare brandstof en ontsteking, bij het einde van de slag
- 3e. Zuigerslag: verbranding van de brandstof en expansie van de verbrandingsgassen waardoor arbeid wordt geleverd. Voor het einde van de slag begint de uitlaat van de rookgassen
- 4e. Zuigerslag: uitlaat van de verbrandingsgassen



Viertaktmotor procesvolgorde

De hiervoor afgebeelde in viertakt werkende inspuitsmotor is ontwikkeld uit de in viertakt werkende mengselmotor. Het verschil is dat bij een mengselmotor de brandstof, benzinedamp of gas buiten de motor met de verbrandingslucht vermengd wordt en bij de inlaatslag door de motor wordt aangezogen. De ontsteking wordt ingeleid door een vonk of een gloeilichaam en is niet een gevolg van de hoge druk en temperatuur, zoals bij een dieselmotor. Explosiemengselmotoren worden vrijwel steeds als viertaktmotoren gebouwd, omdat, zoals bij de tweetaktmotor wordt toegelicht, met het brandbare mengsel moet worden gespoeld en het brandstofverbruik daardoor hoog is.

Bij de behandeling van het tweetaktproces wordt ingegaan op de toepassing van zogenaamde drukvulling om het vermogen per m³ slagvolume te vergroten waardoor met een kleinere motor kan worden volstaan, maar nog belangrijker een hoger (thermisch) rendement valt te behalen. Weliswaar wat later dan bij de tweetaktmotor wordt vanaf het midden van de twintigste eeuw drukvulling ook ingezet bij viertaktmotoren. Druk vulling is een effectief middel om met name bij de viertaktmotor het vermogen belangrijk op te voeren, meestal met 40 à 50%.

4.4.4.2 Tweetaktproces

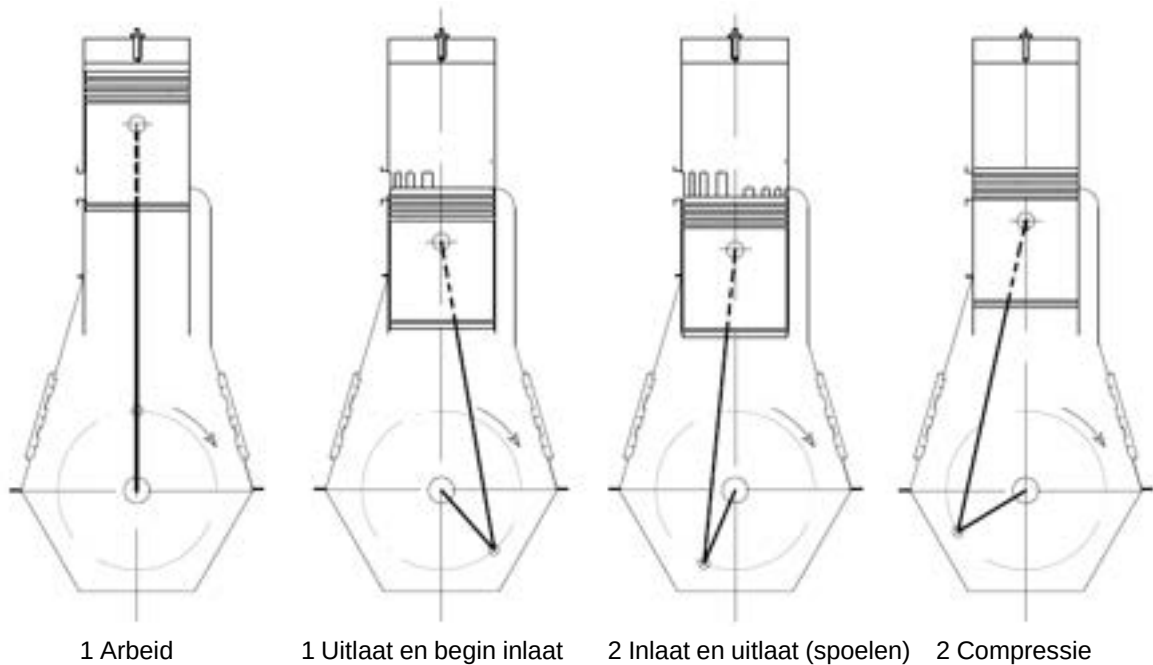
Op de volgende afbeelding is de procesvolgorde van een tweetakt-inspuitsmotor weergegeven.

De toevoer van de verbrandingslucht en de afvoer van de rookgassen wordt met behulp van zogenaamde poorten in de cilinder geregeld door de er langs bewegende zuiger; enigszins vergelijkbaar met een stoomschuif bij een stoommachine. De vloeibare brandstof wordt met behulp van een speciale pomp en verstuurder of brandstofklep toegediend. De ontsteking vindt dan plaats door een vonk of gloeilichaam bij een Ottomotor of door zelfontbranding, als gevolg van de hoge druk en temperatuur, bij een dieselmotor.

Bij hoge compressie- en verbrandingsdrukken maar nog steeds een explosief verloop van de verbranding spreken we net als bij een viertaktmotor over semi-dieselmotoren.

Het tweetaktproces vindt plaats in de volgende te onderscheiden twee slagen van de zuiger. Hierbij vindt steeds overlap plaats met een volgend proces. Het tijdstip waarop en waarom deze overlap nodig is, wordt verderop in deze Leidraad uitgelegd. Bij een tweetaktmotor wordt er bij elke omwenteling van de krukas arbeid geleverd.

- 1e. Zuigerslag: verdere verbranding van de aan het eind van de vorige slag toegevoerde brandstof en expansie van de verbrandingsgassen waardoor arbeid wordt geleverd. Begin uitlaat van de verbrandingsgassen. Begin inlaat van de onder geringe overdruk toegevoerde verbrandingslucht en het (schoon)spoelen van de verbrandingsruimte
- 2e. Zuigerslag: verder toevoeren van verbrandingslucht, spoelen en het uitdrijven van de verbrandingsgassen gevolgd door de compressie van de verbrandingslucht. Aan het einde van de slag wordt de brandstof toegevoerd en ontstoken

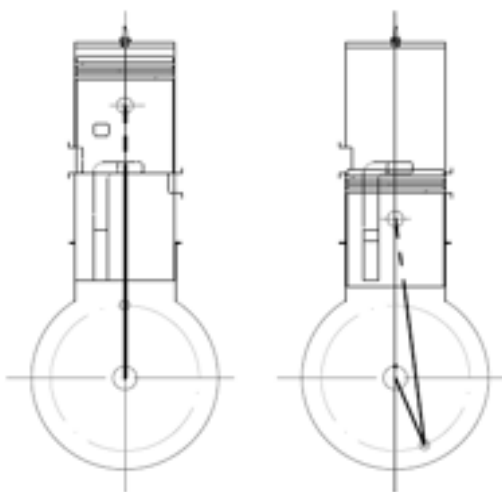


Tweetakt procesvolgorde

Bij de hiervoor afgebeelde tweetakt werkende motor wordt de brandstof op het eind van de slag ingespoten. Bij een in tweetakt werkende mengselmotor wordt de brandstof buiten de motor gemengd met de verbrandingslucht. Bij het spoelen gaat dus een (klein) deel van de brandstof verloren.

Dit is de reden dat in tweetakt werkende mengselmotoren slechts voor relatief geringe vermogens worden toegepast en voor zover bekend niet in gemalen zijn toegepast. Bij een in tweetakt werkende dieselmotor wordt alleen verbrandingslucht gecomprimeerd en gaat er geen brandstof verloren tijdens het spoelen van de cilinder. Dit type motor is daardoor minder milieuvriendelijk dan de in tweetakt werkende mengselmotor.

Hiernaast een voorbeeld van een in tweetakt werkende mengselmotor van de inmiddels historische auto-, motor- en bromfietsenfabrikant DKW (1916-1966).



Tweetaktmengselmotor voor benzine (DKW)

Daar waar bij het tweetaktproces de verbrandingsgassen worden uitgedreven door de overdruk van de verbrandingslucht, worden deze bij een viertaktmotor door de zuiger van de desbetreffende cilinder tijdens de uitlaatslag naar het uitlaatkanaal geperst. De overdruk die nodig is voor het spoelen bij de tweetaktmotor wordt opgewekt of door de onderkant van de zuiger of door een speciale spoelpomp. De druk van de verbrandingslucht na het spoelen en bij het begin van de compressie is dan nagenoeg atmosferisch. Dit bepaalt uiteindelijk het maximaal in de cilinder te ontwikkelen vermogen naast de grootte van de motor. De vooral na de Tweede Wereldoorlog ingezette ontwikkelingen van motoren met groter vermogen per m³ slagvolume hebben ertoe geleid dat deze druk van de verbrandingslucht aan het begin van de compressie aanmerkelijk hoger kon worden opgevoerd. Er is dan meer zuurstof voor de verbranding beschikbaar, zodat in dezelfde cilinder meer vermogen kan worden ontwikkeld. We spreken dan van drukvulling, oplading of supercharging. Deze systemen die in bepaalde opzichten vergelijkbaar zijn met de tot dan toe bekende spoelsystemen worden verderop in deze Leidraad uitvoerig besproken.

4.4.5 Gas- en oliemotoren

Afhankelijk van de toestand van de toegepaste brandstof worden motoren ingedeeld in gas- en oliemotoren.

4.4.5.1 Gasmotoren

Zoals de naam al aangeeft, wordt de brandstof bij de gasmotor in gasvormige toestand en gemengd met de verbrandingslucht in de verbrandingsruimte van de motor aangevoerd. Het gas wordt uit vaste of vloeibare brandstof verkregen in een buiten de motorruimte geplaatst toestel. Gasmotoren vinden we vaak bij hoogovenbedrijven waar ze op het bij de cokesbereiding vrijkomende (hoogoven)gas draaien. Voor de bij poldergemalen toegepaste gasmotoren werd het gas van steenkool gemaakt met behulp van in een bijgebouw opgestelde generator. Omdat de motor het gas aanzuigt, noemen we de motor een zuiggasmotor en de installatie een zuiggasinstallatie. Er zijn in de periode van 1904 tot 1958 ongeveer 125 zuiggasinstallaties in gemalen toegepast. Er is echter geen enkel gemaalobject met een zuiggasinstallatie bewaard gebleven. Daarom wordt in deze Leidraad hieraan verder geen aandacht besteed, anders dan om de werking te kunnen verklaren en te vergelijken met andere verbrandingsmotortypes. In Nederland kennen we het gemaal Rozema te Termunterzijl waar de drie pompen door gasmotoren worden aangedreven. De installaties met gasmotoren van de gemalen UG Schilthuis te Rotterdam en de Hongerige Wolf in de gelijknamige plaats zijn respectievelijk buiten werking gesteld of geamoveerd en vervangen door elektromotoren.

4.4.5.2 Oliemotoren

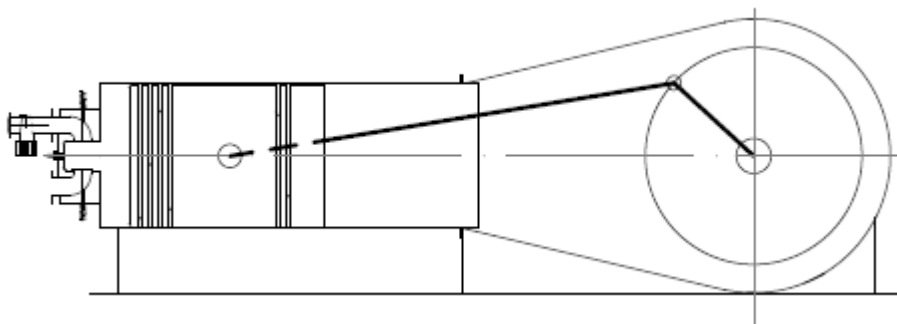
Bij oliemotoren wordt de brandstof in vloeibare vorm aangevoerd en bij een mengselmotor buiten de motor in dampvorm gebracht en vermengd met de juiste hoeveelheid lucht in de verbrandingsruimte aangevoerd waar het vervolgens wordt verbrand.

Bij een inspuitsmotor wordt de vloeibare brandstof in de verbrandingsruimte of een direct daarmee in verbinding staande ruimte gespoten waar het gelijktijdig met de verbranding aldaar wordt gemengd met de verbrandingslucht. De brandstof wordt met een pomp in afgemeten hoeveelheden

en al naar gelang het motortype, als straal, druppels of met lucht of onder hoge druk fijn verstoven, in de verbrandingsruimte aangevoerd.

4.4.6 Horizontale en verticale motoren

Een belangrijk onderdeel van een verbrandingsmotor is het frame: immers, dit houdt de bewegende delen in een bepaalde stand ten opzichte van elkaar en brengt de vrijkomende krachten op het fundament over. We onderscheiden twee hoofdconstructies: de horizontale waarbij de hartlijn van de cilinder in het horizontale vlak ligt en de verticale constructie waar bij de hartlijn verticaal of onder een hoek met het verticale vlak ligt.



Horizontaal opgestelde verbrandingsmotor

Lange tijd is de horizontale constructie de meest gebruikelijke geweest voor niet-verplaatsbare verbrandingsmotoren. Bij een gelijk vermogen was deze goedkoper te fabriceren dan een motor in verticale opstelling. De onderdelen voor de klepbediening kunnen bij de horizontale bediening gemakkelijker toegankelijk worden aangebracht, terwijl het demonteren van de zuiger eenvoudiger is. Men moet hierbij bedenken dat de cilinderkop een onderdeel vormt van het frame en dat dit ook slaat op de 'vroegere' motoren met zogenaamde blind geboorde cilinderconstructies. De cilinderkop en de cilinder zijn daarbij gemaakt uit een gietstuk, zodat de zuiger aan de aszijde uit de cilinder moet worden gehaald. De gemakkelijke zuigerdemontage is vooral belangrijk bij het gebruik van brandstoffen die veelvuldige reiniging van de motor nodig maken, zoals bijvoorbeeld zuiggas. Bij horizontale machines worden dan vooral de verbrandingsruimte en de kleppen verontreinigd, bij verticale machines juist de loopvlakken en de zuigerbodem. In het laatste geval is de slijtage groter, terwijl bovendien voorontstekingen kunnen optreden als gevolg van vastgebrande gloeiende kooldeeltjes. Daarnaast is bij een horizontale motorconstructie de krukas eenvoudig te lichten of zelfs helemaal te verwijderen voor groot onderhoud aan de as-metalen of kussenblokken.

Als gevolg van de dwarskrachten bij trunkzuigermotoren die overwegend naar beneden gericht zijn, maar ook het gewicht van de zuiger zelf, zal bij een horizontale motorconstructie, de cilinder ovaal uitslijten.

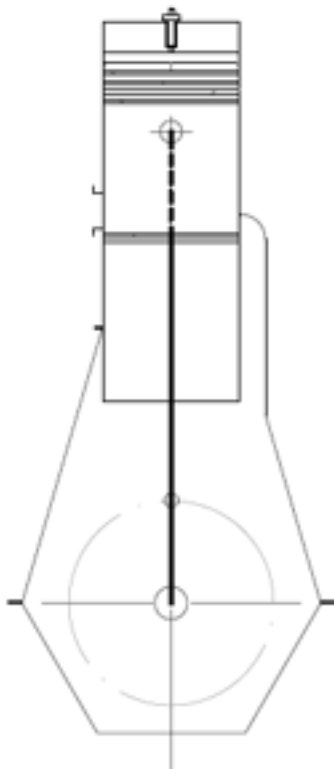
De traagheidskrachten van de heen- en weergaande delen werken in horizontale richting. Het hangt van de balancering, de fundatie en de naaste omgeving af of dit van belang is.

De verticale bouwwijze van motoren is tegenwoordig de meest gebruikelijke. Een verticale motor heeft een aanzienlijk kleinere opstelruimte nodig dan de horizontale motor, terwijl het nominale toerental hoger kan zijn.

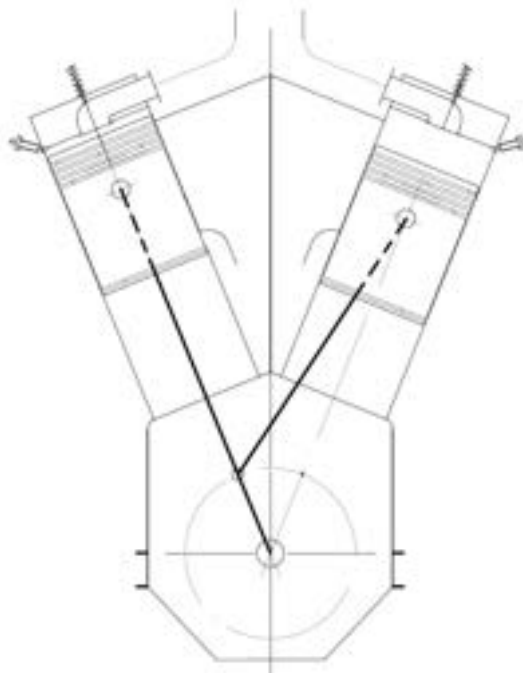
Ook maakt deze constructie het mogelijk, vooral bij (olie) inspuitmotoren, een betere vorm aan de verbrandingsruimte te geven waardoor een zuiniger brandstofverbruik wordt verkregen. Overigens is een kleine motoropstelruimte alleen belangrijk in de scheepvaart, bij een gemaal speelt dit nauwelijks een rol.

Voor kleine vermogens, tot ongeveer 40 pk, is de verticale constructie in het verleden vaak toegepast. Tegenwoordig worden in gemalen uitsluitend verticale motoren toegepast. Wanneer de laatste horizontale motor in een gemaal is toegepast, is niet precies bekend. Ingeschat wordt dat dit in het midden van de vorige eeuw moet zijn geweest.

Behalve het kleinere vloeroppervlak van de verticale motor is het juist bij grote motoren een voordeel dat zware zuigers op gemakkelijke wijze met een hijsinrichting kunnen worden gedemonteerd.



Verticaal opgestelde verbrandingsmotor



In V-vorm opgestelde verbrandingsmotor

Een zeer compacte verticale motorconstructie is die van de V-motor. Dit relatief jonge type motor, waar de cilinders onder een hoek van $22\frac{1}{2}^\circ$ met de loodlijn zijn geplaatst, wordt veel toegepast op kleine schepen waar men woekt met de ruimte, zoals bij visserij-schepen. Dit type motor is bij een aantal gemalen in Nederland toegepast. Zoals hiervoor, bij de verticale motor met in lijn geplaatste cilinders voor gemalen, is aangegeven, is de noodzaak van een compacte constructie en kleine opstelruimte hier niet aanwezig.

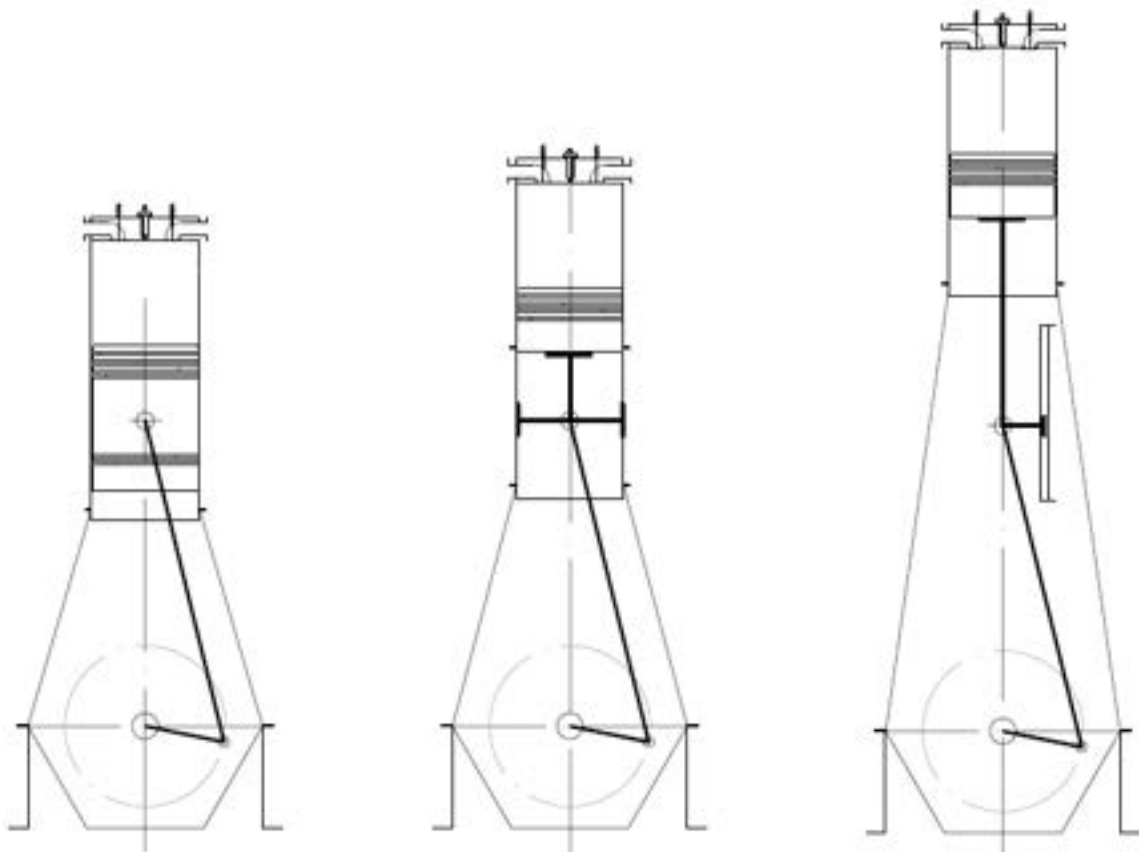
De compacte bouw van de V-motor maakt dat deze in het algemeen minder makkelijk is te onderhouden.

4.4.7 Trunk- en kruishoofdmotoren

In de hiervoor getekende schematische figuren is de drijfstang van de motor steeds direct met de zuiger verbonden getekend. We noemen dit de trunkzuigeruitvoering.

Bij de eerste motoren volgde men de constructie van de stoommachine en paste een zuigerstang en een drijfstang toe. Maar omdat -in tegenstelling tot de stoommachine- bij de motor slechts één zijde van de zuiger werd gebruikt voor het overbrengen van de gasdruk, besloot men de zuigerstang weg te laten en de kruispen in de zuiger zelf aan te brengen. Men kreeg dan het voordeel dat de motor korter dan wel lager van bouw kon worden, dus lichter en goedkoper. Een en ander wordt in de volgende figuur geïllustreerd.

Bij het ronddraaien van de kruk ontstaan er door de scheve stand van de drijfstang zijdelingse krachten die door de zuiger zelf en de cilinderwand moeten worden opgenomen. Beide vlakken zijn, omdat ze een hoge temperatuur hebben, niet geschikt voor het opnemen van grote (vlakke)drukken, zodat de zuiger lang moet zijn, langer dan voor het aanbrengen van het zuigerverenpakket nodig is. Desondanks maakt de lange in de cilinder passende zuiger het gasdicht afsluiten gemakkelijker.



Trunkzuigermotor

Kruishoofdmotor met korte zuigerstang

Kruishoofdmotor

De grootte van de zijdelingse kracht wisselt met de druk op de zuiger en de schuine stand van de drijfstang. De zijdelingse kracht kan soms vrij grote wrijving en daardoor slijtage veroorzaken, vooral bij onvoldoende smering als gevolg van de hoge temperatuur van de draagvlakken.

Wanneer de kruk rechtersom draait, zie de volgende figuur, is bij een viertaktmotor de zijdelingse kracht op de zuiger tijdens de arbeidsslag naar links gericht, en bij de overige drie slagen, waaronder de compressieslag, naar rechts. De kracht op het draagvlak wisselt dus steeds van richting, zodat de smeerolie gemakkelijk tussen de zuiger en de cilinderwand kan dringen.

Wanneer de speling als gevolg van slijtage te groot wordt, ontstaan aan de einden van het door de zuigerveren doorlopen vlak stootranden. Bij revisiewerkzaamheden aan de zuiger en de cilinder moeten deze stootranden verwijderd worden omdat anders de (nieuwe) zuigerveren na een revisie onmiddellijk breken. Hoe en waarmee de stootranden verwijderd moeten worden, wordt verderop, bij de behandeling van de zuigerveren, nader uiteengezet.

Voor de tweetaktmotor geldt hetzelfde als hiervoor is aangegeven, alleen wisselt hier bij elke omwenteling de richting van de zijdelingse kracht een keer.

Om de richting van de zijdelingse kracht eenvoudig te bepalen, kunnen we als volgt te werk gaan. We houden (denkbeeldig) de kruk met één hand vast en oefenen met de andere hand een druk- of een trekkracht op de zuiger uit, die overeenkomt met de gasdruk in de cilinder.

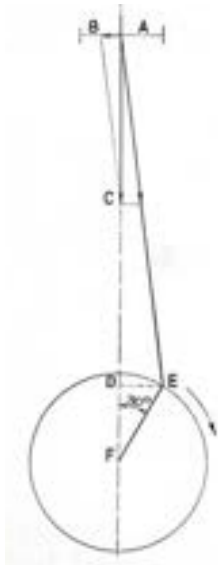
Als er verbrandingslucht wordt aangezogen, moeten we aan de zuiger trekken. In alle andere gevallen moeten we drukken. Afhankelijk van de stand van de kruk zien we dan direct in welke richting de zuiger zich zijdelings zal bewegen als hij niet in een cilinder opgesloten zou zijn.

Een bezwaar van de trunkzuiger is dat er door het aanbrengen van de kruispen in de zuiger een draaipunt ontstaat dat moeilijk te smeren en controleren is. Ook zal de temperatuur van dit draaipunt altijd hoog zijn door de warmte die de zuigerwand uit het gas in de cilinder opneemt. Grote verschillen in temperatuur hebben tot gevolg dat de zuiger vervormt en daardoor, evenals de cilinder, overmatig slijt of vastloopt. Ook kan de vervorming een breuk van de zuiger tot gevolg hebben.

Bij kleine afmetingen is dit bezwaar minder groot, omdat de zuiger steeds met de gekoelde cilinderwand in aanraking is en daardoor genoeg wordt afgekoeld. Bij grote vermogens is dit niet voldoende en moet de zuiger gekoeld worden met water of (smeer)olie. Een voorbeeld hiervan is de uit 1940 daterende en inmiddels vervangen dieselaandrijving van het gemaal Vissering in Urk. De Werkspoor dieselmotoren die hier dienst hebben gedaan, waren uitgerust met door zoet koelwater gekoelde zuigers. Het koelwater werd bij deze motor met telescooppijpen toe- en afgevoerd.

Bij sommige enkelwerkende tweetaktmotoren wordt de zuiger voorzien van een verlengstuk om te voorkomen dat de uitlaatpoorten worden kortgesloten met de inlaatpoorten als de zuiger in zijn topstand staat. Het verlengstuk wordt zuigerhemd genoemd en helpt bij een trunkzuigerconfiguratie mee bij het opnemen van de zijdelingse krachten.

Leibanen zijn beter geschikt voor het opnemen van de grote zijdelingse krachten omdat ze aanzienlijk minder warm worden en goed kunnen worden gesmeerd. Dat deze zijdelingse krachten groot kunnen zijn, blijkt uit het volgende rekenvoorbeeld.



In de figuur wordt het krachterspel op de zuigerstang, de leibaan en de krukstang weergegeven. De cilinderdiameter van de motor bedraagt 500 mm. De kruk lengte FE bedraagt 650 mm en de drijfstanglengte AE 1350 mm. Als de kruk 30° uit de topstand is gedraaid, is de druk op de zuiger 25 kg/cm². Deze druk is op te meten met een indicateurdiagram.

Als we bij het kruishoofd de door de gasdruk uitgeoefende kracht op de zuiger, respectievelijk de zuigerstang in een kracht loodrecht op zuigerstangbeweging en een kracht in het verlengde van de drijfstang ontbinden, dan kunnen we de volgende waarden berekenen:

Omdat de kruk 30 graden door het bovenste dode punt staat, is de lengte DE de helft van de kruk lengte (immers de sinus van 30° is 0,5), dus:

$$DE = \sin 30^\circ \cdot FE = 0,5 \cdot 650 = 325 \text{ [mm]}$$

Dwarskracht op leibaan

Omdat daarmee twee lengtes van de driehoek ADE bekend zijn, kunnen we de lengte van AD met behulp van de stelling van Pythagoras berekenen:

$$AD = \sqrt{(AE^2 - DE^2)} = \sqrt{1350^2 - 325^2} = 1340 \text{ [mm]}$$

De kracht op de zuigerstang wordt verhoudingsgewijs voorgesteld door de vector AC. Deze bedraagt:

$$AC = P \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 25 \cdot 0,785 \cdot \left(\frac{500}{10}\right)^2 = 49063 \text{ [kg]}$$

Uit de gelijkvormigheid van de driehoeken ABC en ADE volgt de kracht AB op de leibaan:

$$\frac{AB}{AC} = \frac{DE}{AD} \text{ of } AB = \frac{AC \cdot DE}{AD} = \frac{49063 \cdot 325}{1340} = 5949 \text{ [kg]}$$

Op dezelfde wijze kunnen we de drijfstangkracht AE' berekenen:

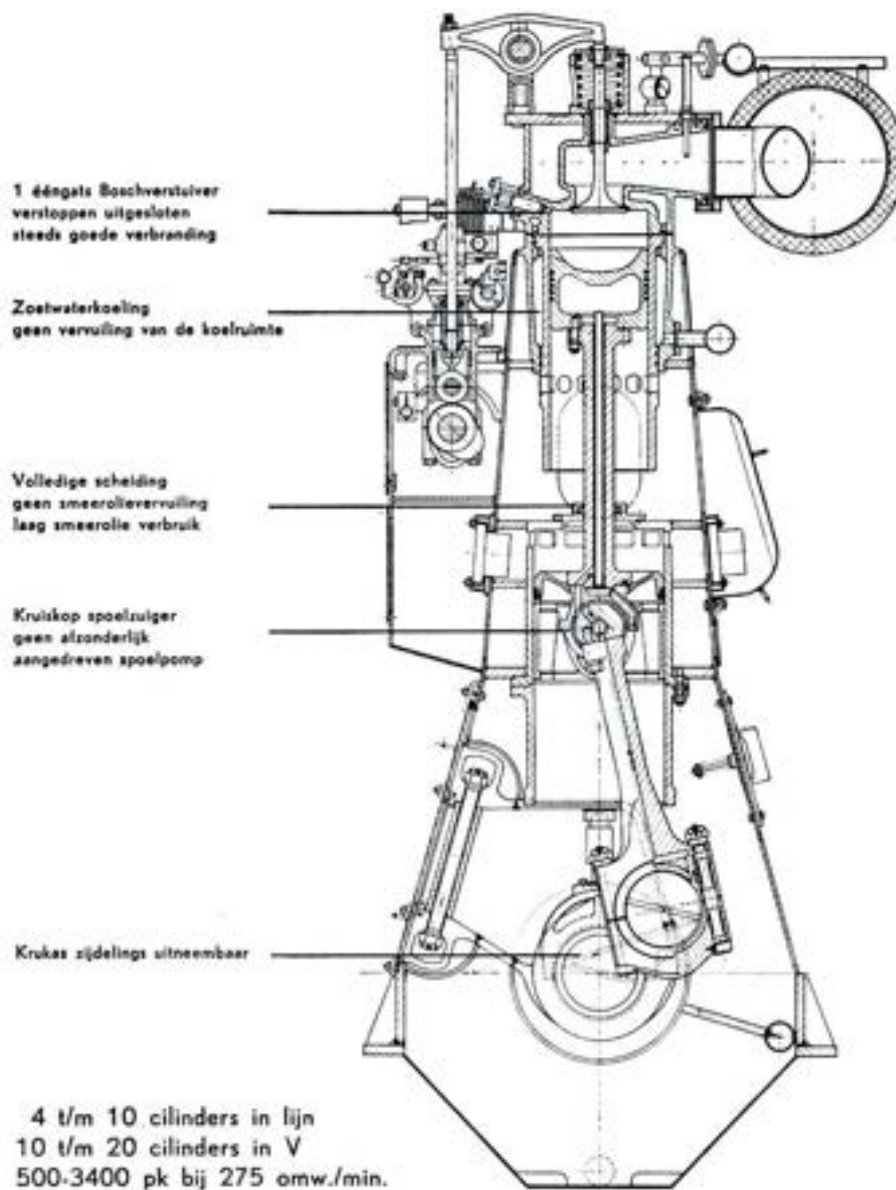
$$AE' = \frac{AC \cdot AE}{AD} = \frac{49063 \cdot 1350}{1340} = 49422 \text{ [kg]}$$

Deze kracht is iets groter dan die op de zuigerstang.

Uit de voorgaande berekening blijkt dat aan het begin van de arbeidsslag een kracht van bijna 6000 kg door de leibaan of -bij het ontbreken daarvan- door de zuiger moet worden opgenomen.

Toch is het aantal toegepaste trunkzuigermotoren zeer groot, vooral door de compacte, lage bouw, waardoor gewicht en prijs per pk geringer zijn. Ook is een trunkzuigermotor gemakkelijker te onderhouden.

Verschillende motorfabrikanten hebben de spoelzuiger onder de werkzuiger van hun motor geplaatst en zodanig geconstrueerd dat zij ook de dwarskrachten kunnen opnemen. Zo voerde motorfabrikant Bolnes c.q. Smit-Bolnes zijn motor sinds 1932 uit met een rond kruishoofd dat ook als spoelpomp functioneerde. Vier gemalen zijn met een dergelijke Bolnes tweetaktdieselmotor uitgerust geweest.



Doorsnede Bolnes enkelwerkende tweetakt kruishoofdmotor met cilinders in lijn

Bij de viertaktmotor, maar ook bij sommige tweetaktkruishoofdmotoren, is door middel van een pakkingbus, waar de zuigerstang doorheen schuift, een doelmatige afscheiding van de cilinder en de krukast mogelijk. Hierdoor wordt de motorolie in de krukast minder vervuild met zwavelhoudende verbrandingsresten die de loopvlakken van de as-metalen aantasten, en kunnen we speciale olie voor alleen de cilindersmering toepassen. Bij kruishoofdmotoren wordt in de regel een hogere gemiddelde druk op de zuiger toegelaten dan bij trunkzuigermotoren.

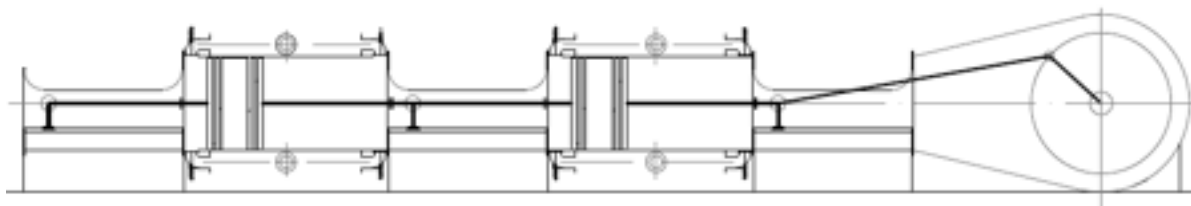
4.4.8 Enkel- en dubbelwerkende motoren

Onder een enkelwerkende motor verstaan we een motor waarbij het arbeidsproces zich voltrekt aan één zijde van de zuiger. Er is steeds naar gestreefd het vermogen van de motoren op te voeren en vooral het vermogen dat per cilinder wordt ontwikkeld, omdat dan de kostprijs per pk minder wordt. Het ligt voor de hand dat geprobeerd is, in navolging van de stoommachine, beide zijden van de zuiger te gebruiken. Zo'n motor, waarbij het arbeidsproces zich voltrekt aan beide zijden, noemen we een dubbelwerkende motor. Gewicht en kostprijs nemen niet evenredig toe met het in de cilinder ontwikkelde vermogen. Bovendien stijgt ook het verlies door wrijving in de bewegende delen niet evenredig met het vermogen, zodat een groter percentage van het in de cilinder ontwikkelde vermogen aan de motoras wordt overgedragen.

Bij grote motoren heeft de koeling van de zuiger de ontwikkeling van dubbelwerkende motoren lang tegengewerkt. De warmteontwikkeling vindt bij een dubbelwerkende motor aan twee zijden plaats, terwijl het toevoeren van een koelvloeistof vooral bij snellopende motoren niet gemakkelijk is.

Een dubbelwerkende motor is altijd uitgevoerd met een zuigerstang en een kruishoofd. Verder is de cilinder aan de aszijde afgesloten en moet de zuigerstang een pakkingbus passeren. Deze pakkingbus moet bij een dieselmotor bestand zijn tegen een druk van 45–55 kg/cm² en een zeer hoge temperatuur. Bij een Ottomotor is deze druk iets lager.

Ook de zuigerstang vraagt extra zorg, omdat die zich in de verbrandingsruimte bevindt en het ene moment door de hete verbrandingsgassen is omgeven en het volgende moment door de pakkingbus moet schuiven.



Horizontale dubbelwerkende viertaktgasmotor in tandemopstelling

Bij een dubbelwerkende motor is de gemiddelde geïnduceerde druk aan de aszijde iets lager dan aan de dekselzijde en is vanwege de dikke zuigerstang het slagvolume ook kleiner.

Dubbelwerkende motoren werden meestal als tweetaktmotor uitgevoerd en waren -ten opzichte van de enkelwerkende motoren- in aantal ver in de minderheid. Het is dan ook zeer bijzonder dat in de periode 1908-1925 het gemaal Vier Noorderkoggen uitgerust is geweest met een Deutz dubbelwerkende viertaktgasmotor met twee in tandem geschakelde cilinders.

Deze zeer complex samengestelde motor had voor die tijd voor het aandrijven van een (centrifugaalwaaierpomp) een respectabel vermogen van 470 pk. Het is voor zover bekend het enige gemaal dat met een dubbelwerkende verbrandingsmotor uitgerust is geweest.

4.4.9 Dubbele zuigermotor

Naast de hiervoor vermelde motorvormen kennen we ook de boxermotor waarbij de cilinders horizontaal tegenover elkaar zijn geplaatst en de sternmotor waarbij een aantal cilinders straalsgewijs rondom de krukas zijn geplaatst. Daarnaast kennen we motoren waarbij twee zuigers zich in tegenovergestelde richting in één en dezelfde cilinder verplaatsen. Het was Junker die deze motor ontwikkelde. Alhoewel dit type motor, zonder cilinderdeksel en uitgebalanceerde traagheidskrachten, succesvol op verschillende manieren is toegepast, komen geen van deze vormen bij de aandrijving van de opvoerwerktuigen van gemalen voor. Daarom zullen ze in deze Leidraad verder buiten beschouwing blijven. Hetzelfde geldt voor motoren die in navolging van de stoommachine met schuiven en een excentriek, in plaats van kleppen met een nokkenas, zijn uitgevoerd.

4.5 Luchtcompressoren

4.5.1 Compressortypes

Bij met verbrandingsmotoren uitgeruste gemalen is lucht onder hoge druk nodig voor het aanzetten van de motoren en in sommige gevallen voor de zogeheten inblaaslucht voor het verstuiwen van de brandstof. Daarnaast moet er werklucht aanwezig zijn voor onderhoud en luchtgereedschap. Zonder uitzondering worden hiervoor zuigercompressoren ingezet.

4.5.1.1 Aanzetlucht

De aanzetlucht wordt in de regel op een druk van 30 kg/cm² op voorraad gehouden in een vat of een fles. De voorraad is voldoende voor een aantal startpogingen en moet worden aangevuld zodra de motor in bedrijf is gesteld. De daarvoor bedoelde compressor is bij de oude generatie verbrandingsmotoren vaak onderdeel van de motor in de vorm van een direct of indirect - bijvoorbeeld met een drijfriem- aangedreven werktuig. Ook kennen we motorinstallaties waar de compressor achterwege werd gelaten. Voor het op druk brengen van de startluchtfles werd deze met een dunne leiding (tijdelijk) in verbinding met de verbrandingsruimte van de motor gebracht. Modernere bemalingsinstallaties zijn vaak uitgerust met een apart van de motor opgestelde compressor die wordt aangedreven door een verbrandingsmotor of een elektromotor. Sommige belangrijke gemalen zijn uitgerust met zowel een elektrische als door een verbrandingsmotor aangedreven compressor.

4.5.1.2 Inblaaslucht

De inblaaslucht bij motoren in gemalen met luchtverstuiving wordt voor een deel op voorraad gehouden in flessen op een druk van -al naar gelang de omstandigheden- 55-75 kg/cm². Deze voorraad is voldoende voor slechts een paar startpogingen; immers als de inblaasdruk die van de compressiedruk -ongeveer 30 kg/cm²- van de motor benadert, zal de door de brandstofpomp aangevoerde brandstof onvoldoende worden verstoven en vindt een gebrekkige ontsteking en verbranding plaats. De compressor voor de luchtverstuiving wordt bij de verschillende motortypes bijna zonder uitzondering direct door de krukas van de motor aangedreven.

4.5.1.3 Werklucht

De werklucht in de machinekamer van een gemaal wordt meestal in een speciaal hiervoor bestemd vat op een druk van 6 kg/cm² op voorraad gehouden. De installatie is dan voorzien van een aparte en speciaal hiervoor bedoelde compressor. Soms wordt de werklucht met behulp van een reduceer afgetapt van de startluchtfles.

4.5.1.4 Meertrapscompressie

Het samenpersen van lucht tot hoge drukken -bijvoorbeeld boven de 6 kg/cm²- vergt een grotere technische inspanning dan bij relatief lage drukken. Bij de behandeling van de theoretische grondslagen van de luchtcompressor hebben we de invloed van schadelijke ruimte en de hoge temperaturen op de werking van de compressor genoemd. Een aanzienlijk deel van de technische problemen kan worden verminderd door de compressie tot de gewenste einddruk in meerdere trappen te laten plaatsvinden en de lucht tussen deze trappen zoveel mogelijk af te koelen.

Berekenen we met behulp van de volgende formule, de exponent $n=1,25$ en een aanzuigtemperatuur van de lucht van 17 C, de compressie -eindtemperaturen, dan vinden we de volgende waarden:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

t_1	T_1	n	P_1	$P_{1(abs)}$	P_2	$P_{2(abs)}$	T_2	t_2
°C	K		kg/cm ²	kg/cm ²	kg/cm ²	kg/cm ²	K	°C
17	290	1,25	0	1	6	7	428	155
17	290	1,25	0	1	15	16	505	232
17	290	1,25	0	1	30	31	576	303
17	290	1,25	0	1	65	66	670	397
17	290	1,25	0	1	80	81	698	425

Compressie eindtemperatuur berekening

Het samenbrengen van lucht van hoge druk en temperatuur levert direct gevaren op. De olie gaat namelijk ontleden en vormt enerzijds vaste koolbestanddelen die de kleppen en leidingen verstopen en beschadigen en anderzijds vluchtige koolwaterstofverbindingen die met de rijkelijk aanwezige zuurstof en hoge temperatuur aanleiding kunnen zijn voor ontploffingen. Ook kan de smering van de zuigerveren bij zulke hoge cilindertemperaturen grote moeilijkheden opleveren en is een sterke slijtage van deze onderdelen te verwachten.

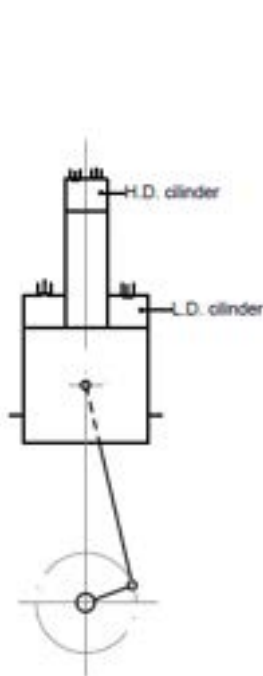
Men kan de bezwaren voortvloeiend uit de hoge cilindertemperaturen deels ondervangen door de voeringen dubbelwandig te maken c.q. de cilinders met een zogenaamde natte voering uit te voeren en deze met water te koelen.

Een eerdere beschouwing leert echter dat niet zozeer de hoge drukken zelf, maar de drukverhouding de bovengenoemde moeilijkheden veroorzaken, evenals de hoge waarde ervan. De oplossing ligt daarmee voor de hand: de totale compressie moet over meerdere trappen worden verdeeld en de lucht voor toetreding naar een volgende cilinder moet eerst weer tot de begintemperatuur worden afgekoeld.

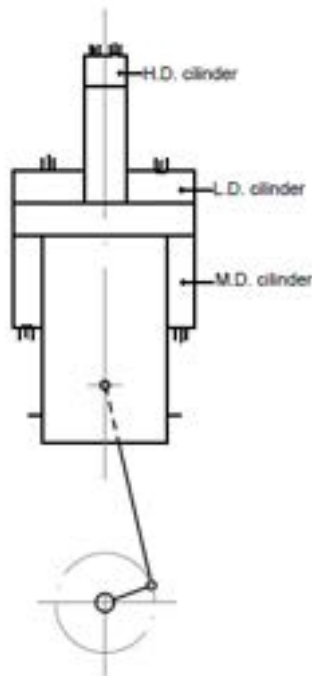
In de tijd dat luchtverstuiving vrij algemeen werd toegepast, varieerde de druk van de -voor deze vorm van verstuiving- benodigde inblaaslucht van 55-75 kg/cm². Dit is nog terug te vinden bij een aantal museale gemalen. De meestal direct door de motor aangedreven inblaas-luchtcompressor moest deze druk leveren. Aanvankelijk gebruikte men hiervoor tweetrapscompressoren en later drietrapscompressoren, na veel ondervonden moeilijkheden met de tweetrapscompressoren.

Voor de startlucht met een druk van circa 30 kg/cm² zijn tweetrapscompressoren in de regel voldoende. Toch worden deze uit zekerheidsoverwegingen soms als drietrapscompressor uitgevoerd.

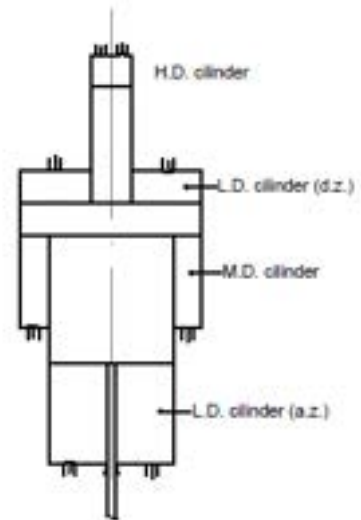
Hieronder worden de schetsmatige afbeeldingen weergegeven van de veel gebruikte constructievormen van twee- en drietrapscompressoren.



**Tweetrapscompressor
cilinder**



Drietrapscompressor



Drietrapscompressor met gedeelde L.D.-

Bij de theoretische beschouwingen van de aspecten van de luchtcompressor zagen we dat de drukverhouding per trap zich verhoudt als de z-de machtswortel uit de totale drukverhouding. Hierbij is z het aantal druktrappen.

Dit betekent dat de slagvolumina van de verschillende trappen zich verhouden als de omgekeerden van de bijbehorende absolute begindrukken.

Voor een tweetrapscompressor met een absolute einddruk van 36 kg/cm² en een drukverhouding van 6 (de begindruk van de tweede trap is dus 6 kg/cm²) betekent dit:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{P_2} \quad \text{of:} \quad V_2 \cdot P_2 = V_1 \quad \text{of:} \quad V_2 \cdot 6 = V_1 \quad \text{of:} \quad V_2 = \frac{V_1}{6}$$

Het slagvolume van de tweede trap of HD (hoge druk) is dus 6 keer kleiner dan die van de eerste trap of LD (lage druk)

Is de zuigerslag dezelfde, dan geldt deze verhouding ook voor de zuigeroppervlakken van de betreffende compressor.

$$\frac{O_2}{O_1} = \frac{1}{P_2} \quad \text{of:} \quad O_2 \cdot P_2 = O_1 \quad \text{of:} \quad O_2 \cdot 6 = O_1 \quad \text{of:} \quad O_2 = \frac{O_1}{6}$$

Vervolgens kan afgeleid worden dat de diameters van de opeenvolgende zuigers zich verhouden als de omgekeerden van de vierkantswortel van de bijbehorende begindruk. Een en ander wordt als volgt afgeleid:

$$O_2 \cdot P_2 = O_1$$

$$P_2 \cdot s \frac{\pi}{4} d_2^2 = s \frac{\pi}{4} d_1^2$$

$$P_2 \cdot d_2^2 = d_1^2 \quad \text{of:} \quad \frac{d_2^2}{d_1^2} = \frac{1}{P_2} \quad \text{of:} \quad \frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{\sqrt{P_2}}$$

Vullen we voor P_2 de begindruk van 6 in, dan krijgen we dat de LD-zuiger diameter d_1 bijna 2,5 keer groter is dan die van de MD d_2 .

$$d_1 = d_2 \sqrt{P_2} = d_2 \sqrt{6} = 2,45 \cdot d_2$$

Een andere reden om de startlucht in meerdere trappen tot de einddruk van 30 kg/cm² samen te persen, is het verbeteren van de vullingsgraad van de compressor en daarmee de prestaties. Met behulp van het hiernavolgende op schaal getekende compressordiagram is op de volgende wijze door middel van opmeting en berekening de vullingsgraad voor zowel de enkelvoudige als de compressie in twee stappen bepaald.

Is de absolute druk van de lucht aan het begin van de compressie 0,95 kg/cm² en de gewenste absolute einddruk 31 kg/cm², dan moet de drukverhouding in elke trap zijn:

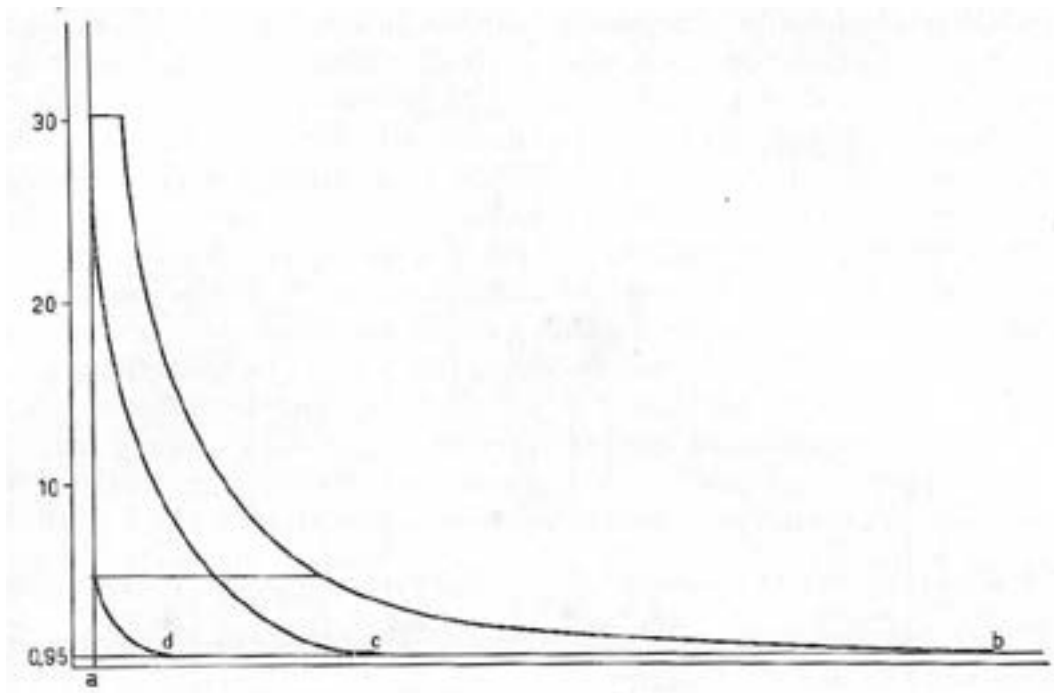
$$x = \sqrt{\frac{31}{0,95}} = 5,72$$

De druk na de eerste stap is dan 0,95 x 5,72 = 5,45 kg/cm² en die van de tweede trap 5,45 x 5,72 = 31 kg/cm².

De temperatuur in elke trap stijgt bij voldoende koeling en tussenkoeling en een exponent $n=1,25$ van de polytroop van 20 naar 143 °C

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \text{of} \quad T_2 = \frac{T_1}{\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}} = \frac{293}{\left(\frac{0,95}{5,45} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}}} = 416 \text{ [K]} = 143 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Wanneer de zuiger aan het einde van de persslag is gekomen, zal er altijd nog enige ruimte in de cilinder over zijn. De oorzaken daarvan zijn de noodzakelijke vrijslag van de zuiger, de openingen in de kleproosters enzovoort. Deze ruimte is gevuld met gecomprimeerde lucht met in ons voorbeeld een druk van 31 kg/cm². Bij kerende slag moet deze lucht expanderen tot onder de atmosferische druk voordat er nieuwe lucht kan worden aangezogen. Dit bepaalt in sterke mate de vullingsgraad, zoals blijkt uit het volgende op schaal getekende PV-diagram. Hierbij stelt de X-as het slagvolume voor waarbij 1 mm overeenkomt met 1% terwijl op de Y-as elke 2 mm overeenkomt met een druk van 1 kg/cm².



PV-diagram

Bij een schadelijke ruimte van 2,5% van het slagvolume moet de zuiger een weg ac afleggen voordat er nieuwe lucht toestroomt. De vullingsgraad x bedraagt dan:

$$x = \frac{cb}{ab} = \frac{68}{100} = 0,68$$

Dit betekent dat slechts 68% van het potentiële slagvolume kan worden gebruikt voor het aanzuigen van nieuwe lucht.

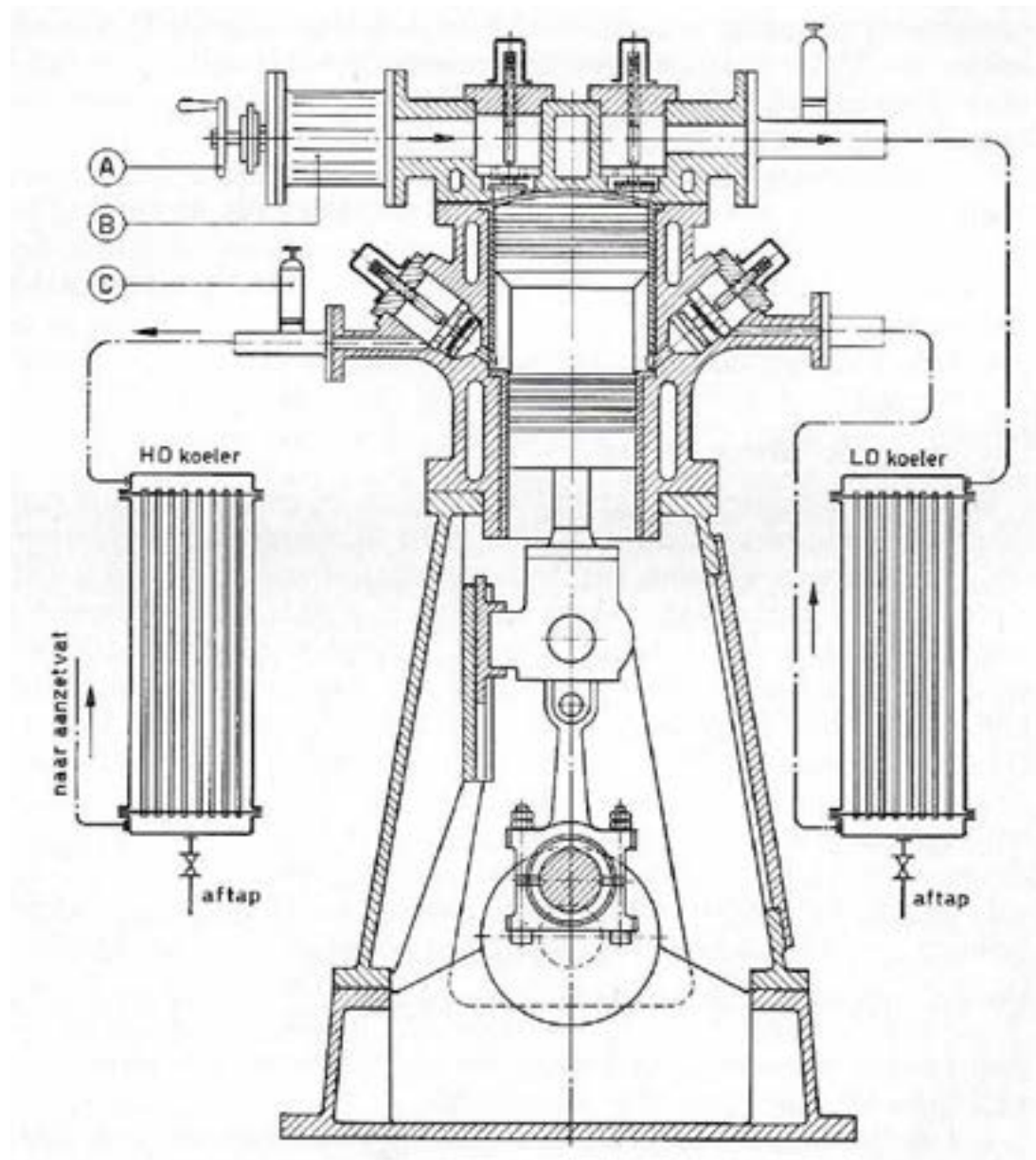
Voeren we de compressie in twee trappen uit en is de absolute einddruk van de eerste trap 5,45 kg/cm², dan is bij eenzelfde schadelijke ruimte de vullingsgraad:

$$x = \frac{db}{ab} = \frac{93}{100} = 0,93$$

Voor het comprimeren van eenzelfde gewichtshoeveelheid lucht kan in het geval van een compressie in twee trappen de compressor, althans het slagvolume, ruim 25% kleiner zijn. Bij startluchtcompressoren speelt dit ten opzichte van de compressoren die volcontinue worden ingezet voor de productie van inblaaslucht, een ondergeschikte rol.

4.5.2 Elektrisch gedreven startluchtcompressor

De volgende afbeelding is van een relatief jonge door een elektromotor aangedreven tweetrapscompressor. Hieruit kunnen we makkelijk de richting en de weg die de lucht volgt opmaken.



Tweetrapscompressor

De zuiger die twee verschillende diameters heeft, wordt afgedicht met rechthoekige Ramsbottom veren. Het lagedrukgedeelte bevindt zich boven de zuiger, terwijl het hogedrukgedeelte wordt gevormd door de ruimte tussen de grootste en de kleinste diameter van de zuiger. De cilinder is omgeven door een koelwatermantel.

De lucht wordt door het zuigfilter B aangezogen. Daarbij kunnen we de hoeveelheid regelen met het handwiel A en de daarmee verbonden klep. Deze klep wordt naast het regelen van de hoeveelheid ook gebruikt bij het starten van de compressor.

Door de klep dicht te zetten, wordt er minder vermogen gevraagd en blijven de aanloopstromen van de elektromotor beperkt. Van de mogelijkheid om de capaciteit te regelen, wordt bij de toepassing in bemalingsinstallaties, anders dan bij het opstarten van de compressor, geen gebruik gemaakt. Bij de neergaande slag wordt de lucht, via de zuigklep, in de ruimte boven de zuiger gezogen. Bij de opgaande slag wordt zij gecompriëerd tot ongeveer 5 kg/cm². Na het passeren van de persklep voert de lucht naar de LD-koeler; daarin daalt de temperatuur naar de oorspronkelijke aanzuigtemperatuur.

Daarna stroomt de lucht bij de opgaande slag via de zuigklep naar het HD-gedeelte van de compressor. Bij de neergaande slag wordt de lucht hierin samengeperst tot 30 kg/cm².

Na het passeren van de HD-koeler stroomt de lucht naar de aanzetluchtfles of -vat. De waterdamp die samen met de lucht wordt samengeperst en waarvan een gedeelte condenseert, verzamelt zich op het laagste punt in de koeler. Dit condensaat dat vermengd is met smeerolieresten moet op gezette tijden worden afgetapt. De melkachtige, geëmulgeerde, substantie van smeerolie en water moet opgevangen worden en op een verantwoorde manier worden afgevoerd. Het zonder morsen aftappen vereist de nodige handigheid van de dienstdoende machinist.

Op elke persleiding en het luchtvat bevindt zich een veiligheidsklep die ervoor moet zorgen dat eventuele verkeerde bedieningshandelingen niet leiden tot explosies waarbij losse onderdelen als gevolg van de expanderende lucht, als ongeleide projectielen door de ruimte schieten.

De gecompriëerde lucht wordt met behulp van pijpenkoelers gekoeld. In tegenstelling tot veel andere situaties stroomt hier de te koelen lucht bij de koelers van deze compressorinstallatie door de pijpjes van de koeler en het koelwater eromheen. De gerolde pijpjes worden hierdoor stevig in de pijpplaat gedrukt en hoeven daardoor geen extra wanddikte te hebben om niet platgedrukt te worden als gevolg van de hoge druk. Ook de romp van de koeler kan aanmerkelijk lichter worden uitgevoerd. Voorwaarde voor deze wijze van koelen is dat het koelwater geen vaste verontreinigingen mag bevatten omdat de buitenzijde van de pijpenbundels niet goed zijn schoon te maken. Het direct koelen met ruw polderwater is dan ook geen optie.

De koelers zijn omwille van de duidelijkheid hier verticaal en aan weerszijden van de compressor getekend. In de praktijk worden deze koelers ook wel horizontaal en boven elkaar en aan één zijde van de machine geplaatst.

4.5.3 Riem gedreven startluchtcompressor

Een voorbeeld van een riem gedreven tweetrapscompressor is gegeven in de volgende figuur. De compressor die door Brons Motorenfabriek in Appingedam is geconstrueerd, wordt met behulp van een drijfriem, een pulley op de hoofdas van de motor en een riemschijf op de krukas van de compressor aangedreven. De compressor wordt in- en uitbedrijf gesteld door de drijfriem met een handmatig bediende verstelinrichting op de juiste riemschijf te leggen.

De bovenliggende krukas 8 beweegt door middel van de drijfstang 7 de zuigers 11 op en neer. De hoge- en lagedrukzuiger zijn hier als een hol gietstuk uitgevoerd, waarvan de onderzijde als lagedrukzuiger, de bovenzijde als hogedrukzuiger en het inwendige als receiver dienstdoet.

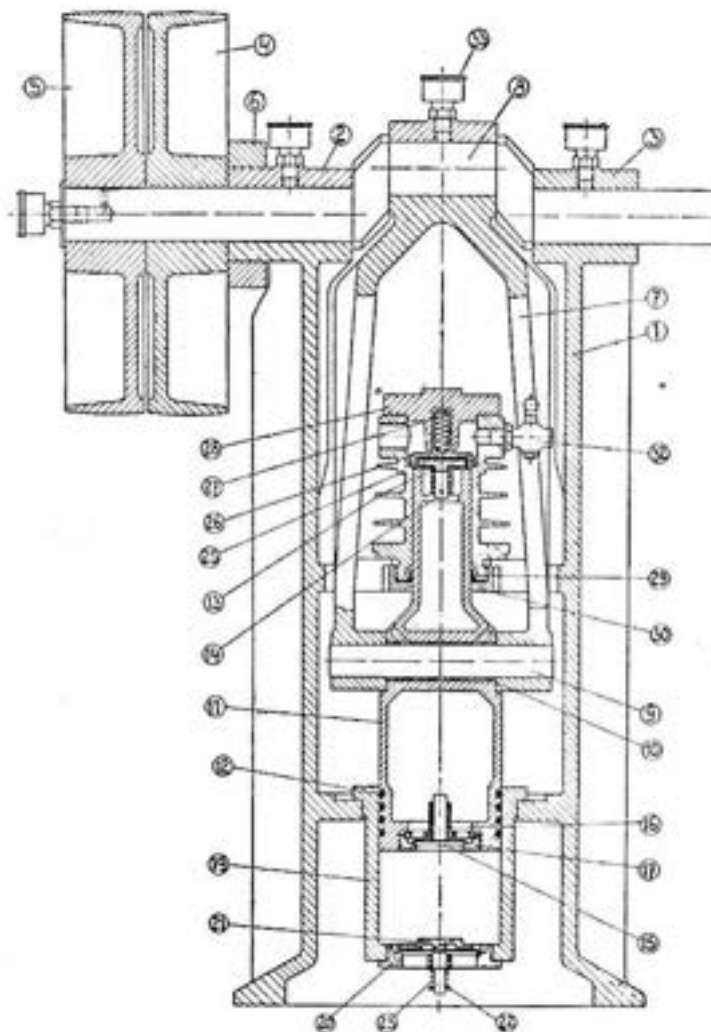
Bij de opgaande slag wordt buitenlucht aangezogen door de in de cilinderbodem geplaatste inlaatklep 21, om bij de neergaande slag te worden samengeperst en door de persklep 15 in het zuigerlichaam; de receiver, te stromen.

Van hieruit stroomt zij bij de neergaande slag door de zuigklep 14 in de hogedrukcilinder, waarna de lucht bij de opgaande slag via de persklep naar de startluchtfles wordt afgevoerd.

De hogedrukcilinder van de compressor is voorzien van koelribben. Omdat dit het enige met omgevingslucht gekoelde onderdeel is, zal de gecomprimeerde lucht met hoge temperatuur naar de startluchtfles afgevoerd worden.

De afdichting van de lagedrukzuiger gebeurt met veren op de zuiger; voor de afdichting van de hogedrukzuiger wordt een met de cilinder verbonden manchet gebruikt. De lagers van de krukas worden gesmeerd met behulp van Stauffer vetpotten en consistent vet. De vetpotten moeten tijdens bedrijf regelmatig worden bediend. De cilinders worden van buitenaf gesmeerd met behulp van een oliespuit. Ook deze onderdelen moeten tijdens bedrijf voortdurend van enkele druppels olie worden voorzien.

De toegankelijkheid van vooral de zuig- en perskleppen van dit compressorconcept laat te wensen over waardoor de compressor moeilijk te onderhouden is.



Luchtcompressor met riemaandrijving

4.5.3.1 Startlucht afgetapt van de verbrandingsruimte

Eerder is aangegeven dat bij sommige motoren de startlucht wordt verkregen door de verbrandingsruimte van één van de cilinders van de motor tijdelijk in verbinding te brengen met de startluchtfles.

Tijdens het draaien wordt in dat geval de startluchtfles op druk gebracht met een mengsel van lucht, rookgassen en onverbrande deeltjes brandstof. In de leiding naar de startluchtfles zijn, zo dicht mogelijk tegen de verbrandingsruimte aan, een afsluiter en een terugslagklep aangebracht om de voorziening buiten bedrijf te kunnen stellen als de fles op druk is, respectievelijk het pendelen van het luchtmengsel tussen de fles en de motor te voorkomen. Tijdens het zogenaamde luchtpompen zal afhankelijk van de druk in de startluchtfles de compressie- en verbrandingsdruk lager zijn dan onder normale bedrijfsomstandigheden en zullen de prestaties van de motor afnemen. Doordat de persleiding naar de startluchtfles klein is en daardoor bij elke compressieslag slechts een geringe luchthoeveelheid uit de verbrandingsruimte wordt afgetapt, is de vermogensafname nauwelijks van invloed op de prestaties van de motor. Bovendien pompen we eerst lucht voordat het aan te drijven opvoerwerktuig in werking wordt gesteld.

Deze handelwijze heeft ook als voordeel dat als gevolg van de lage belasting het luchtmengsel minder vervuild is met niet of niet volledig verbrande verbrandingsresten. Dat er desondanks onverbrande brandstofdeeltjes naar de startluchtfles worden meegenomen en daarin neerslaan, valt niet te voorkomen. In extreme gevallen (hoge temperatuur) kan zich een explosief mengsel vormen. Om deze redenen werd in de persleiding naar het luchtvat naast de terugslagklep en afsluiter ook een vlamdoover geplaatst.

Sommige motorfabrikanten voorzagen hun motor van een voorziening waarmee tijdens het luchtpompen de brandstofpomp van één van de voor luchtpompen bedoelde cilinders buiten werking kon worden gesteld om te voorkomen dat er onverbrande brandstofdeeltjes naar de luchtfles worden gevoerd. Ook werd zo voorkomen dat zwavel uit de brandstof naar de luchtfles wordt gevoerd en daar met het condens het uiterst schadelijke zwavelzuur vormt.

De startluchtfles moet regelmatig worden afgetapt en van tijd tot tijd grondig worden schoongemaakt. Na een dergelijke schoonmaakbeurt is men voor het opnieuw opstarten van de motor aangewezen op de reserveluchtfles of een andere startluchtbron. Bij de beschrijving van de inrichting van de luchtvaten in deze paragraaf wordt hier verder op ingegaan.

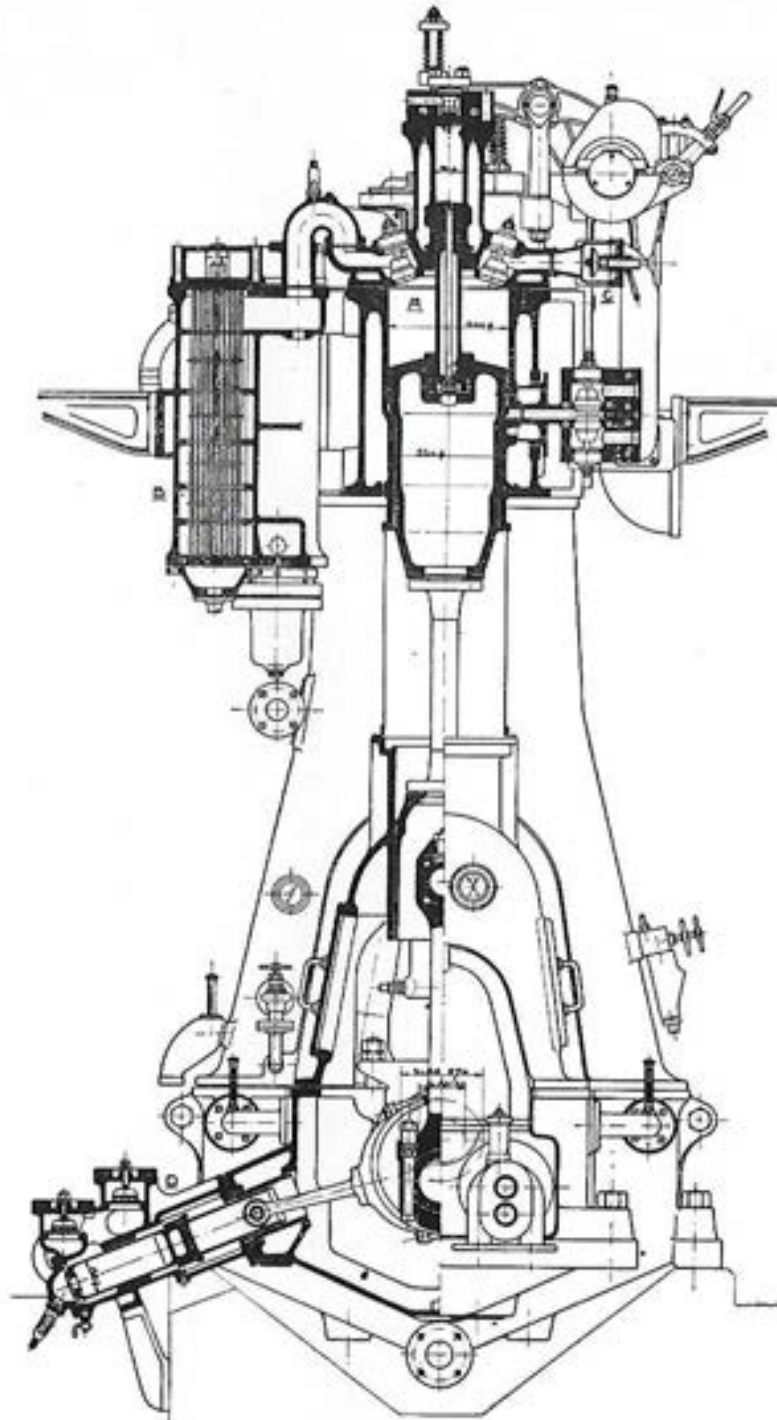
4.5.4 Aangehangen inblaasluchtcompressor

Bij twee deelnemers van de Nederlandse Gemalenstichting staan dieselmotoren opgesteld met zogenaamde luchtverstuiving, de voorloper van drukverstuiving die verderop in deze Leidraad verder uiteengezet wordt. De benodigde gecomprimeerde lucht voor het verstuiven van de brandstof in dat type motor wordt geleverd door een luchtpomp, tegenwoordig compressor genoemd, die aan de motor is gebouwd en daardoor wordt aangedreven. We noemen dat een aangehangen werktuig. In de volgende doorsnedetekening kunnen we de inrichting zien van een Werkspoor A-frame motor met de zogenaamde inblaascompressor voor het inbrengen en verstuiven van de brandstof (diesel- of zware olie).

De kleinere motoren van dit fabricaat waren uitgerust met compressoren die de lucht in twee trappen comprimeerden; in de eerste trap tot ongeveer 6,5 kg/cm² en in de tweede trap tot ongeveer 60 kg/cm².

Hieruit kan men aan de hand van het voorgaande afleiden dat men slechts gedeeltelijk gebruik maakte van een gelijke drukverhouding over de trappen en daarmee temperatuurverhoging en energieverdeling.

Bij de in de tekening getoonde drietrapscompressie verlaat de tot lage druk gecomprimeerde lucht de cilinder door kleppen, gaat door de koeler en wordt hieruit weer aangezogen door de tweede trap van de luchtcompressor. Ook de lucht van de tweede naar de derde trap en die van de derde trap naar het luchtvat wordt gekoeld. Het koelen van de gecomprimeerde lucht na de derde trap heeft voornamelijk als doel te voorkomen dat zich door de aanwezigheid van smeerolieresten een brandbaar en explosief mengsel vormt. De koelers tussen de eerste en tweede, tweede en derde trap, en die voor de nakoeling van de gecomprimeerde lucht, vallen buiten het vlak van de getoonde tekening.



Doorsnede over de drietrapsinblaasluchtcompressor van een Werkspoormotor

4.5.4.1 Waterafscidders

In de ons omringende lucht zit waterdamp. We spreken over vochtige en droge lucht als er veel of weinig waterdamp in zit. Gasmengsels zoals lucht kunnen bij temperaturen onder het kookpunt van water slechts een beperkte hoeveelheid waterdamp bevatten waarbij de hoeveelheid afhangt van de temperatuur en de druk van het luchtmengsel. Als zo'n luchtmengsel meer dan de maximaal mogelijke hoeveelheid waterdamp bevat, treedt condensatie op en zal de normaal onzichtbare waterdamp neerslaan in druppels. Er ontstaat dan mist, dauw, rijp of condensaat, zoals in de condensor van een stoominstallatie. Bij temperaturen boven het kookpunt van water kan een luchtmengsel een ongelimiteerde hoeveelheid waterdamp bevatten zonder dat condensatie optreedt.

We kunnen de luchtvochtigheid op twee manieren uitdrukken:

- Met behulp van de absolute luchtvochtigheid. Dat is het aantal grammen waterdamp dat voorkomt in 1 Nm³ lucht. De hoeveelheid water kunnen we proefondervindelijk vaststellen of berekenen
- Met behulp van de relatieve luchtvochtigheid. Hiermee bedoelen we de verhouding tussen de hoeveelheid aanwezige waterdamp in de lucht en de hoeveelheid als deze verzadigd is met waterdamp. Deze verhouding kunnen we berekenen of met hygrometers bepalen.

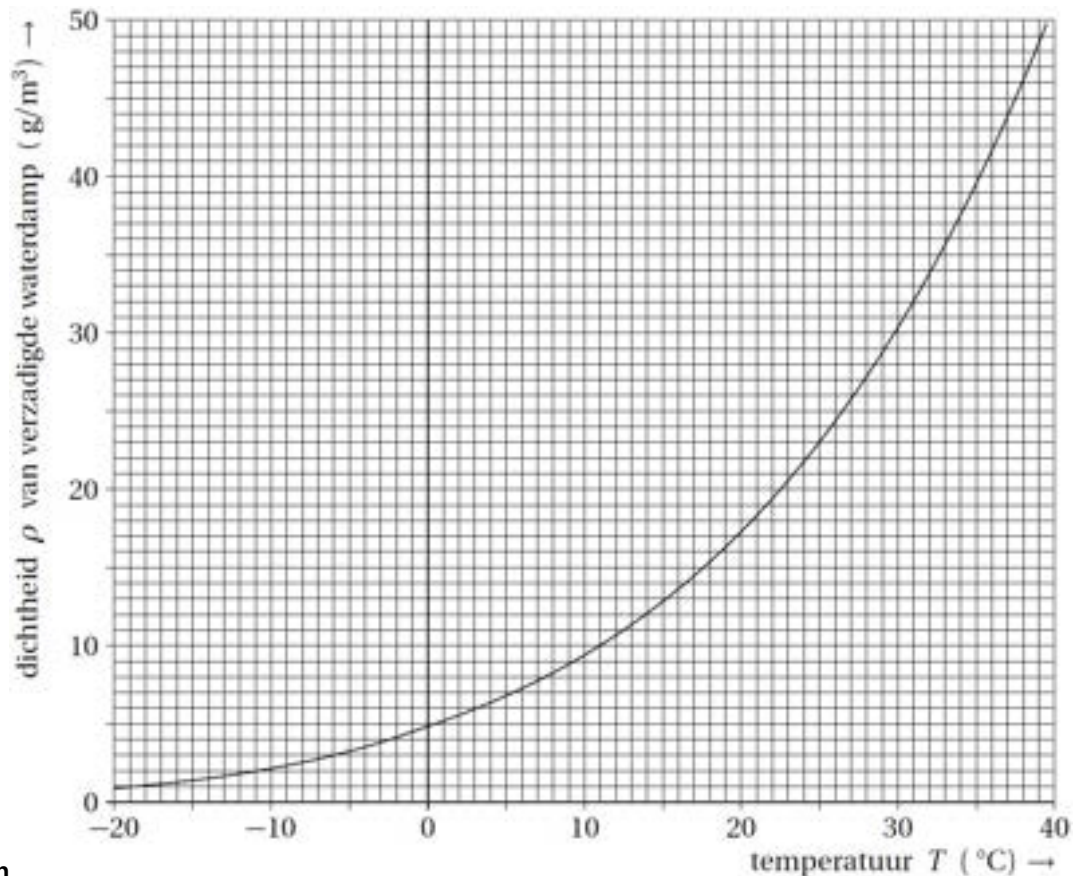
De maximale hoeveelheid waterdamp is afhankelijk van de druk en de temperatuur. Zo kan 1 m³ lucht van 16 °C onder atmosferische omstandigheden 13,65 gram waterdamp bevatten. Als deze maximale hoeveelheid waterdamp in de lucht aanwezig is, noemen we die verzadigd. Als het verzadigingspunt is bereikt, zal bij het comprimeren van de lucht steeds de extra hoeveelheid waterdamp condenseren. In de volgende tabel en grafiek wordt voor een aantal temperaturen de maximaal in de lucht voorkomende gewichtshoeveelheid waterdamp per m³ lucht aangegeven.

Luchttemperatuur in °C	Relatieve luchtvochtigheid van de lucht in %					
30	16	24	31	45	57	100
20	28	42	54	79	100	
16	36	53	69	100		
10	52	77	100			
6	67	100				
0	100					
Waterdamp in g/m ³	4,85	7,27	9,41	13,65	17,31	30,4

Absolute en relatieve luchtvochtigheid als functie van de temperatuur

Door in deze tabel bij een bepaalde luchttemperatuur bijvoorbeeld 16 graden en in de horizontale regel de behorende relatieve luchtvochtigheid in te vullen, kunnen we onderaan in de verticale kolom de gewichtshoeveelheid waterdamp aflezen. Bij een relatieve luchtvochtigheid van 53% is dat 7,27 g/m³ lucht. De maximale hoeveelheid waterdamp die in de lucht aanwezig kan zijn bij deze temperatuur en atmosferische druk is 13,65 g/m³.

In de volgende grafiek is de zogenaamde 'verzadigde damp'-lijn getekend. Met behulp van deze lijn vinden we de maximale hoeveelheid waterdamp die één kubieke meter lucht bij een bepaalde temperatuur kan bevatten. Als de relatieve vochtigheid bekend is, kunnen we vervolgens of door berekening of door aflezing in de grafiek de hoeveelheid waterdamp bepalen.



In

Grafiek hoeveelheid waterdamp als functie van de temperatuur

Drukken wij lucht, al of niet verzadigd met waterdamp, samen en koelen we het mengsel weer af tot op de oorspronkelijke temperatuur, dan is het volume vele malen kleiner geworden en raakt deze verzadigd. Als gevolg hiervan zal een deel van de waterdamp als water neerslaan in de koeler, maar ook in de koude transportleidingdelen en het luchtvat. Achter elke koeler en aan ieder luchtvat moeten daarom doeltreffende afscheiders en aftappen worden geplaatst waarmee het water en ook de eventuele overtollige smeerolie wordt afgevoerd. Verder moet ervoor gezorgd worden dat luchtleidingen onder afschot worden geplaatst en op de laagste punten van een aftap zijn voorzien om het water af te voeren. Met deze maatregelen en voorzieningen voorkomen we dat er corrosie plaatsvindt die de overwegend stalen onderdelen van het luchtsysteem aantast.

4.5.4.2 Berekening condensaat hoeveelheid

De hoeveelheid water in lucht dat na compressie en afkoeling naar omgevingstemperatuur condenseert, is met behulp van de massaformule voor gassen redelijk eenvoudig te berekenen. Deze formule luidt als volgt:

$$m = V \cdot \frac{p}{1,00336} \cdot \frac{273}{T} \cdot d \cdot 1,289$$

Hierin is:

m = de massa van het gas en in dit geval de waterdamp, uitgedrukt in g

p = de (partiële) druk van de damp in de lucht, uitgedrukt in kg/cm². De verzadigde dampdruk is in een (stoom)tabel af te lezen (zie de volgende tabel)

1,00336 = de atmosferische druk van het luchtdampmengsel, uitgedrukt in kg/cm²

273 = de absolute temperatuur in K, dit komt overeen met 0 °C

T = de temperatuur van de lucht of de damp waarvan we de massa willen berekenen

d = de dichtheid van de damp ten opzichte van lucht. De dichtheid van waterdamp ten opzichte van lucht bedraagt 0,627 (wordt uit een tabel gehaald)

1,289 = het soortelijk gewicht van droge lucht in g/dm³ of g/liter

Temp °C	Verzadigde dampspanning		Temp °C	Verzadigde dampspanning	
	cm kwikdruk	kg/cm ²		cm kwikdruk	kg/cm ²
0	0,46	0,0062	25	2,38	0,0323
1	0,49	0,0067	26	2,52	0,0343
2	0,53	0,0072	27	2,67	0,0363
3	0,57	0,0077	28	2,83	0,0385
4	0,61	0,0083	29	3,00	0,0408
5	0,65	0,0089	30	3,18	0,0433
6	0,70	0,0095	31	3,37	0,0458
7	0,75	0,0102	32	3,57	0,0485
8	0,80	0,0109	33	3,77	0,0513
9	0,86	0,0117	34	3,99	0,0542
10	0,92	0,0125	35	4,22	0,0573
11	0,98	0,0134	36	4,46	0,0606
12	1,05	0,0143	37	4,71	0,0640
13	1,12	0,0153	38	4,97	0,0676
14	1,20	0,0163	39	5,24	0,0713
15	1,28	0,0174	40	5,53	0,0752
16	1,36	0,0185	41	5,83	0,0793
17	1,45	0,0197	42	6,15	0,0836
18	1,55	0,0210	43	6,48	0,0881
19	1,65	0,0224	44	6,82	0,0928

20	1,75	0,0238	45	7,19	0,0977
21	1,87	0,0253	46	7,56	0,1028
22	1,98	0,0269	47	7,96	0,1082
23	2,11	0,0286	48	8,37	0,1138
24	2,24	0,0304	49	8,80	0,1197

Tabel verzadigde dampspanning van water bij lage temperaturen

Stel, we hebben in een cilinder 10 liter vochtige lucht van 20 °C, met een relatieve vochtigheid van 57% en een totale druk van 1,00336 kg/cm². In de dampspanningstabel voor waterdamp vinden we voor de maximale dampdruk bij 20 °C een druk van 0,0238 kg/cm². Dit is de druk waarbij de lucht verzadigd is met waterdamp en bij een hogere partiële druk de damp zal condenseren. Omdat de relatieve vochtigheid 57% bedraagt, is de partiële druk bij die situatie 57/100 van 0,0238 = 0,0136 kg/cm².

We gaan vervolgens deze vochtige lucht comprimeren bij constante temperatuur tot een volume van 2 liter. Hierbij zouden de partiële drukken van de lucht en die van de waterdamp 5 keer zo groot worden, echter bij de waterdamp wordt de verzadigingsdruk van de waterdamp overschreden en treedt dus condensatie op.

Door de massa aan waterdamp van na de compressie in mindering te brengen op die van voor de compressie verkrijgen we de hoeveelheid condensaat.

$$m = V \cdot \frac{p}{1,00336} \cdot \frac{273}{T} \cdot d \cdot 1,289 \text{ [g]}$$

Voor de compressie:

$$m_w = 10 \cdot \frac{0,0136}{1,00336} \cdot \frac{273}{293} \cdot 0,627 \cdot 1,289 = 0,0990 \text{ [g]}$$

Na de compressie:

$$m_w = 2 \cdot \frac{0,0238}{1,00336} \cdot \frac{273}{293} \cdot 0,627 \cdot 1,289 = 0,0346 \text{ [g]}$$

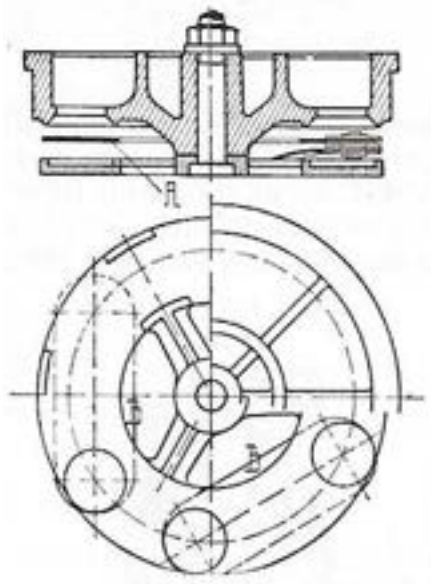
Gecondenseerd: 0,0644 g

In dit rekenvoorbeeld is uitgegaan van een compressie waarbij de temperatuur gelijk blijft. Dat is in de praktijk niet mogelijk en vindt de koeling en dus de condensatie in stappen steeds na de compressie plaats. Op de uiteindelijke uitkomsten heeft dit echter geen invloed.

4.5.4.3 Zuig- en perskleppen

De luchttoevoer en -afvoer bij compressoren vindt plaats met behulp van automatisch werkende kleppen. De kleppen openen en sluiten als gevolg van het drukverschil over de desbetreffende klep. Dergelijke kleppen worden vaak ringvormig gemaakt met een dubbele dichting en een vlakke klep, zoals bij de Hörbiger ringklep, zie afbeelding.

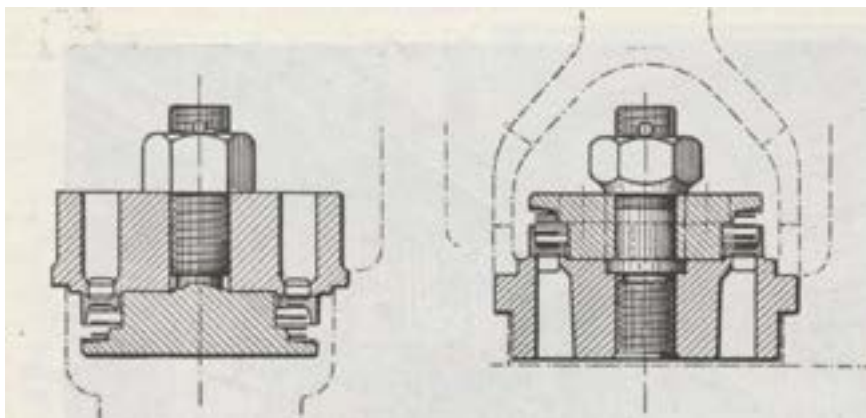
De eigenlijke nikkelstalen klep A wordt bijna zonder wrijving geleid door de horlogeveer-stalen bladveren B waarvan er drie in de omtrek zijn bevestigd. Als er geen drukverschil is tussen de boven- en onderkant van de klep, dan houden de kleine bladveren de ringvormige klep juist gesloten. Voor het uitleggen van de werking is de klep in geopende stand getekend en stroomt de lucht van boven naar beneden door de klep. De zuig- en perskleppen zijn qua constructie elkaars spiegelbeeld en worden met een koperen pakkingring en drukstuk in de daarvoor bestemde opening in de compressor bevestigd. Op deze wijze kan sneller en eenvoudiger onderhoud gepleegd worden.



Hörbiger ringklep met bladveren

In de volgende figuur is een min of meer vergelijkbare klepconstructie te zien die door Burmeister & Wain (B&W) werd toegepast bij de compressoren van motoren met luchtverstuiving.

Hier worden spiraal gewonden veren toegepast met een platte doorsnede. De klep zelf dient als veerschotel. Anders dan bij de Hörbiger klep kunnen zowel de klep als de zitting op een glasplaat geschuurd worden.



Ringkleppen zoals uitgevoerd door B&W

4.5.5 Luchtvaten

De voorraad gecompriëerde lucht voor de verstuuving van de brandstof met ongeveer een druk van 40 à 80 kg/cm², of het aanzetten van de dieselmotor met een druk van 10 à 30 kg/cm², wordt in de machinekamer van het gemaal in stalen vaten opgeslagen. Deze luchtvaten worden meestal luchtflessen genoemd. Vanwege de hoge (gas)druk die erin heerst, moeten deze wat betreft de sterkte aan strenge eisen voldoen. Ook het onderhoud aan de flessen moet zijn geborgd om te voorkomen dat een fles explodeert en (letsel)schade veroorzaakt. Deze luchtflessen worden onder keur vervaardigd en moeten elke 5 jaar door een bevoegde instantie gekeurd worden. Deze keuring betreft een inwendige inspectie met betrekking tot putcorrosie en roestvorming, het schoonmaken van de fles en een hydrostatische test waarbij de fles op een druk wordt gebracht van anderhalf keer de nominale werkdruk.

De geschetste situatie met betrekking tot een veilig gebruik van luchtflessen is van deze tijd. In studieboeken lezen we dat in 1944 een Rijkstoezicht op het gebruik van lucht vaten in voorbereiding is; het zogenaamde 'Druk vaten besluit' waaronder ook de luchtflessen voor het aanzetten en bedrijven van motoren vallen. In 1991 is deze wet in werking getreden en moesten druk vaten wat materiaal, constructie en wanddikte betreft aan bepaalde eisen voldoen en voor ingebruikneming worden onderzocht en beproefd. Voor de al in gebruik zijnde toestellen zijn toen overgangsbepalingen opgesteld. Het toezicht op de naleving van de bepalingen door de gebruiker werd tot 1994 uitgevoerd door de toenmalige Rijksdienst voor het Stoomwezen. Tegenwoordig zijn er een aantal geautoriseerde instellingen onder wiens toezicht gecertificeerde bedrijven de keuring van de luchtflessen of vaten (mogen) uitvoeren.

Lang niet in alle gevallen zijn de regelgevingen en de daaruit voortvloeiende verplichtingen bij de gebruikers van lucht vaten bekend en is het veilig gebruik hiervan (voldoende) zeker gesteld. Met het voorgaande wordt in deze Leidraad een en ander ondubbelzinnig bij de gebruiker onder de aandacht gebracht.

Lucht vaten, aangesloten op een compressor, zullen in het algemeen van de volgende appendages moeten worden voorzien:

- Een doelmatige veiligheidsklep
- Een manometer, voorzien van een driewegkraan met controleflens
- Een goed werkende en gemakkelijk te bedienen aftapinrichting

Daarnaast moeten luchtvaten met een uitwendige diameter van 210 mm tot en met 600 mm van een voldoende aantal kijkgaten zijn voorzien. Luchtvaten met een uitwendige diameter van meer dan 600 mm moeten van een mangat zijn voorzien.

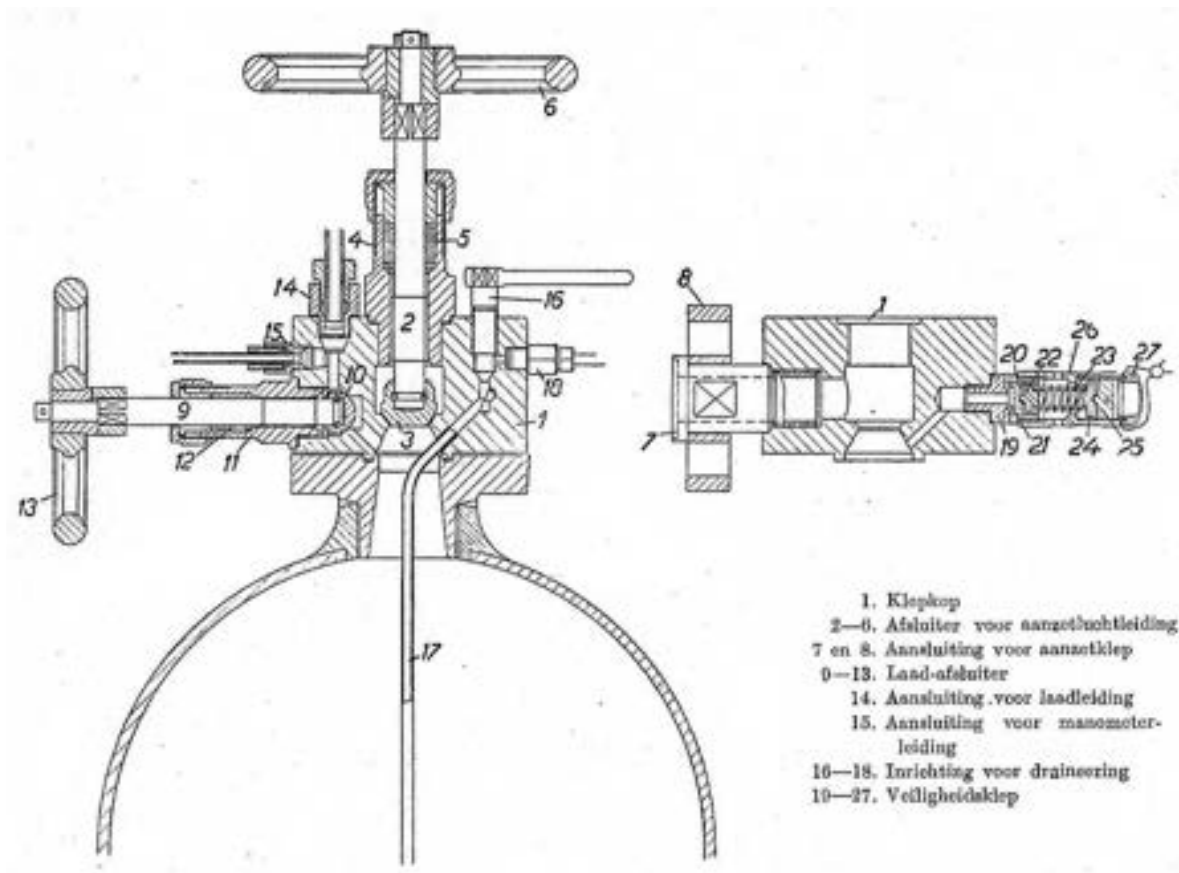
Meestal bestaat het luchtvat uit een (diep)getrokken plaatijzeren flesvormig vat of bij modernere uitvoeringen uit een cilindrische romp met halfbolle of vlakke fronten. In één front is een flens aangebracht waarop een zware kop is aangebracht met daarin de doorboringen voor de verschillende afsluiters en aansluitingen voor leidingen. Door de flens te demonteren, kunnen we de toestand van het inwendige van het vat inspecteren.

De door middel van trekken vervaardigde luchtflessen bij oude dieselmotoraandrijvingen van gemalen hebben een dikkere bodem. Deze flessen worden meestal verticaal opgesteld. Dit heeft als voordeel dat de bodem meer mag worden aangetast door corrosie zonder dat de sterkte in het geding komt. Dat men luchtflessen lange tijd door middel van trekken vervaardigde, komt voort uit het feit dat men de lastechniek tot aan de Tweede Wereldoorlog nog onvoldoende onder de knie had en klinken geen optie was. Het trekken van materialen werd ook bij de vervaardiging van stoomketelonderdelen toegepast en was toen een overbekende techniek waarmee men veel ervaring had. De kop van de fles wordt door middel van smeden (stuiken) verkregen waarbij ervoor wordt gezorgd dat de wanddikte groter is dan die van de cilinder. De flens waarop de klepkop is bevestigd, wordt met conische schroefdraad in de fleskop bevestigd. In dit gedeelte van de fles worden ook de flesgegevens, zoals fabricaat, druk, en keuringsdatum met slagletters ingeslagen.

Samengestelde en gelaste luchtvaten stelt men in de regel horizontaal of hellend op en men plaatst de condensaftap op het laagste gedeelte van het vat in het front. Met deze opstelling kan in tegenstelling tot de verticale opstelling het vat volledig worden afgetapt. Hierna wordt een voorbeeld gegeven van de constructie en inrichting van de bovenzijde van een getrokken luchtvat.

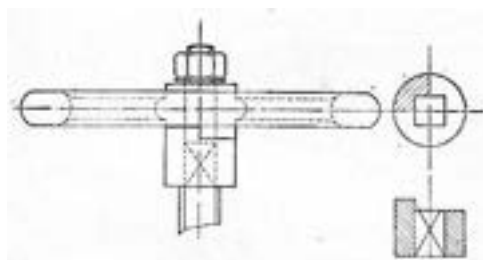
Het aftappen van condensaat vereist enige handigheid van de machinist. De machinist moet namelijk de kraan heel voorzichtig een klein beetje openen omdat bij een volledig geopende kraan de samengeperste lucht, als het ware een gat schiet in de vloeistof en er alleen lucht ontwijkt in plaats van condensaat. Het condensaat vermengd met de overtollige smeerolie van de compressor vormt een melkkleurige emulsie en moet zorgvuldig worden opgevangen en verzameld, bijvoorbeeld in een lege oliedrum.

Het afgetapte condensaat/smeeroliemengsel moet samen met andere milieuverontreinigende vloeistoffen die bij het bedrijven en onderhouden van de motor vrijkomen op een milieutechnisch verantwoorde wijze worden afgevoerd.



Voorbeeld van de inrichting van een luchtfles

In deze figuur is de vulafsluiter en de afsluiter voor het aanzetten van de motor voorzien van een zogenaamd slaghandwiel, zie de volgende afbeelding. Met een dergelijk handwiel kunnen we de sluitvlakken van de klepafsluiter met grote kracht op elkaar klemmen. We willen erop wijzen het

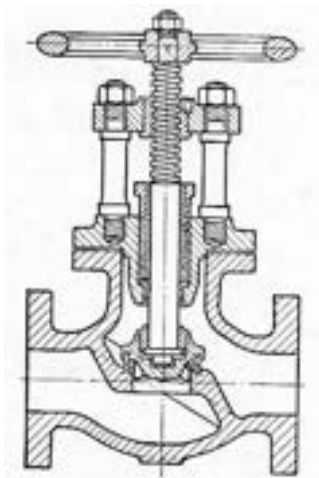


vastslaan bij het dichtdraaien niet te overdrijven, omdat de zitting van de (zachte) klep of de schroefdraad van de spindel daardoor beschadigd raakt of breekt. Als de klep en zitting goed zijn bewerkt en geschuurd, moet het mogelijk zijn de klep handmatig te sluiten zonder gebruik te maken van het slagwerk.

Slaghandwiel

Moderne afsluiter voor luchtsystemen zijn meestal uitgerust met een vlakke en geharde zitting. Een en ander is te zien in de hierna afgebeelde afsluiter. Verder zijn deze afsluiter voorzien van lange pakkingkamers voor het onderbrengen van het grote aantal zachte pakkingringen die nodig zijn voor een goede afdichting.

Het nadeel van deze lange pakkingkamer is dat er voor het bewegen van de spindel een grote krachtsinspanning nodig is en men gebruik moet maken van een zogenaamde wielspanner. Een voorbeeld van een wielspanner staat hierna weergegeven. De twee poten van de wielspanner worden bij gebruik tussen de spaken van het handwiel geplaatst waardoor een hefboom wordt verkregen. Met een wielspanner kunnen grote krachten op het handwiel en de daarmee verbonden klep- of schuifspindel worden uitgeoefend. Deze is eigenlijk alleen bedoeld om afsluiters open te draaien als deze vastzitten.



Luchtafsluiter met vlakke klepzitting



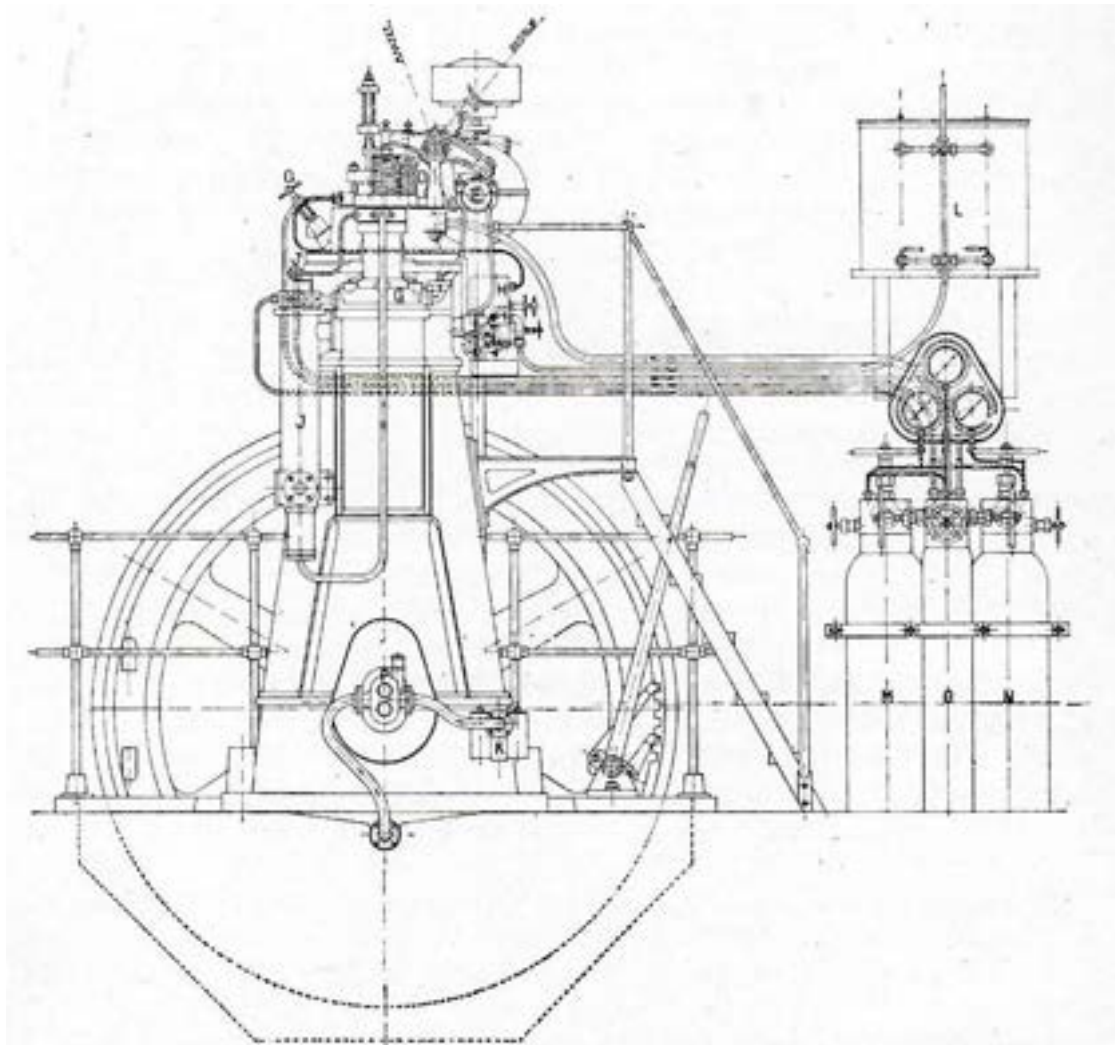
Wielspanner

Inblaasmotoren hebben, naast lucht voor het incidenteel aanzetten van de motor, doorlopend samengeperste lucht met een druk van 40 tot 80 kg/cm² nodig voor de verstuiving. Voor het aanzetten van de motor is een druk van 10 tot 30 kg/cm² voldoende. Meestal worden voor dit type motoren een klein luchtvat voor de inblaaslucht en twee afzonderlijke vaten voor het aanzetten toegepast. De lucht wordt geleverd door één meestal aangehangen compressor. De opstelling en de werkwijze van een dergelijke inrichting wordt verduidelijkt met de volgende tekening van een Werkspoor A-frame motor.

De compressor G perst de lucht in twee trappen samen tot 60 kg/cm² in het inblaasluchtvat O. Omdat het hier gaat om grote hoeveelheden lucht onder hoge druk wordt de in de eerste trap samengeperste lucht, alvorens naar de hogedrukcilinder te gaan, afgekoeld en in vat J ontdaan van water en olie. Van de hoge- drukkilinder stroomt nu de op 60 kg/cm² gebrachte lucht naar het inblaasluchtvat O. Door de zuigopening van de compressor meer of minder te sluiten is de druk van de inblaaslucht te regelen.

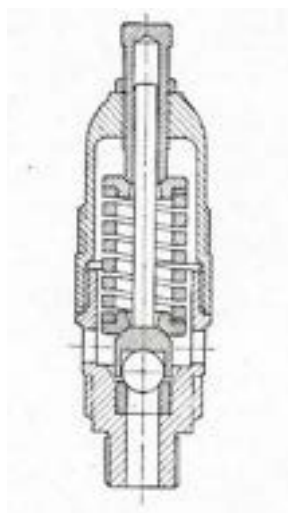
Is de motor in bedrijf gesteld en moeten de aanzetlucht vaten M en N bijgevuld worden, dan gaat we als volgt te werk. We openen de zuigopening van de compressor geheel, zodat deze meer lucht verzet dan voor het inblazen nodig is. De afsluiter tussen het inblaasvat en een aanzetlucht vat openen we nu zover als nodig is om het inblaasvat op de voorgeschreven druk te houden. Alle lucht die de compressor meer levert dan voor de verstuiving van de brandstof nodig is, stroomt nu naar het aanzetlucht vat. Is deze laatste op druk, dan sluiten we de vulafsluiter en schakelen we over op het andere aanzetlucht vat tot ook deze op druk is en ook deze vulafsluiter gesloten kan worden.

Vervolgens regelen we opnieuw de druk in van het inblaasluchtvat met behulp van de zuigafsluiter op de compressor.



Opstelling en toebehoren Werkspoor A-frame motor

Wanneer de druk in het luchtvat, de leidingen en de tussenkoelers hoger wordt dan waarvoor zij geconstrueerd zijn, zorgt een veiligheidsklep ervoor dat de druk niet boven het gestelde maximum



kan stijgen. De veiligheden -zie hierboven voor een voorbeeld- zijn veerbelaste kleppen of kogels waarbij de druk kan worden afgesteld met behulp van een schroefbout. De klep of de houder waarin de kogel van deze veiligheden is opgesloten, is zodanig ingericht dat als de veiligheid afblaast de druk in het vat of de leiding waarop deze is aangesloten proportioneel moet zijn gedaald voor deze weer sluit. Dit doen we om te voorkomen dat de kogel of klep gaat kleppen en ontoelaatbare trillingen in het persluchtsysteem veroorzaakt. Het ontlasten met een veiligheid gaat met veel lawaai gepaard.

Ten behoeve van de controle op de luchtvoorraad in de vaten, maar ook voor het functioneren van de compressoren, zijn op een aantal plaatsen manometers geplaatst. Met behulp van deze manometers kunnen we de veiligheden (opnieuw) afstellen, maar ook de juiste inblaasdruk afstellen bij luchtverstuiving.

Kogelveiligheid voor lucht

Verder kan met behulp van de manometers de toestand van de kleppen en zuigerveren worden afgeleid. Verhoging van één van de drukken van één van de tussendruktrappen is een indicatie dat de zuig- of persklep van de daaropvolgende compressiecilinder lekt, of dat de zuigerveren in die cilinder niet meer goed afsluiten. Als er lucht komt uit de aanzuigopening van de compressor, dan wijst dat op een lekke zuigklep.

De inblaasluchtcompressor geeft, wanneer hij niet doorlopend in goede conditie gehouden wordt, aanleiding tot slecht functioneren van de motor of bedrijfsstoringen. De zuiger moet, zo lezen we in oude onderhouds- en bedieningshandleidingen, om de 600 bedrijfsuren nagezien worden, waarbij vastzittende zuigerveren moeten worden losgemaakt en te veel gesleten veren vervangen moeten worden. Ook moet dan de vrije slag van de zuiger worden gecontroleerd en de zuig- en perskleppen worden nagezien.

4.5.5.1 Keuring

Luchtvaten of -flessen in gemalen worden geschaard onder de arbeidsmiddelen en moeten om een veilig gebruik te waarborgen om de vijf jaar worden gekeurd. Voor het uitvoeren van deze periodieke keuring moeten deze voorzien zijn van de volgende informatie. Deze informatie wordt met slagletters in het vat of de fles geslagen of op een speciale stempelplaat die duurzaam op het vat is aangebracht:

- Fabricaat
- Inhoud van de fles of het vat
- Soort gas (lucht)
- Werkdruk
- Keuringsdatum

4.6 Ontsteking

4.6.1 Voorwaarden voor ontsteking brandstof-luchtmengsel

De verbranding van een brandstof-luchtmengsel wordt ingeleid door de ontsteking. Voordat een ontsteking kan plaatsvinden, moet aan de volgende voorwaarden worden voldaan:

- Het mengsel moet ontsteekbaar zijn: dat wil zeggen de samenstelling ervan moet binnen de explosiegrenzen liggen. De explosiegrenzen worden uitgedrukt in volumepercenten brandstofdamp in het mengsel. De explosiegrenzen zijn afhankelijk van de soort brandstof en de temperatuur. Bij toenemende temperatuur komen de grenzen verder uit elkaar te liggen.
- Op ten minste één plek in het mengsel moet de ontstekingstemperatuur bereikt zijn of overschreden worden. De ontstekingstemperatuur is de laagste temperatuur waarbij ontsteking mogelijk is. De soort brandstof en de dichtheid van de verbrandingslucht bepalen de hoogte van de ontstekingstemperatuur. Bij toenemende druk neemt de ontstekingstemperatuur af.
- Opdat een verbranding zich door het mengsel voortplant, moet bij de verbranding van al ontstoken mengseldelen zoveel warmte ontstaan, dat ondanks warmteverliezen de aangrenzende mengseldelen ten minste tot de ontstekingstemperatuur verhit worden. Wordt niet aan die voorwaarde voldaan, dan houdt de verbranding op.

Brandstof	Explosiegrenzen in volume %		Ontstekingstemperatuur in °C
	Onderste	Bovenste	
Benzine	1,4	7,0	480 tot 550
LPG	2,0	8,0	410 tot 580
Petroleum	1,5	8,2	circa 270
Ethanol	2,6	19,0	400 tot 460
Dieselolie			330 tot 360

Explosiegrenzen en ontstekingstemperaturen gangbare motorbrandstoffen

4.6.2 Soorten ontsteking

De ontsteking kan op twee manieren gebeuren: ontsteking van buitenaf, zoals bij de Ottomotor, en zelfontsteking bij de dieselmotor. Bij de ontsteking van buitenaf is een energiebron buiten de motor nodig die de noodzakelijke warmte en temperatuur levert. Bij de dieselmotor daarentegen bereikt de verbrandingslucht door de hoge compressie vanzelf de ontstekingstemperatuur.

4.6.3 Ontsteking van buitenaf

Bij de ontsteking van buitenaf wordt gebruik gemaakt van een vlam, elektrische vonk of gloeilichaam. De Lenoir-motor was al met een elektrische ontsteking van buitenaf uitgerust. Een inductieapparaat wekte bij deze motor de spanning op en een opeenvolging van elektrische vonken ontstak het gas-luchtmengsel. Het inductieapparaat was aangesloten op een batterij of accumulator.

Otto ontwikkelde voor zijn motor de gasvlamontsteking; een ingenieus systeem met kleine schuifjes dat op het juiste moment een (waak)vlammetje in contact bracht met het brandbare mengsel in de motorcilinder.

In 1884, de kennis van de elektrotechniek was toen verder ontwikkeld, paste hij de laagspannings-afslagontsteking toe.

Daimler vond in 1883 de gloeibuis uit, een alternatief voor het ontsteken met een elektrische vonk of een open vlam. Het principe om met een gloeilichaam de verbranding bij een Ottomotor in te leiden bij de later ontwikkelde motoren is daarvan afgeleid.

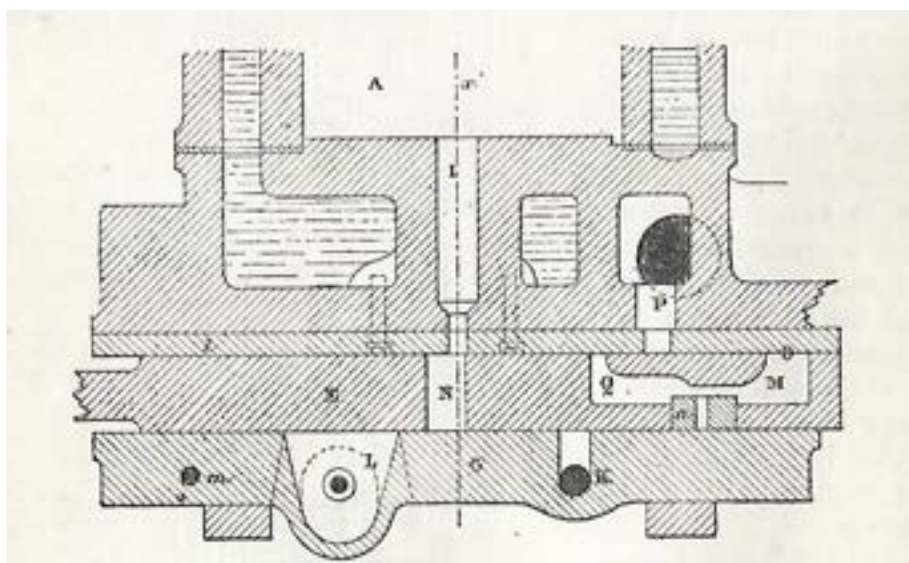
Kort na de vorige eeuwwisseling ontwikkelde Bosch de hoogspanningsontsteking voor het ontsteken van de brandstof in een motor. Ook tegenwoordig wordt de brandstof in een Ottomotor door hoogspanningsvonken ontstoken. Bij de hedendaagse motoren maken we inmiddels gebruik van de mogelijkheden van de elektronica.

4.6.4 Vlam- en gloeibuisontstekingsinrichting

4.6.4.1 Vlamontsteking

Bij de oude atmosferische verbrandingsmotoren werd -volgens de gebruikelijke methode om een gasmengsel door middel van een open vlam aan te steken- de vlamontsteking ingevoerd. Op het voor de ontsteking gewenste ogenblik werd het gasmengsel in de cilinder door een kanaal met een open gasvlam in verbinding gebracht. Door de geringe onderdruk van het mengsel in de cilinder sloeg de vlam naar binnen en werd het mengsel ontstoken.

Voor motoren die met compressie werken, moest een kunstgreep worden toegepast om de ontstekingsvlam in verbinding te kunnen brengen met de onder druk staande cilinderinhoud, zonder dat de vlam werd uitgeblazen. Dit gebeurde door middel van een kanaal in een schuif, dat met een mengsel van gas en lucht gevoed werd.



Schuifinrichting voor (gas)vlamontsteking bij motoren met compressie (systeem Otto)

Dit kanaal N werd eerst met de ontstekingsvlam in L in verbinding gebracht, daarna van de buitenlucht afgesloten en vervolgens door een smorende verbinding I met de cilinder geleidelijk onder druk gebracht. De vlam bleef in het kanaal doorbranden en kwam ten slotte met de cilinderinhoud in contact, waardoor de ontsteking tot stand werd gebracht. Deze wijze van ontsteken was alleen mogelijk bij motoren die een geringe compressie bezaten. Bij de overgang naar motoren met hogere compressiedrukken is de openvlamontsteking geheel verdrongen door gloeibuis- en elektrische vonkontsteking.

4.6.4.2 Gloeibuisontsteking

Het principe van de gloeibuisontsteking berust op de toepassing van een porseleinen of metalen buisje, dat in verbinding staat met de verbrandingsruimte en dat gedurende het bedrijf door een vlam constant verhit wordt. De verbrandingsresten blijven tijdens de aanzuigperiode van de motor in de ruimte van de gloeibuis en worden daarin tijdens de compressieslag samengeperst terwijl het brandbare mengsel slechts in het voorste gedeelte van het buisje kan binnendringen. Heeft dit mengsel de zone van de gloeibuis -die door de vlam sterk wordt verhit- bereikt, dan wordt dit ontstoken en slaat naar het inwendige van de cilinder over, zodra de voortplantingssnelheid van de verbranding groter is dan de snelheid waarmee het mengsel in het buisje geperst wordt.

Een beperkte regeling van het beging van de ontsteking is mogelijk door de vlam in lengterichting van de motor te verschuiven zodat de heetste zone meer naar het begin of het einde van de gloeibuis verplaatst wordt. Hierdoor zal de ontsteking vroeger of later plaatsvinden. Ook de breedte van de gloeibuis heeft invloed op het begin van de ontsteking: een nauwere gloeibuis vertraagt de ontsteking en men kan verder een regeling van de ontsteking bereiken door de verbrandingsgassen in het ontstekingskanaal gedeeltelijk af te voeren. Hiervoor dient de naaldafsluiter in de hiervoor afgebeelde figuur. De naaldafsluiter, boven in het ontstekingskanaal, is verbonden met een afzonderlijk buisje waarmee tijdens de compressie een klein, met de afsluiter instelbaar, gedeelte van de verbrandingsgassen worden afgevoerd zodat het verse gasmengsel eerder het hete gedeelte van de gloeibuis bereikt.

De lengte van de destijds gebruikelijke gloeibuizen wisselde af van 65 - 85 mm bij een diameter van 5 - 12 mm. Er werden echter ook gloeibuizen toegepast met lengtes van wel 160 mm en een diameter van 16 mm. De grotere lengte betekende een groter regelgebied van het tijdstip van ontsteken, maar dit gaat gepaard met een substantiële toename van de schadelijke ruimte van de motor.

Over het algemeen werden de gloeibuizen van porselein vervaardigd. Porselein is onder hoge temperatuur (1100-1200 °C) gebakken kaolien, of porseleinaarde, een vette, witte kleisoort die een verweringsproduct is van graniet. Porselein bezit de goede eigenschap snel de gloei-hitte op te nemen en te behouden, terwijl het weerstand biedt aan de chemische inwerking van de vlam. Porseleinen buizen zijn goedkoop, maar zeer breekbaar, vooral wanneer water of olie van buiten tegen de gloeiende buis spat.

Een aanmerkelijk duurdere variant die aanzienlijk betere mechanische eigenschappen bezit en beter bestand is tegen zuren is die van platina. Vanwege de zeer hoge kosten week men uit naar de goedkopere nikkel buizen met minder goede eigenschappen dan die van platina.

Voor snellopende motoren werkt de gloeibuisontsteking te traag en deze is daarom verdrongen door de elektrische ontsteking.

4.6.5 Elektrische ontstekingsinrichtingen

Voor een goede elektrische ontsteking voor motoren die een brandbaar mengsel comprimeren, gelden de volgende eisen:

- Altijd onmiddellijk gereed zijn voor het bedrijf
- Verstelbaarheid van het begin van de ontsteking, nodig voor het aanzetten en tijdens bedrijf
- Krachtige vonk, geschikt voor de ontsteking van het brandbare mengsel, onafhankelijk van het aantal omwentelingen van de motor
- Eenvoudige constructie en toegankelijkheid van de constructie
- De mogelijkheid om bij grote motoren met meerdere cilinders het aanzetten te vergemakkelijken

De verschillende elektrische ontstekingsinrichtingen onderscheiden we naar:

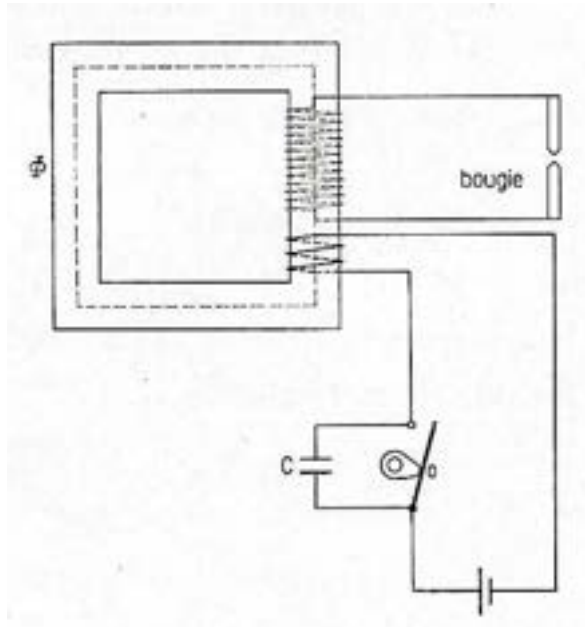
- De wijze van stroomopwekking
- De wijze waarop de vonk gevormd wordt

Als stroomopwekkers komen in aanmerking: batterijen (primaire elementen of accumulatoren) of ontstekingsapparaten (magneet-elektrische wisselstroomdynamo's) met roterend of schommelend anker.

Primaire elementen zijn de -naar de Franse elektrotechnicus en uitvinder Georges Leclanché genoemde- Leclanché-elementen, de voorloper van de droge-celbatterij. Het Leclanché-element bestaat uit een glazen pot die gevuld is met een geleidende oplossing (elektrolyt) van ammoniumchloride, een negatieve elektrode van zink en een positieve elektrode van koolstof. Deze elementen moeten vervangen worden nadat ze zijn uitgeput. Onder accumulatoren verstaan we de overbekende oplaadbare loodaccu.

4.6.5.1 Ruhmkorff inductor

Bij de ontsteking van de brandstof in een motor met behulp van een elektrische vonk wordt gebruik gemaakt van een hoge spanning (10.000 volt of meer). Deze hoge spanning wordt opgewekt in een zogenaamde Ruhmkorff inductor waarvan de werking berust op de inductiewetten van Faraday. Hieronder is een prinsipeschema afgebeeld van de Ruhmkorff inductor.



Principeschema Ruhmkorff inductor

Het toestel bestaat uit twee -om een weekijzeren kern gewikkelde- spoelen met koperdraad voorzien van een isolatiemantel (als garen op een klos). De ene spoel, de zogenaamde primaire spoel, is voorzien van een klein aantal windingen van relatief dik koperdraad en verbonden met een accu. Verder is in het stroomcircuit van de spoel een contact opgenomen waarmee de stroom onderbroken kan worden.

De andere spoel, de secundaire spoel, is voorzien van een groot aantal windingen van dun koperdraad. De secundaire spoel is verbonden met een bougie.

Telkens wordt met een mechanische onderbreker, die wordt bediend met een nok op een synchroon met de krukas van de motor draaiende as, de stroom in de primaire spoel onderbroken. Daardoor verandert de magnetische krachtstroom (ook wel magnetische inductiestroom of flux genoemd) in het weekijzerlichaam en ontstaat in de secundaire spoel die om hetzelfde weekijzerlichaam is gewikkeld en veel windingen heeft een hoge inductiespanning (vroeger e.m.k (elektromotorische kracht) genoemd), waardoor vonken bij de bougie optreden.

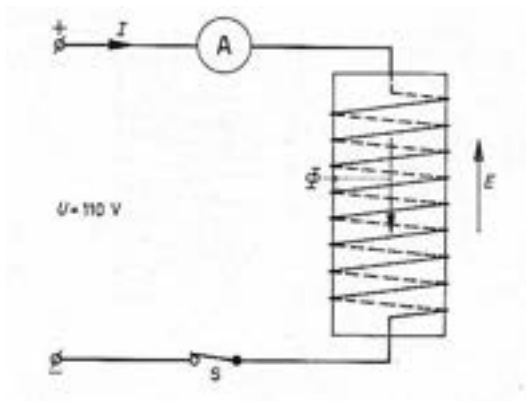
Om bij het onderbreken van de stroom in het primaire circuit vonken te voorkomen, is parallel aan de contacten een condensator in het stroomcircuit opgenomen.

De stroom voor de primaire spoel is afkomstig van een accu. Deze ontstekingsinrichting noemen we batterij-ontsteking.

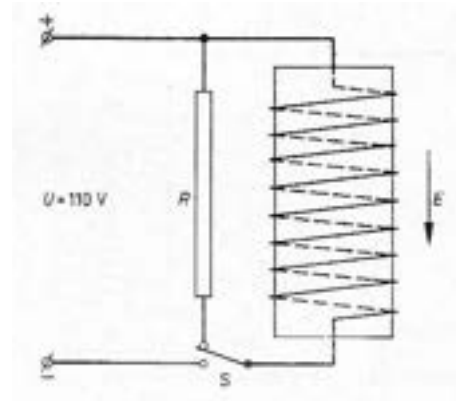
Het is ook mogelijk om de stroom te verkrijgen door een spoel in een magnetisch veld van permanente magneten te laten draaien: de zogenaamde magneetontsteking. Dit type ontsteking is bij oude motoren in gemalen veelvuldig toegepast en wordt daarom verderop uitgebreid besproken.

4.6.5.2 Zelfinductie

Door de stroomsterkte in een spoel of winding te veranderen, ontstaat door zelfinductie een spanning E die tegengesteld is aan de aangelegde spanning U over de betreffende spoel. Een en ander wordt met de volgende twee voorbeelden met figuren van een spoel en schakeling verklaard.



Figuur1



Figuur 2

Sluiten we de schakelaar S , dan zien we aan de ampèremeter, vooral als de spoel veel windingen heeft, dat de stroom slechts betrekkelijk langzaam tot een eindwaarde aangroeit. Dit verschijnsel is als volgt te verklaren.

Schakelen we S in figuur 1, dan begint er stroom te vloeien en neemt de magnetische flux met de stroom I toe. Door de fluxtoename ontstaat in de spoel een zogenaamde zelfinductiespanning E . Deze spanning E is tegengesteld gericht aan de aangelegde spanning U en remt daardoor de stroomtoename. Wel neemt de stroom toe tot een eindwaarde is bereikt.

Onderbreken we vervolgens de stroom door schakelaar S in figuur 2 uit te schakelen, dan ontstaat door de fluxafname opnieuw een zelfinductiespanning over de klemmen van de spoel. Volgens de wet van Lenz werkt deze spanning zijn ontstaan, de fluxafname, tegen en heeft de stroom dezelfde richting als de uitgeschakelde stroom.

De hoogte hangt volgens de inductiewet van Faraday af van de grootte van de fluxverandering en de snelheid waarmee wordt uitgeschakeld. De gemiddelde inductiespanning (E_{gem}) is evenredig met de fluxverandering ($\Delta\Phi$) en omgekeerd evenredig met de tijd (t) die daarvoor nodig is. De inductiespanning E tracht de oorspronkelijke flux in stand te houden. De tegenwerking geven we aan met een negatief teken en daarom formuleren we:

$$E_{\text{gem}} = - \frac{\Delta\Phi}{\Delta t} \text{ [Volt]}$$

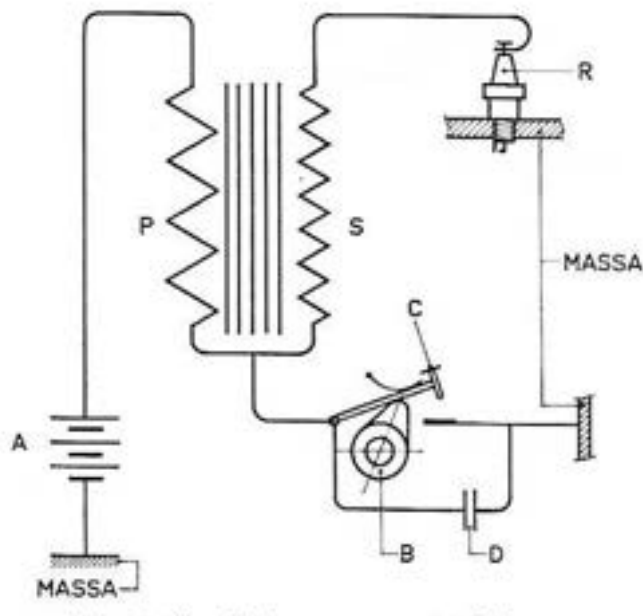
Door snel uit te schakelen, kunnen we een inductiespanning genereren die veel groter is dan de netspanning U of in geval van een batterij-ontstekingsinrichting die van de batterijspanning. De inductiespanning die wordt opgewekt en die nodig is voor het laten overspringen van een vonk bij de bougie bedraagt tussen de 15.000-20.000 volt. Door deze hoge spanning kan de isolatie tussen de windingen van de spoel doorslaan. Om dit te voorkomen, wordt een dempingsweerstand of een condensator parallel aan de spoel geschakeld.

4.6.5.3 Ontstekingsinrichting met batterij of accumulator

Bij batterij- of accumulatorontsteking is de sterkte van de vonk weliswaar niet afhankelijk van de omwentelingssnelheid van de motor, maar de batterij raakt door het gebruik ervan uitgeput; de accumulator zelfs ook wanneer zij een tijdlang niet gebruikt wordt. Primaire elementen moeten na hun uitputting geheel vernieuwd worden en accumulators moeten ongeveer één keer per maand opgeladen worden. Dit moet op een deskundige manier gebeuren om de platen in de accu niet te vernielen.

Het opladen van de accu gebeurt tegenwoordig automatisch door de aan de motor gekoppelde dynamo. De loodaccu is sinds het begin van de 21^{ste} eeuw verdrongen door de accu met zogenaamde droge cellen. Ook de loodaccu heeft zijn langste tijd gehad.

De conventionele batterijontsteking bestaat uit een batterij, een bobine en een onderbreker en bij meer-cilindermotoren uit een verdeler en een bougie.



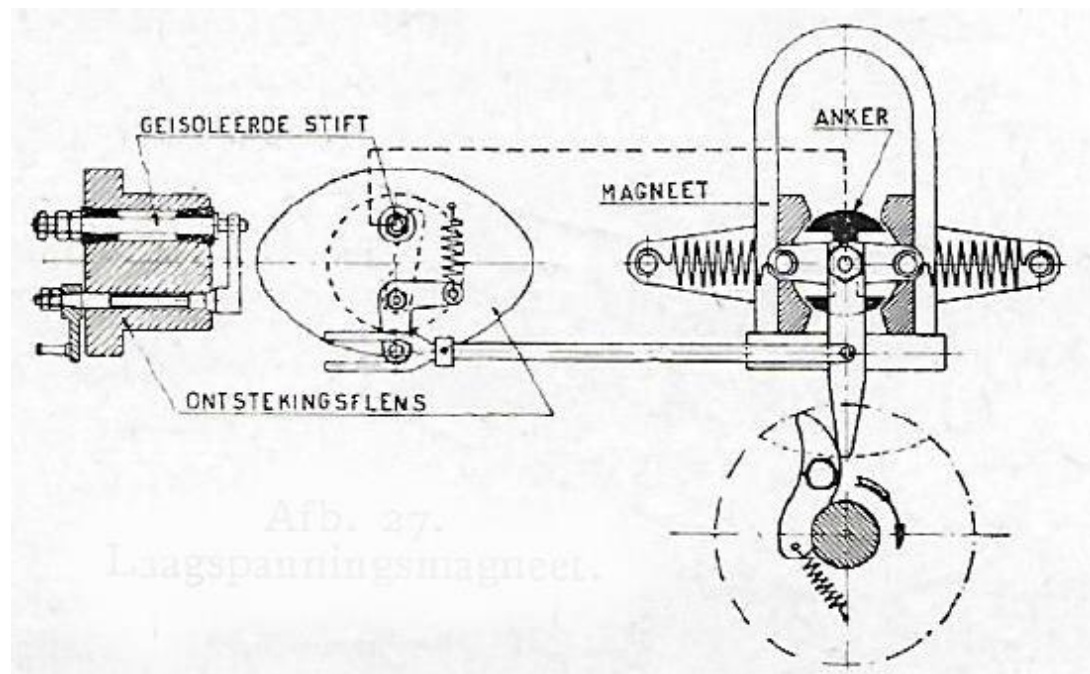
Schema conventionele batterijontsteking

De elektrische stroom van hoge spanning die de vonk tussen de polen van de bougie doet overspringen, wordt geleverd door de accu en de inductieklos of bobine. De inrichting is schematisch weergegeven in de figuur. Daarin is de batterij aangeduid met A. Door de primaire windingen P met weinig windingen van dik draad vloeit een stroom van geringe spanning (volt) en grote stroomsterkte (ampère). Wordt deze stroom door de ronddraaiende nok B en met behulp van een onderbreker plotseling onderbroken, dan ontstaat in S met veel windingen van dun draad, door de invloed van de veranderende flux of inductie (zoals uitgelegd bij de Ruhmkorff inductor) een hoge spanning (20.000 volt). Deze spanning is hoog genoeg om tussen de elektroden van de bougie R een vonk te laten overspringen. De condensator D beschermt de contactpunten tegen inbranden.

Een verdeler, hier niet getekend, zorgt ervoor dat de vonk overspringt bij de bougie in de cilinder (die op dat moment daarvoor in aanmerking komt).

4.6.5.4 Ontstekingsinrichting met laagspanningsmagneet

In de verbrandingsruimte steken een vaste geïsoleerde stift en een draaibare stift met afslagarm. In rusttoestand ligt de afslagarm tegen de geïsoleerde stift. Een spoel die op het moment van ontsteken tussen de twee polen van een magneet heen en weer gedraaid wordt (schommelanker), levert de laagspanning voor het creëren van de vonk. Gelijktijdig wordt de arm van de vaste stift gelicht, waardoor een vonk wordt getrokken. Een afbeelding van deze ontstekingsinrichting is hieronder weergegeven.



Ontstekingsinrichting met laagspanningsmagneet

De voor de ontsteking benodigde elektrische stroom wordt geleverd door de magneet en een -tot zijn eenvoudigste gedaante teruggebrachte- dynamo met een zogenaamd dubbel T-anker. Het anker wordt bewogen door een zij-as van de motor; een hierop aangebrachte beweegbare nok of lip duwt het anker zo ver opzij totdat het wordt losgelaten en weer door de eraan bevestigde veren terugspringt. Bij deze snelle beweging ontstaat in de windingen van het anker een sterke stroomstoot.

Bij deze zogenaamde laagspanningsontsteking (zie de afbeelding) gaat deze stroom naar het ontstekingsapparaat (een soort bougie) in de cilinder. Het eerste ogenblik is de stroomkring kortgesloten, zodat de stroom ongehinderd kan doorgaan. Dadelijk daarop wordt binnen in de cilinder het contact verbroken, waarbij een kleine vlamboog ontstaat die het gas- of dampmengsel ontsteekt dat zich in de cilinder bevindt.

De stroomkring wordt onderbroken op het moment waarop de ankerwikkeling het grootste aantal krachtlijnen snijdt. Er ontstaat dan al bij lage spanningen (50-100 V) een krachtige vonk aan het onderbrekingspunt. De sterkte van deze vonk is, afgezien van de sterkte van het magnetische veld, afhankelijk van de snelheid waarmee de geleider de krachtlijnen doorsnijdt en de snelheid waarmee de onderbreking tot stand wordt gebracht. De sterkte van de vonk neemt dus toe met het vergroten van deze snelheid. Magneetapparaten met roterende of schommelende ankers geven dus bij geringe omwentelingsnelheid een minder krachtige vonk dan bij hoge toerentallen. Dit verschijnsel veroorzaakt vaak problemen, vooral bij het aanzetten van de motor. Daarom heeft men magneetontstekingsapparaten ontwikkeld waarbij het anker, dat in de middenstand door veren wordt vastgehouden, door een stangenstelsel ten opzichte van het magnetisch veld gedraaid wordt en door de veren weer plotseling wordt terug bewogen, zodra het stangenstelsel uitgeschakeld wordt. Deze terugbrenging naar de middenstand gebeurt door de sterke veren met grote snelheid en onafhankelijk van het toerental van de motor.

Tussen het tijdstip dat de vonk wordt getrokken en de brandstof ontsteekt, verloopt enige tijd. We noemen dit ontstekingsvertraging. Om bij elk toerental van de motor de ontsteking op het juiste tijdstip, een aantal krukgraden voordat de zuiger in het binnenste of bovenste dode punt staat, te laten plaatsvinden, moet het tijdstip waarop de vonk overspringt verstelbaar zijn. Bij de hiervoor besproken ontstekingsinrichting wordt dit bereikt door de nok op een verstelbaar excentriek te plaatsen. Desondanks zijn motoren met de hiervoor geschetste laagspanningsontstekingsinrichting slechts geschikt voor een toerental tot circa 150 omwentelingen per minuut. Bij motoren met een hoger toerental wordt gebruik gemaakt van magneetontsteking met een roterend anker.

Het toepassingsgebied van de laagspanningsontstekingsapparaten is beperkt tot uitsluitend ééncilinder gas- of mengselmotoren.

4.6.5.5 Ontstekingsinrichting met hoogspanningsmagneet

De ontsteking van een brandstofmengsel kan onder andere tot stand worden gebracht door het doen overspringen van een elektrische vonk. Voor het tot stand komen van deze vonk is een stroom van hoge spanning nodig. Het toestel waarmee deze elektrische stroom wordt opgewekt, heet in het jargon een hoogspanningsmagneet.

De magneet is opgesteld naast de hoofdas van de motor en maakt door middel van een vaste overbrenging hetzelfde toerental als de motor. In de figuur hieronder is het toestel schematisch weergegeven. De daaropvolgende figuur, in perspectief, geeft de werking weer.

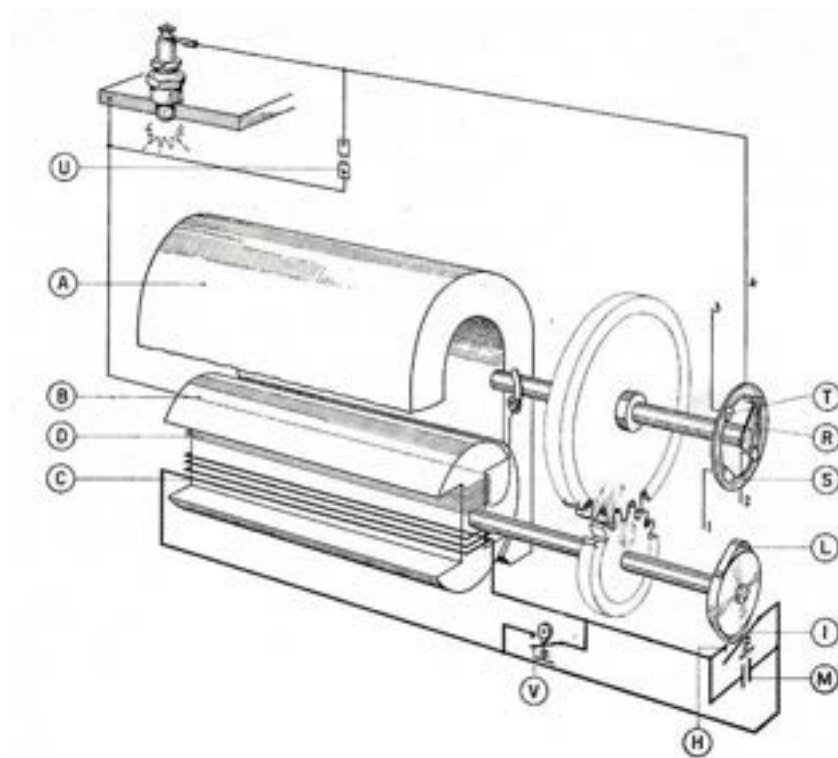


Wanneer het anker wordt gedraaid, ontstaat er in de wikkeling een wisselstroom. Deze stroom gaat van wikkeling C naar as F, naar het contactstuk G van de onderbreker, over de contactpunten H naar de draaibare hefboom I, daarna door de veer K op het motorgestel en via het punt E terug naar de wikkeling.

Wanneer het anker éénmaal ronddraait, bereikt de wisselstroom tweemaal een maximale waarde. Op deze ogenblikken wordt de stroom verbroken doordat de hefboom I over één van de nokken L glijdt, om zijn steunpunt draait en het contact H tegen de veerdruk in opent. Om vonkvorming bij de contactpunten te voorkomen, is condensator M aangebracht.

Een stroom van hoge spanning, ontstaan door zelfinductie in de wikkeling D, gaat over op de geïsoleerd aangebrachte ring N en wordt hiervan afgenomen door koolborstel O. Koolborstel P geleidt vervolgens de stroom verder naar de as Q, die deel uitmaakt van de stroomverdeler naar de bougies.

Bij de stroomverdeler draait een koolborstel R rond in een ring S, met vier contactstukken T. Wanneer de borstel op één van deze contactstukken staat, gaat de stroom naar de stift van de bougie in één van de cilinders. Bij de overgang van de stroom van de stift op de elektroden van de bougie ontstaat een vonk die de verbranding moet inleiden. De stroom gaat verder door het motorgestel naar punt E en vandaar naar wikkeling D.



Hoogspanningsmagneetontsteking scheve projectie

Als de motor vier cilinders heeft, moet er wanneer de krukas tweemaal ronddraait in elk van de cilinders éénmaal een vonk overspringen, want bij een viertaktmotor vergt elk arbeidsproces twee omwentelingen.

De vier contactstukken in de stroomverdeler zijn daarom elk verbonden met een bougie, en de koolborstel R moet dan, wanneer de krukas twee omwentelingen maakt, eenmaal ronddraaien.

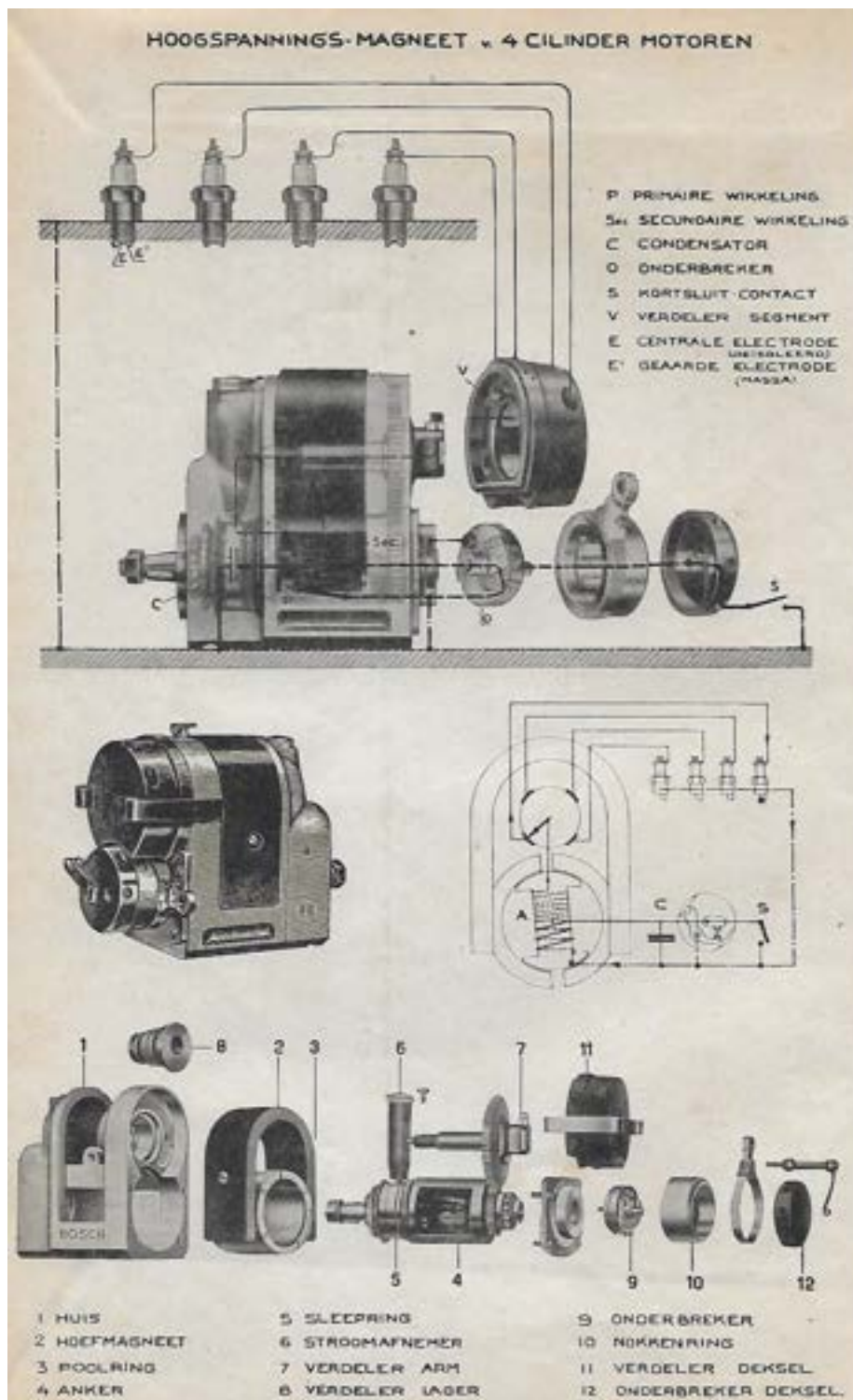
We bereiken dit door de stroomverdelers door middel van een tandwieloverbrenging met halve snelheid te laten draaien ten opzichte van de ankeras die even snel draait als de krukas.

Kan de vonk door een of andere oorzaak niet overspringen, dan bestaat de kans dat de wikkeling D als gevolg van de hoge spanning doorslaat en beschadigd raakt. Om dit te voorkomen is een vonkenbrug U aangebracht waarlangs de stroom zijn weg kan nemen.

Moet de motor buiten bedrijf worden gesteld, dan kan men het contact V sluiten. De wikkeling C is dan kortgesloten waardoor er in de wikkeling D geen inductiespanning wordt opgewekt en geen vonk optreedt.

De ring W waarop de nokken L zijn aangebracht, kan verdraaid worden. Hierdoor wordt de stroom in de wikkeling vroeger of later verbroken, zodat het moment van ontsteking te regelen is. Meestal kan de ring over 30° worden verdraaid, namelijk 25° voorontsteking bij vol aantal omwentelingen tot 5° naontsteking bij het aanzetten van de motor.

Op de volgende bladzijde wordt een veelvuldig toegepaste hoogspanningsmagneet-ontstekingsinrichting van Bosch weergegeven voor een motor met vier cilinders. De onderdelen en het schema komen overeen met de hiervoor gegeven beschrijving van de werking.

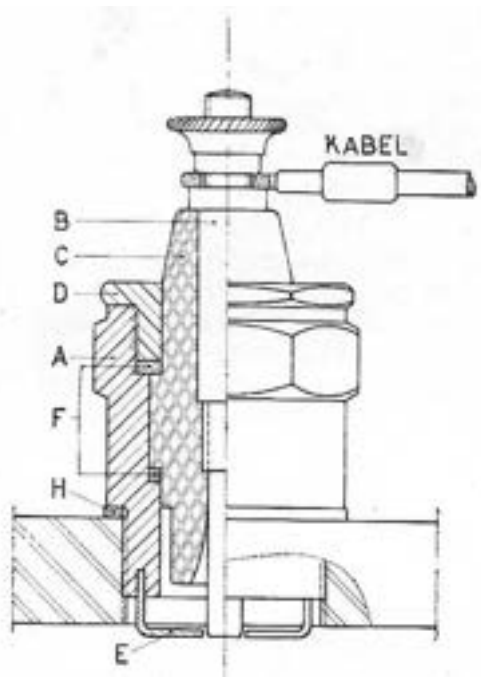


Bosch (hoogspanning) magneetontstekingsinrichting met geïntegreerde verdeler

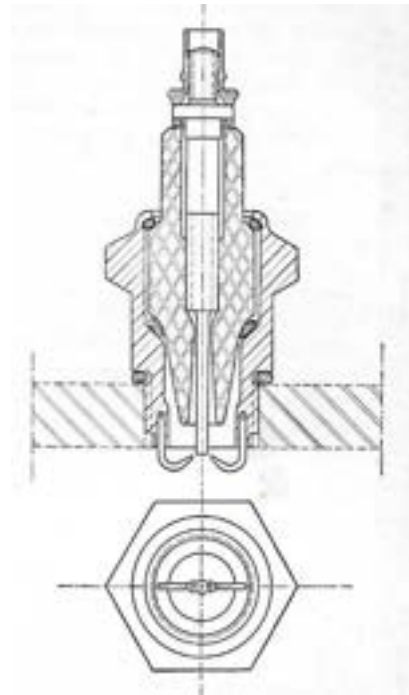
4.6.6 De bougie

De vonkoverbrenger of bougie bij de eerste Ottomotoren waren doorgaans ingewikkelde eigen probeersels van de motorfabrikant. Deze bougies vroegen veel onderhoud en waren door de lage spanning die gebruikt werd voor het opwekken van de vonk niet erg betrouwbaar.

In onderstaande figuur is voor de helft in aanzicht en voor de andere helft in doorsnede een relatief moderne bougie weergegeven.



Bougie met geschroefde verbindingen



Bougie met gefelde verbindingen

Een bougie bestaat uit drie hoofdonderdelen:

- Een metalen bougiehuls met metrische schroefdraad en een zeskant die voorzien is van één of meer massa-elektroden
- Een porseleinen isolator, gasdicht bevestigd en in de metalen bougiehuls geschroefd of vast gefelst (knelverbinding)
- Een centrale elektrode of stift met aan de bovenzijde een bevestigingspunt voor de bougiekabel

Het stalen huis of huls A en de van speciaal staal (meestal een nikkellegering) vervaardigde stift B zijn van elkander gescheiden door een keramische isolatie C.

De vroeger veel toegepaste materialen, zoals speksteen, porselein of steatiet, voldoen niet meer aan de huidige hoge eisen die aan isolatievermogen en thermische vastheid worden gesteld. Vrijwel alle grotere bougiefabrikanten gebruiken gesinterd korund voor de isolator.

De stift B is met schroefdraad in C bevestigd. De isolatie is gasdicht verpakt met het drukstuk D en de pakkingringen F. De koperen ring H zorgt voor een gasdichte afdichting op de motor waarin het huis met schroefdraad is bevestigd. De isolatie moet van uitstekende kwaliteit zijn en bestand tegen

hoge temperaturen. De isolatie mag niet gaan gloeien, dat geldt ook voor de elektroden E. De elektroden zijn net als de stift van een nikkellegering gemaakt. De afstand van de eind E en de stift B bepaalt de lengte van de vonk. We krijgen het beste resultaat wanneer de afstand 0,4 tot 0,6 mm bedraagt, naar gelang de grootte van de compressie. Ook de plaats waar de vonk overspringt, is van belang.

De schroefdraad van de bougies is genormaliseerd; het meest voorkomend zijn M14 x 1,25 en M18 x 1,5. De eerstgenoemde bougie heeft een sleutelwijdte van 20,8 mm, de laatstgenoemde 26 mm. Deze sleutelwijdten voor de bougies zijn opzettelijk zo gekozen dat het toepassen van speciale bougiesleutels, meestal een pijpsleutel, noodzakelijk is. Het gebruik van een steeksleutel of bahco kan namelijk tot vervorming van de bougiehuls leiden, waardoor lekkage kan ontstaan. Behalve de hierboven genoemde genormaliseerde schroefdraad voor bougies wordt voor kleinere motoren M10 x 1 toegepast terwijl oudere motoren waren voorzien van M12 x 1,25.

De oude in Angelsaksische landen geproduceerde motoren zijn voorzien van bougies met Whitworth gasdraad (BSP) in rechte en soms zelfs tapse uitvoering. Deze schroefdraad wordt tegenwoordig aangeduid met NPT, wat staat voor National Pipe Thread. De spoed van de schroefdraad -te berekenen door het aantal gangen per ' te delen door 25,4- verschilt weinig van de bougies die met metrische schroefdraad zijn uitgevoerd. Bij metrische draad is de tophoek van de draad 60 graden, bij Whitworth is dat 55 graden. Het is dus zaak om bij het vervangen van bougies van oude motoren goed op deze verschillen te letten om te voorkomen dat de schroefdraad onherstelbaar beschadigd wordt.

In het algemeen hangt de betrouwbaarheid van de motor nauw samen met de goede werking van de bougies. Ook de verbinding, luchtvochtigheid en de isolatie van de bougiekabels is van belang voor een betrouwbare werking van de ontstekingsinrichting.

Om de bougie niet te vervuilen, moeten isolatie en elektroden zo warm worden dat eventueel aangeslagen olie en roetdelen verbranden. Aan de andere kant mag deze zelfreinigende werking niet worden overdreven, omdat anders kans bestaat op ontijdige ontsteking van het brandstofmengsel door het gloeien van de elektroden.

Het is dus begrijpelijk dat de constructie van de bougie in verband staat met het motortype waarin de bougie moet worden gebruikt. De meeste fabrikanten vervaardigen daarom bougies in een groot aantal soorten, die een zogenaamd warmtegraadnummer hebben. Hoe hoger dit nummer, hoe hoger de temperatuur is die de bougie kan verdragen zonder dat de elektroden gaan gloeien. We bereiken dit door de warmtegeleiding meer of minder groot te maken. Bij een goede warmtegeleiding is weliswaar de kans op gloeien kleiner, maar de kans op vervuiling neemt toe. Voor een optimale prestatie van de bougie mag de temperatuur van de isolatorneus niet langdurig hoger zijn dan 850 °C, en gedurende langere tijd niet beduidend lager zijn dan 530 °C.

Storing aan de bougie kan verschillende oorzaken hebben, bijvoorbeeld dat de elektroden zijn afgebrand of verbogen waardoor de door de vonk te overbruggen afstand te groot wordt. De vonk die dan overspringt is wel lang, maar te laag van temperatuur voor het ontsteken van de brandstof. Wanneer zich op het isolatielichaam een laagje droog roet bevindt, is dit veroorzaakt door een te gasrijk mengsel met onvolledige verbranding. De sproeier geeft in verhouding tot de luchthoeveelheid te veel brandstof.

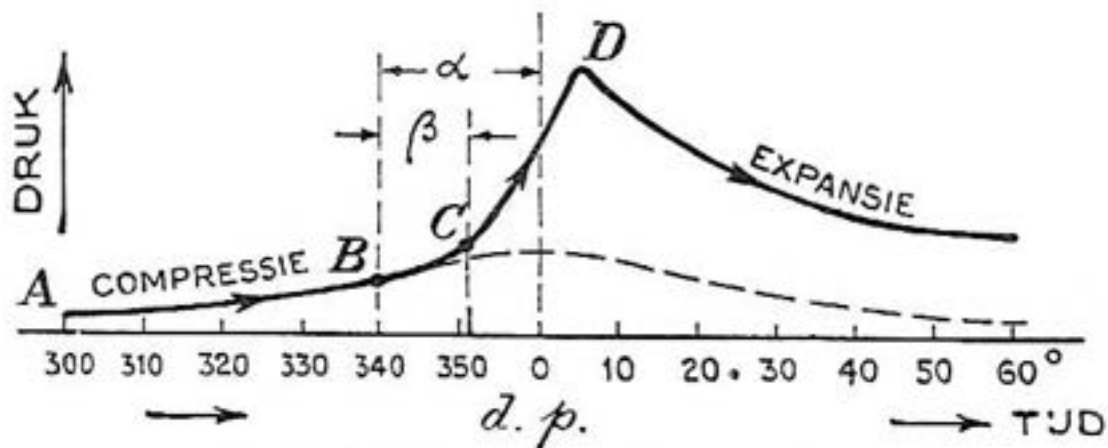
Is de bougie vochtig (vettig) zonder roetaanslag, dan is de vonk niet overgesprongen en daarom is de ontsteking uitgebleven. De fout schuilt dan waarschijnlijk bij de onderbreker of de stroomverdelers.

Ook kan er sluiting bestaan tussen de bougiekabel en het motorgestel. Dit laatste is goed vast te stellen door de ruimte waarin de motor staat opgesteld te verduisteren en de motor proberen te starten. Op de plaats van sluiting zullen dan vonkjes te zien zijn.

Is er te veel olie in de krukast of het mengsel te rijk aan smeerolie in geval van mengsmering, dan slaat niet alleen de bougie vet, maar kan er zich ook een brug vormen tussen de elektroden door onverbrande kooldeeltjes en heeft er geen vonkvorming meer plaats. In al deze gevallen is de ontsteking onvoldoende en zal de motor onvoldoende vermogen leveren, stilvallen of niet starten. Is de isolatie wit gebrand of hebben zich op de elektroden pareltjes gevormd, dan is dat een bewijs dat de isolatie of de elektroden te warm zijn geweest. Hierdoor kan het lucht-brandstofmengsel al gedurende de aanzuigperiode worden ontstoken, wat gepaard gaat met knallen en terugslag in de carburateur. Treedt dit vaker op, dan is de warmtegraad van de bougie te laag en moeten we een andere bougie gebruiken.

4.6.7 Ontstekingsvertraging

Het ontstekingsysteem moet ervoor zorgen dat het mengsel op het juiste tijdstip ontsteekt. Op het moment dat de zuiger het Binnenste Dode Punt (BDP) heeft gepasseerd, moet de verbrandingsdruk het hoogst zijn. Omdat er tijd zit tussen het ontsteken en het ontbranden van het brandstofmengsel (daar wordt de maximale verbrandingsdruk bereikt), moet het mengsel al geruime tijd voordat de zuiger het BDP heeft bereikt worden ontstoken. De bougie moet dus al gevonkt hebben voordat de zuiger het BDP heeft bereikt.



Druk-tijd-gradendiagram explosiemotor

Deze figuur geeft de gewenste vorm weer van een druk-tijddiagram van een Ottomotor tijdens de ontsteking en de verbranding van het brandstofmengsel. Van A naar B zien we de druk stijgen als gevolg van de compressie. In punt B 20° voor BDP springt de ontstekingsvonk over en begint een (aanvankelijk plaatselijke) verbranding, die slechts een zeer geringe drukverhoging veroorzaakt tot in punt C. Dan ontvlamt de hoofdmassa van het gasmengsel, wat een snelle druktoename tot gevolg heeft, tot in punt D alle brandstof verbruikt is en de expansie aanvangt.

Voor een rustige gang van de motor is het noodzakelijk dat punt C iets voor het BDP ligt: daarom moet de vonk overspringen wanneer de kruk nog α° (hier 20°) voor het BDP staat. De hoek α noemen we de voorontstekingshoek. De periode BC wordt aangeduid met ontstekingsuitstel en komt in ons diagram overeen met de hoek β (hier 11°).

Maakt de motor bijvoorbeeld 1500 omw/min, dan is het ontstekingsuitstel:

$$\frac{11}{360} \times \frac{60}{1500} = \frac{1,2}{1000} [\text{sec}]$$

Voor het gehele verbrandingsproces BCD staan in dit voorbeeld ongeveer 25° ter beschikking. De duur van de verbranding is:

$$\frac{25}{360} \times \frac{60}{1500} = \frac{2,7}{1000} [\text{sec}]$$

Het ontstekingsuitstel (hier $1,2/1000$) van een seconde is een vaste waarde en afhankelijk van de soort brandstof of gas en de condities ervan. Aan de hand van deze waarde kan berekend worden dat met het toenemen van het toerental de voorontstekingshoek groter moet worden. Stel dat het toerental verdubbelt, dan komt het ontstekingsuitstel overeen met de volgende krukhoek.

$$\frac{x}{360} \times \frac{60}{3000} = \frac{1,2}{1000} [\text{sec}]$$

$$x = 360 \times \frac{3000}{60} \times \frac{1,2}{1000} = 22 [^\circ]$$

Deze vervroeging van de ontsteking geschiedt bij sommige motoren automatisch met een centrifugaal versteller of een zogenaamde vacuümversteller. Beide vervroegen de ontsteking door de stand van de onderbreker tegen de draairichting van de as met een nok te verstellen. De centrifugaal versteller vervroegt de ontsteking bij toenemend toerental van de motor. De vacuümversteller verlaat de ontsteking bij afnemend vacuüm in het spruitstuk na de gasklep.

4.6.8 Zelfontsteking

Bij luchtcomprimerende motoren wordt de brandstof voor het begin van de verbranding in de cilinder gebracht. Hier ontsteekt de brandstof met of zonder hulpmiddelen. We kunnen deze machines nu allereerst onderscheiden naar de hoogte van de compressie-einddruk; in middeldrukmotoren en in hogedrukmotoren.

4.6.8.1 Middeldrukmotoren

De compressie-einddruk en daarmee de compressie-eindtemperatuur zijn niet voldoende voor het inleiden van de verbranding van de ingespoten brandstof.

4.6.8.2 Hogedrukmotoren

De compressie-einddruk en de compressie-eindtemperatuur zijn hiervoor wel voldoende om de verbranding van de ingespoten brandstof in te leiden.

De zogenaamde middeldrukmotoren zijn omstreeks het jaar 1900 ontstaan uit het streven een eenvoudige motor voor kleinere vermogens en middelzware brandstoffen te ontwikkelen. De dieselmotoren waren destijds uitsluitend uitgerust met luchtverstuiving en daardoor voor eenvoudige gebruiksdoeleinden te gecompliceerd en te kwetsbaar. Daarom werden de middeldrukmotoren in de periode 1905 tot 1930 veelvuldig toegepast. Het is vooralsnog niet bekend of een dergelijk type motor ook in gemalen is toegepast.

Sinds de invoering van de veel eenvoudiger 'drukverstuiving' heeft dit motortype na 1930 snel aan betekenis verloren en werd, ook voor kleinere vermogens, verdrongen door de hogedrukmotor. Het ontstaan van de hogedrukmotor hebben we te danken is aan de inspanningen van Rudolf Diesel, die in 1893 in een theoretische verhandeling uiteenzette hoe een rationele warmtemotor zou moeten worden verwezenlijkt. Aan de eerste volgens zijn denkbeelden ontwikkelde motor zijn in de loop der jaren veel verbeteringen doorgevoerd, voordat deze de betrouwbare machine is geworden, die wij tegenwoordig kennen. Uit Diesels oorspronkelijke ideeën hebben zich de machinetypen ontwikkeld, waarbij de tegen het einde van de compressie ingespoten brandstof zonder verdere hulpmiddelen door de hitte van de samengedrukte verbrandingslucht wordt ontstoken.

4.6.8.3 Ontsteking en verbranding bij dieselmotoren

De ontsteking van de brandstof bij dieselmotoren is uitsluitend afhankelijk van de hitte van de samengedrukte verbrandingslucht. De compressie-einddruk moet daarom minstens 28 kg/cm² bedragen, bij voorkeur wat hoger: circa 33 kg/cm². De hierbij bereikte temperaturen kunnen aan de hand van onderstaande tabel op 490 °C, respectievelijk 530 °C geschat worden.

Compressie-einddruk (overdruk) kg/cm ²	Eindtemperatuur °C
10	310
15	370
20	430
25	470
30	510
35	540
40	570
45	595
50	630

Compressie-eindtemperaturen

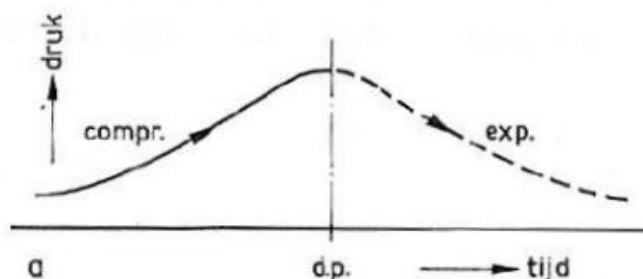
Hierbij moet worden opgemerkt dat de -met de eerder gegeven en hier herhaalde formule berekende- compressie-eindtemperatuur afhankelijk is van de in de formule voorkomende polytroop exponent n van de motor en uiteraard ook van de temperatuur van de door de motor aangezogen lucht.

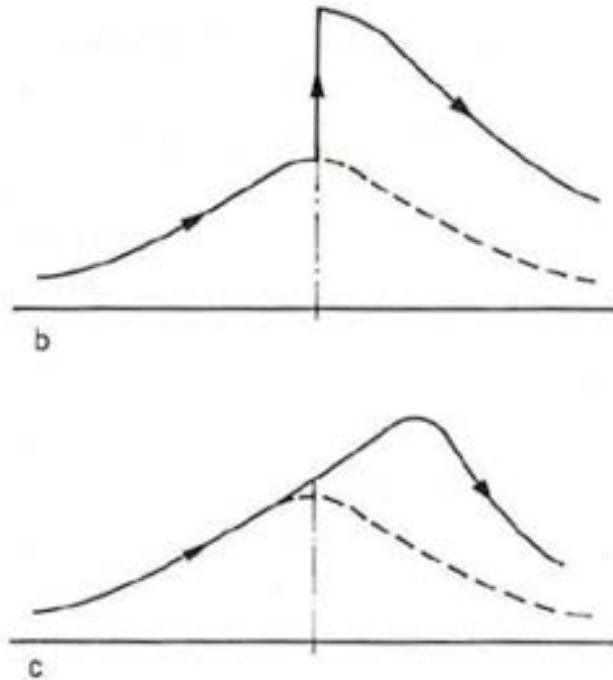
$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Verder moeten dieselmotoren in staat zijn tot het verbranden van de vaak wat zwaardere brandstofoliën, die wat moeilijker verdampen dan de lichtere fracties. Het probleem is dan ook hoe bij elke arbeidsslag ingespoten brandstof in de uiterst korte beschikbare tijd in dampvorm met de gehele benodigde hoeveelheid verbrandingslucht in aanraking te brengen, te ontsteken en volledig te verbranden.

Volgens de gangbare inzichten moet hiervoor aan een aantal voorwaarden worden voldaan en daarbij zullen zich een reeks van verschijnselen afspelen. Deze voorwaarden en verschijnselen worden hierna in volgorde behandeld.

- A. De aanvoer van de brandstof naar de cilinder moet zich zo goed mogelijk aanpassen aan de behoefte aan warmtetoevoer van het nagestreefde arbeidsproces.
- B. De toegevoerde brandstof moet fijn worden verstoven en moet in die fijnverdeelde toestand met grote snelheid de met gecompriëerde lucht gevulde verbrandingsruimte zover mogelijk binnendringen. Daarbij mogen echter geen brandstofdruppels met de koudere cilinderwanden in aanraking komen, aangezien dit de latere verdamping en ontsteking van die brandstof belet. De brandstofstralen moeten juist op de hete kern van de verbrandingsruimte gericht zijn.
- C. Door de hitte van de gecompriëerde verbrandingslucht zal aan de oppervlakte van de brandstof verdamping optreden, waarbij dus een damp-luchtmengsel gevormd wordt. Door de voor verdamping nodige warmte zal de temperatuur van de lucht enkele graden dalen. De verdamping zal ook met ontledingsverschijnselen gepaard gaan. Als zich daarbij lichtere koolwaterstofverbindingen vormen, vergemakkelijken deze de latere ontsteking.
- D. Op één of meerdere punten in de verbrandingsruimte zullen ten slotte de omstandigheden van temperatuur, druk en mengselsamenstelling zodanig worden dat ontsteking optreedt en plaatselijk vlamkernen gevormd worden.
- E. Vanuit deze vlamkernen zal dan de verbranding van de eerder gevormde brandstofdamp met grote snelheid om zich heen grijpen. Hierdoor treedt door de daarbij ontwikkelde warmte een zeer plotselinge drukverhoging op, zodat we van een explosieve fase kunnen spreken. Intussen moet deze drukverhoging zo geleidelijk mogelijk plaatsvinden. Een en ander wordt geïllustreerd met figuur b in het hierna afgebeelde druk-tijddiagram.





Druk-tijddiagram

- F. Na deze explosieve fase zal de brandstofinspuiting doorgaan en verder niet meer plaatsvinden in verhitte lucht van hoge druk, maar in een ruimte, gedeeltelijk gevuld met verbrandingsgassen van veel hogere temperatuur. Daardoor zal de verdamping van de nu volgende brandstofdruppeltjes (en eventueel de ontleding van de gevormde damp) veel sneller plaatsvinden en wordt de verdere snelheid van verbranding in hoofdzaak bepaald door de mate waarin de brandbare damp de benodigde zuurstof kan vinden. Deze fase van de verbranding noemen we een voortschrijdende verbranding.

De op de explosieve fase volgende verbranding hangt dus in eerste instantie af van een snelle en zo volledig mogelijke menging van de brandstofdamp met de verbrandingslucht. We moeten hierbij opmerken dat de snelle verdamping van de brandstofdruppels het doordringende vermogen van de brandstofstralen zal verminderen en daarmee de menging nadelig beïnvloedt. Verder heeft de turbulentie van de lucht in de verbrandingsruimte op deze menging een gunstige invloed. Intussen kan deze turbulentie omgekeerd ook ongunstig werken, bijvoorbeeld als hierdoor de warmteafgifte aan de cilinderwanden wordt bevorderd, of wanneer turbulentie het ontstaan vertraagt van de bij D genoemde plaatselijke vlamkernen.

- G. Na het beëindigen van de inspuiting is het mogelijk, ja zelfs waarschijnlijk, dat niet alle brandstof verbrand is. De dan nog doorgaande verbranding noemen we naverbranding. Deze beïnvloedt het rendement van het arbeidsproces in ongunstige zin, omdat de daarbij ontwikkelde warmte niet op het hoogst mogelijke energieniveau wordt toegevoerd. In verband hiermee veroorzaakt naverbranding een relatieve stijging van de afvoergasstemperatuur.

Bij de ontsteking en verbranding van de brandstof in een dieselmotor kunnen we het totaal van de fasen B en C, waarbij de druk slechts weinig toeneemt ten opzichte van de compressiedruk, aanduiden met het 'ontstekingsuitlet'. We kennen dit begrip, hoewel van andere aard en oorsprong, van de vonkontsteking bij de mengselmotor.

De 'explosieve fase' E met de zeer plotselinge drukverhoging geeft aanleiding tot een min of meer kloppende werking van de motor, met andere woorden de zogenaamde 'diesel knock'. Dit verschijnsel wordt bij de behandeling van de motorbrandstoffen verder toegelicht.

De fasen E en F gaan als regel in elkaar over, maar de 'voortschrijdende verbranding' van fase F kan ook al plaatsvinden tijdens de 'explosieve fase' E en omgekeerd.

Bij de punten C en D hangt de temperatuur van de gecomprimeerde verbrandingslucht -behalve van de compressie-einddruk- af van de polytroop factor n .

De waarde $n = 1,385$, waarmee de compressie-eindtemperaturen (zie de tabel in de paragraaf over de toestandsverandering van gassen) zijn berekend, is afgeleid uit het verloop van de compressielijn van een indicatordiagram en geldt dus als gemiddelde voor de hele lading verbrandingslucht. Het is daarmee niet gezegd dat die verbrandingslucht in de hele cilinder overal dezelfde temperatuur zal verkrijgen. Integendeel, het is waarschijnlijk dat de gekoelde cilinderwanden aan de buitenste luchtlagen warmte zullen onttrekken, zodat de compressie daarvan bijvoorbeeld met polytroop exponent $n = 1,2$ zal verlopen, terwijl de kern van de luchtmasa, verder verwijderd van deze wanden, nagenoeg adiabatisch zal worden samengedrukt, dus met $n = 1,4$. In de kern van de verbrandingsruimte kunnen dus nog hogere luchttemperaturen worden verwacht. Hiermee wordt duidelijk dat de vormgeving van de inspuitorganen en de verbrandingsruimte van maatgevende invloed is op het verloop van de verbranding bij dieselmotoren.

Voor het verkrijgen van een doelmatige verstuuving heeft Diesel veel moeite gekost.

Om de brandstof in fijnverdeelde toestand te brengen en vooral om de fijne druppels over de gehele verbrandingsruimte te verdelen, moet de inspuiting met grote kracht geschieden.

De energie daarvoor wordt verkregen door de vloeibare brandstof onder zeer hoge druk te brengen en door een aantal zeer kleine gaatjes in te spuiten. In dat geval spreken we van 'drukverstuuving'. Dit verstuuvingssysteem wordt sinds 1930 bij nagenoeg alle fabricaten dieselmotoren toegepast.

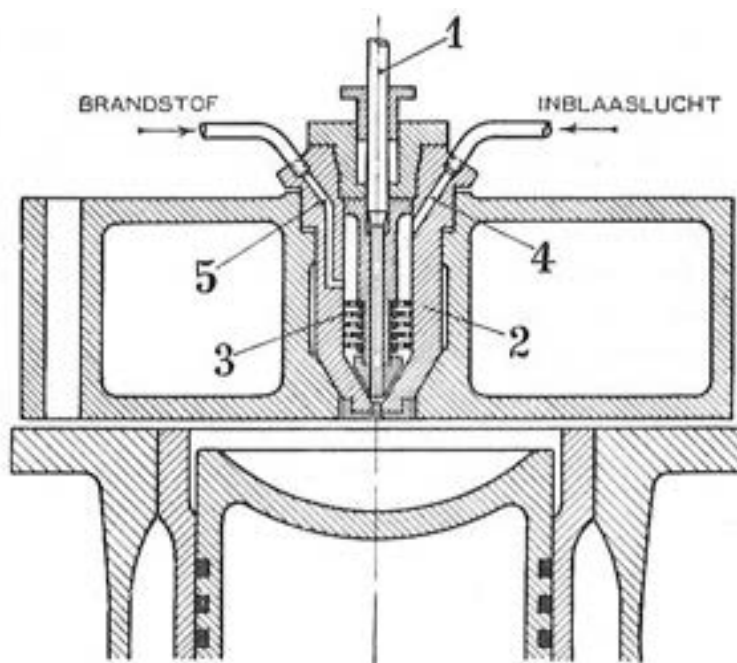
Diesel zelf heeft echter dit systeem niet tot ontwikkeling kunnen brengen; hij heeft gebruik gemaakt van snelstromende lucht onder hoge druk. We noemen dit 'luchtverstuuving'. De dieselmotoren, ook die zijn toegepast voor de aandrijving van de opvoerwerktuigen bij poldergemalen, zijn jarenlang uitgerust met dit nu verouderde verstuuvingssysteem. Mede omdat een aantal motoren in museale gemalen zijn uitgerust met een dergelijk en bovendien tamelijk complex verstuuvingssysteem besteden we in deze Leidraad hieraan uitgebreid aandacht.

4.6.9 Luchtverstuuving

Bij luchtverstuuving gebeurt het vormen van de brandstofnevel en het verdelen daarvan over de verbrandingsruimte door middel van snel uitstromende lucht. Deze lucht moet natuurlijk een belangrijk hogere druk hebben dan de hoogste druk die in de verbrandingsruimte optreedt om de voor verstuuving vereiste snelheid te kunnen krijgen. Bovendien zal die druk, die we inblaasdruk noemen, hoger moeten zijn, naarmate -door de snellopende motoren- de beschikbare tijd geringer, de brandstofhoeveelheid per slag groter en de olie dikker en moeilijker verstuuftbaar is.

Zodoende varieert de inblaasdruk voor verschillende gevallen van 55 tot 75 kg/cm². De brandstof moet door de brandstofpomp natuurlijk ook op deze druk worden gebracht om in de verstuiver met de inblaasdruk samen te kunnen komen.

De inrichting voor het verstuiven van de brandstof met samengeperste lucht -de luchtverstuiver- wordt altijd gecombineerd met de klep die de brandstoftoevoer tot de cilinder regelt: de brandstofklep. Wat de uitvoering van deze verstuiver betreft, bepalen we ons in deze Leidraad tot de oorspronkelijke en veel toegepaste constructie, waarvan de inrichting (het principe) wordt weergegeven in de volgende figuur.



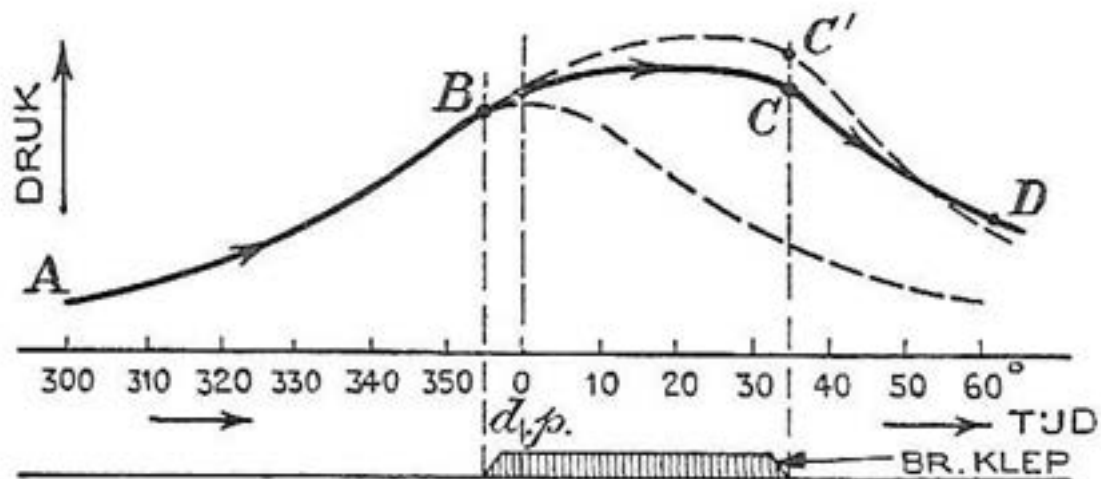
Luchtverstuiver

In het cilinderdeksel bevindt zich een opening waarin de uit een gietstuk bestaande brandstofklep door middel van twee bouten gasdicht is bevestigd. De zich onder in het klephuis bevindende opening wordt afgesloten door een naaldvormige klep, de brandstofklep. De brandstofklep wordt door een sterke veer, hier niet getekend, op haar zitting tegen de gasdruk in de cilinder dichtgedrukt. De brandstof wordt door een pomp via de nauwe boring 5 in de ruimte rondom de naald gebracht en blijft daar hangen op en tussen een aantal ringvormige geperforeerde zogenaamde verstuiverplaatjes 3. Ook de inblaaslucht door kanaal 4 heeft voortdurende toegang tot deze ruimte. Zodra de brandstofklep op het daartoe aangewezen ogenblik door het uitwendige klepmechanisme wordt opgelicht, stroomt de samengeperste lucht met hoge snelheid door de openingen van de geperforeerde verstuiverplaatjes naar de verbrandingsruimte. De brandstof wordt daarbij in fijnverdeelde toestand meegevoerd. Zodra de brandstof naar de cilinder is getransporteerd, sluit de brandstofklep en houdt de toevoer van inblaaslucht op.

De voordelen van luchtverstuiving zijn tweeledig:

1. Omdat de brandstofklep bij dit type verstuiver niet alleen het begin en het einde, maar ook het verloop van de brandstofinspuiting beheerst, kunnen we door een juiste vormgeving van de nok, die deze klep beweegt, dit verloop aanpassen aan de behoefte van het na te streven arbeidsproces (verbranding bij nagenoeg constante druk).
2. De verstuiving vindt al plaats in de verstuiver zelf en de fijnverdeelde brandstof treedt met de inblaaslucht met grote snelheid in de verbrandingsruimte. De fase B, in het voorgaande overzicht van verbrandings- en ontstekingsvoorwaarden, kan derhalve direct door de fase F worden gevolgd, zodat we van een uitstekende verbranding, ook van moeilijk brandbare brandstofoliën, verzekerd zijn.

We kunnen het verloop van de verbranding het duidelijkst volgen in het hierna weergegeven druk-tijddiagram. Op een horizontale lijn onder de tijdbasis is de openingsduur van de brandstofklep weergegeven. Deze klep opent in punt B, hier vijf seconden voor het BDP van de zuiger, en hier begint de brandstoftoevoer. Ontstekingsuitstel is nagenoeg niet waar te nemen en de verbranding verloopt gelijkmatig van punt B naar punt C. In C sluit de brandstofklep en houdt dus de brandstoftoevoer op. In de verbrandingsruimte is dan meestal niet alle brandstof volledig verbrand: de laatste resten branden nog tot bijvoorbeeld in punt D. Zonder deze naverbranding zou de druklijn ongeveer een verloop hebben gehad als aangegeven door de gestreepte lijn via punt C'.



Druk-tijddiagram luchtverstuiving

Bij lage belasting wordt het bezwaar ondervonden dat na de eerder geëindigde brandstoftoevoer door de brandstofpomp, nog een hoeveelheid zuivere inblaaslucht via de dan nog openstaande brandstofklep volgt. Dit beïnvloedt de ontsteking nadelig en is aanleiding voor vorming van lakachtige verontreinigingen en naverbranding. We bestrijden dit fenomeen door de inblaasdruk bij lage belasting te verminderen.

De luchtverstuiving is een schepping van Rudolf Diesel. In de tijd dat hij zijn motor ontwikkelde, waren de verspaningstechniek en ook de toe te passen materialen niet ver genoeg ontwikkeld om inspuitorganen te maken voor de drukverstuivingsorganen.

Diesel kwam pas na lange en moeilijke proefnemingen met het luchtverstuivingsconcept en een bruikbare motor.

De inblaaslucht werd hierbij geleverd door een -meestal direct aan de motor gekoppelde- compressor. Deze compressor gebruikte een belangrijk deel -naar omstandigheden 5 tot 8%- van het door de motor ontwikkelde vermogen, waarvan slechts 1% in de vorm van nuttige arbeid werd teruggewonnen. Het brandstofverbruik per epk (effectieve paardenkrachten) nam daarmee met een gelijk percentage toe. Daarnaast koelde de inblaaslucht bij haar expansie tot de compressie-einddruk de inhoud van de verbrandingsruimte af en noodzaakte zodoende bij luchtverstuiving iets hogere compressiedrukken toe te passen dan bij drukverstuiving.

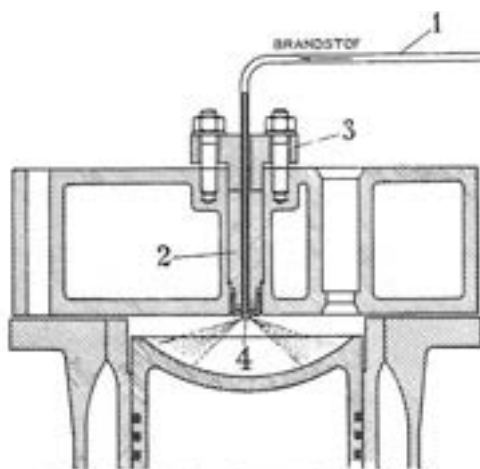
Tegenover deze nadelen stond aanvankelijk het grote voordeel dat door aanpassing van de inblaasdruk aan de belasting en aan de brandstofsoort bij de meest uiteenlopende omstandigheden een uitstekende verstuiving en daarmee volledige verbranding onder nagenoeg constante druk kan worden verkregen, zodat bij een compressie-einddruk van 33 kg/cm² de hoogste verbrandingsdruk niet meer dan 35 kg/cm² hoeft te bedragen.

Omstreeks 1930 waren de brandstofpompen en inspuitorganen technisch zo verbeterd dat drukverstuiving ook voor grote motoren, en ook voor de zwaardere dieselmotorbrandstoffen, kon worden toegepast. Sindsdien wordt de luchtverstuiving niet meer gebruikt.

Opgemerkt wordt dat de kennis over motorbrandstoffen en de ontwikkeling van verschillende soorten met elk hun eigen specificatie, gelijke tred hield met die van de ontwikkeling van de inspuitorganen.

4.6.10 Drukverstuiving met ongedeelde verbrandingsruimte

In de volgende figuur wordt drukverstuiving in zijn allereenvoudigste vorm afgebeeld. In het cilinderdeksel bevindt zich een opening waarin verstuiver 2 door middel van drukstuk 3 met twee draadeinden gasdicht wordt bevestigd.



Drukverstuiving in ongedeelde verbrandingsruimte

Een dikwandig buisje 1 voert de brandstof door de verstuiver direct naar een mondstuk 4, waarin een krans van zeer kleine gaatjes geboord is die toegang geven tot de verbrandingsruimte van de cilinder.

Een uitwendig bewogen brandstofklep of naald is hier dus niet aanwezig. De momenten waarop de brandstoftoevoer begint en eindigt, worden direct geregeld door de brandstofpomp en vallen samen met het begin, respectievelijk einde, van de persende pompslag.

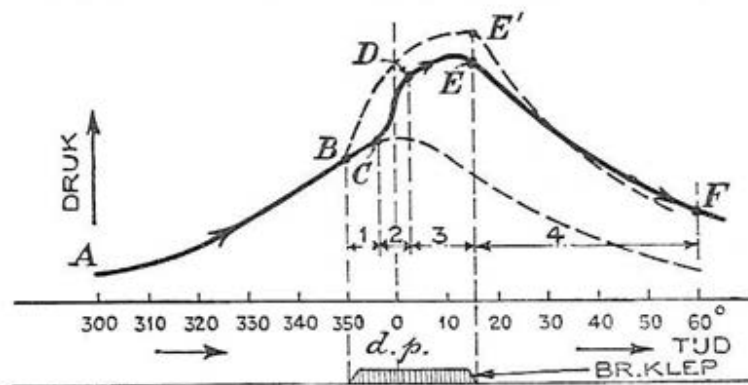
Meestal worden drukverstuivers met door drukveren belaste naalden toegepast. De verdere constructieve bijzonderheden worden in het hoofdstuk over verstuivers uiteengezet.

Opgemerkt wordt dat de zuigerbodem hol is om te zorgen voor een werveling en daardoor goede menging van de brandstof en de lucht, maar ook om te voorkomen dat de smeerolie door de brandstof wordt weggespoeld en de goede smering van het bovenste deel van de cilinder teniet wordt gedaan. Om dezelfde reden wordt door sommige motorfabrikanten de zuigerbodem kegelvormig uitgevoerd.

Bij drukverstuiving vervalt de energieverwendende luchtcompressor en toebehoren voor de inblaaslucht. Omdat de verbrandingsruimte niet door de expanderende inblaaslucht wordt afgekoeld, kan met een lagere compressiedruk worden volstaan. De compressie-eindtemperatuur, te berekenen met de al eerder gegeven formules, kan hierdoor ongeveer 40 °C minder bedragen, hetgeen overeenkomt met ongeveer een 5 kg/cm² lagere compressiedruk. Omdat er geen afkoeling door de inblaaslucht plaatsvindt, zal de brandstof makkelijker ontsteken en de motor zekerder uit 'koude' toestand kunnen worden aangezet.

Tegenover deze voordelen staat dat bij dit type verstuiving zeer hoge drukken moeten worden toegepast om de brandstof met voldoende hoge snelheid door de zeer nauwe verstuivergaatjes te drijven. Dit heeft tot gevolg dat zeer hoge eisen aan de brandstofpompen en het aandrijfmechanisme gesteld worden. Verder vereist de verstuiverconstructie veel zorg om te voorkomen dat zich koolaanslag rondom de verstuivergaatjes vormt -in jargon aangeduid met bloemkolen- en is het nodig om de brandstof zeer fijn te filteren zodat de verstuivergaatjes niet verstopen door met de brandstof meegevoerde bestanddelen, zoals zand en roestdeeltjes.

Het verloop en de eigenaardigheden van (druk)verstuiving zijn onderwerp geweest van uitgebreide onderzoeken, zowel in het buitenland (Ricardo) als hier in Nederland (Boerlage en Broeze) in het voormalige motorlaboratorium van de B.P.M. (Bataafse Petroleum Maatschappij).



Druk-tijddiagram drukverstuiving

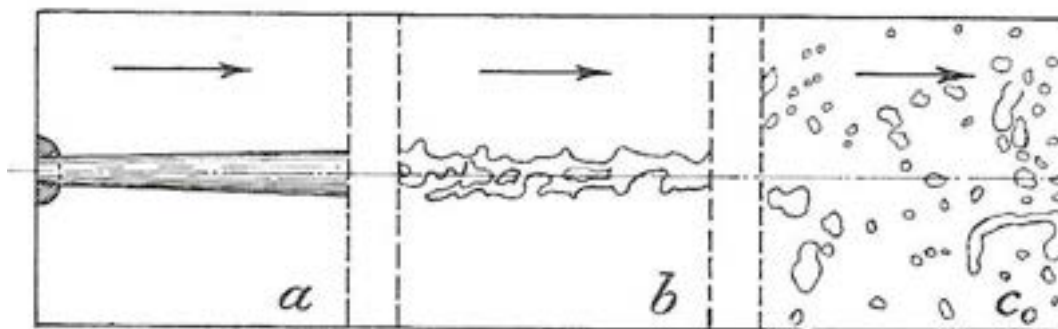
Het verloop van de verbranding bij drukverstuiving wordt uiteengezet aan de hand van een druk-tijddiagram, zoals in de bovenstaande figuur. Dit diagram, waarvan wij de volledige analyse te danken hebben aan de Engelse werktuigkundige Sir Harry Ricardo, toont na het openen van de brandstofklep in punt B, de fasen van ontsteking en verbranding, zoals eerder beschreven in de paragraaf over ontsteking en verbranding.

We onderscheiden bij dit druk-tijddiagram de volgende perioden:

Periode 1: ontstekingsuustel (BC)

De brandstof treedt met zeer hoge snelheid, ongeveer 200 m/s, in een gesloten straal uit de verstuiveropening. In deze toestand noemen wij de straal 'hard'. De straal heeft een groot doordringend vermogen, en aanraking kan ernstige verwondingen veroorzaken. Een en ander is te vergelijken met het hedendaagse plasma snijden.

Als gevolg van de sterk wervelende ('turbulente') toestand na uittrede, en ook door de wrijving van de straal met de lucht onder hoge druk in de verbrandingsruimte, treedt verstuiving op. Fotografisch is in het verleden aangetoond dat deze verstuiving ongeveer verloopt zoals in de volgende figuur in drie stappen is weergegeven:



Verstuiving brandstofstraal

Vlak bij de verstuiveropening is de straal nog glad en gesloten (a). Verderop lost de straal op in grillige rafels (b), die op hun beurt weer uiteengeslagen worden (c) tot kleine druppels met een diameter van 0,01 tot 0,03 mm. Tijdens dit proces wordt de omringende lucht door de brandstofstraal in beweging gebracht, vervolgens draagt de in beweging geraakte lucht de druppels weer verder door de verbrandingsruimte. Een al voor de insputting aanwezige luchtbeweging in deze ruimte kan deze brandstofverspreiding nog bevorderen. Een voorbeeld hiervan zien we bij de veelvuldig toegepaste wervelkamer van Ricardo.

In de periode 1 herkennen we de fasen B en C uit de paragraaf over ontsteking en verbranding die we gezamenlijk in die paragraaf 'ontstekingsuustel' hebben genoemd.

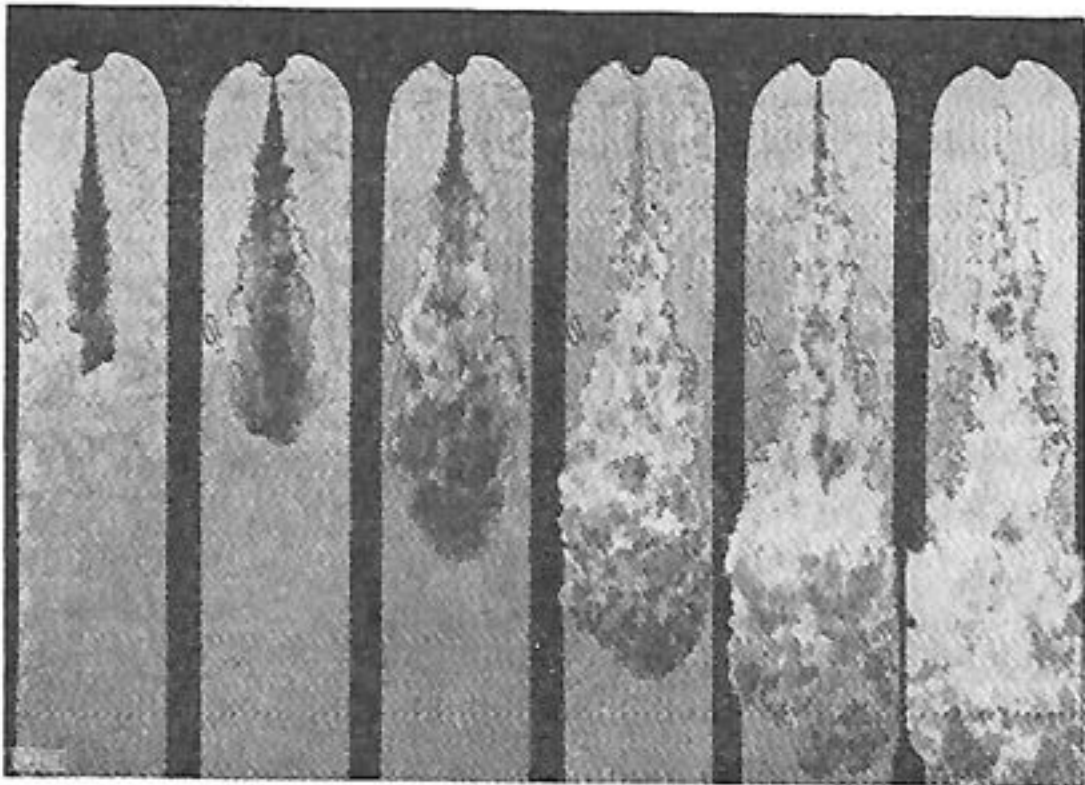
Periode 2: ontvlamming (CD)

In deze periode herkennen wij de 'explosieve verbranding' van de al ingespoten brandstof met de daarmee verbonden plotselinge drukstijging, eerder aangeduid met fase E.

Periode 3: verder verbranding (DE)

Dit is de 'voortschrijdende verbranding' van fase F uit de paragraaf over ontsteking en verbranding, met een ondanks de reeds aangevangen uitgaande zuigerbeweging, nog geleidelijk stijgende druk, totdat in punt E de brandstofklep sluit.

Een fraaie indruk van wat zich gedurende de perioden 1 tot en met 3 afspeelt, vertoont de volgende figuur die ontleend is aan een Duitse publicatie uit 1940. Bij het betreffende onderzoek werd 60 mg gasolie gespoten in een vat, waarin zich lucht bevond met een druk van 32 kg/cm^2 en een temperatuur van 520 C . Door een venster in de wand van het vat kon de ontwikkeling van de brandende straal brandstof met een snellopende filmcamera worden vastgelegd.

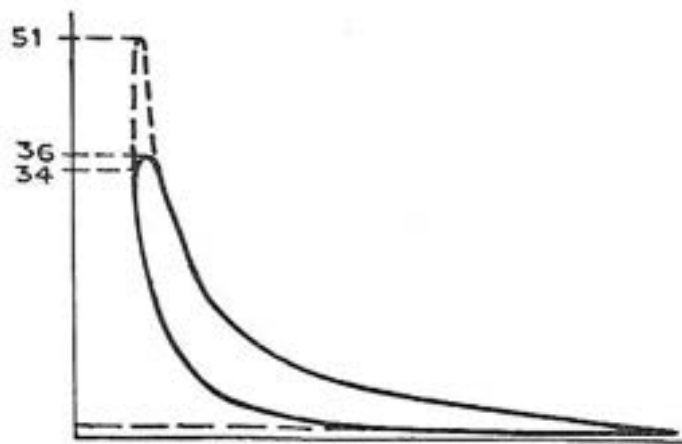


Ontwikkeling brandende gasoliestraal

Periode 4: naverbranding (EF)

Deze periode omvat de fase G. Pas in punt F kunnen we er zeker van zijn dat alle brandstof verbruikt is. De streeplijn via punt E' geeft aan hoe ongeveer de druklijn zou zijn geweest bij gebruik van een brandstof zonder ontstekingsuitstel en zonder naverbranding.

In de volgende figuur komt duidelijk tot uitdrukking het verschil tussen een indicateurdiagram van een dieselmotor met luchtverstuiving (compressie-einddruk 34 kg/cm^2 , maximale verbrandingsdruk 36 kg/cm^2) en dat van een motor met drukverstuiving (compressie-einddruk 36 kg/cm^2 , maximale verbrandingsdruk 51 kg/cm^2).



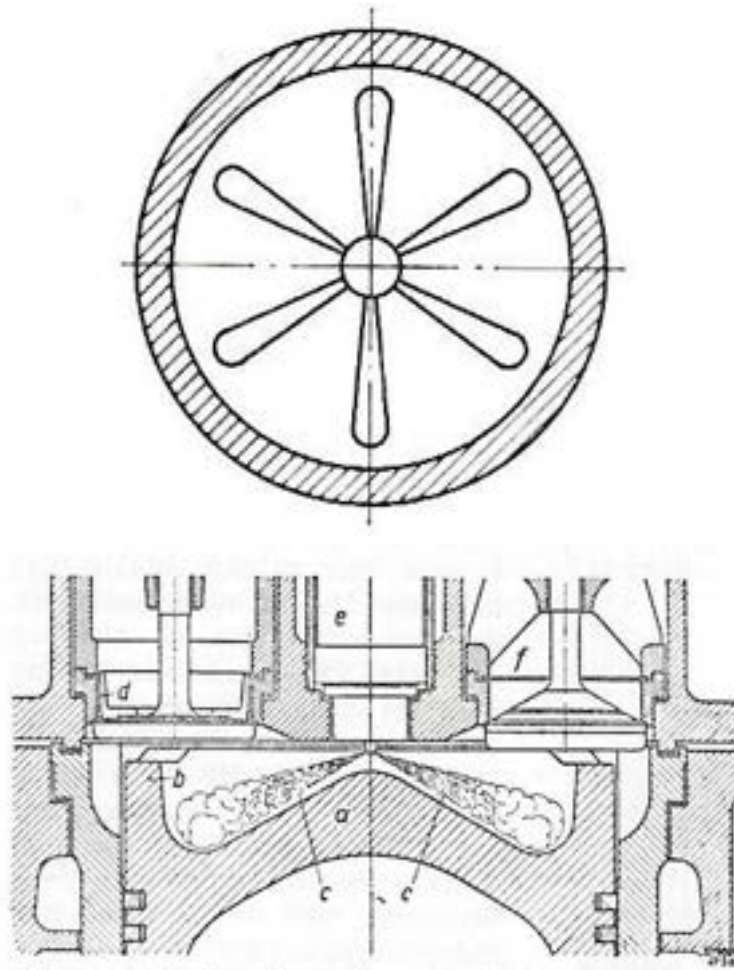
Indicateurdiagram dieselmotor met lucht- en drukverstuiving

De onderdelen van de motor met drukverstuiving moeten dus berekend worden voor deze aanzienlijk hogere verbrandingsdruk.

Het drukverloop CDE in het druk-tijddiagram geeft het arbeidsproces het karakter van het eerder besproken 'gecombineerde proces' waarbij de verbranding deels explosief en deels bij gelijkblijvende druk plaatsvindt.

Aan de eis van de best mogelijke verstuiving en verdeling van de brandstof wordt in motoren met ongedeelde verbrandingsruimte voldaan door de uit de verstuiver tredende brandstofstralen gelijkmatig en stervormig te verdelen en op de hete kern van het luchtvolume te richten zonder dat deze stralen de cilinderkop (de officiële technische benaming is cilinderdeksel), cilinderwand of zuigerkop (de officiële technische benaming is zuigerbodemp) raken. In dit verband worden de cilinderkop en/of de zuiger zo vormgegeven, hol en/of bol of met andersoortige uitsparingen, dat de brandstofstralen deze onderdelen niet raken.

Een voorbeeld van een dergelijke uitvoering -destijds uitgevoerd bij de Stork-Hesselman motoren- wordt hierna weergegeven:



Verbrandingsruimte Stork-Hesselman viertaktdieselmotor

De vorm van de verbrandingsruimte is aangepast aan die van de verbrandingsstralen. Daartoe heeft de zuiger in het midden een kegelvormige verhoging a en aan de omtrek een opstaande rand b. De rand dient om de door de brandstofdeeltjes c af te leggen weg te verminderen en te voorkomen dat de onverbrande brandstofdeeltjes tegen de gekoelde cilinderwand komen waar ze niet of onvolledig zouden verbranden.

Het luchtvolume boven de brandstofstralen zal zich bij de neerwaartse slag van de zuiger met het zich daaronder bevindende brandstof-luchtmengsel vermengen en aan de verbranding deelnemen. Boven de verbrandingsruimte in het cilinderdeksel zijn in de tekening nog aangegeven: de uitlaatklep f, de verstuiwer e en de bijzondere inlaatklep met de halve cilindrische rand d die als doel heeft de lucht bij toevoer door de inlaatklep tangential in de cilinder te laten stromen. Hierdoor wordt een roterende beweging veroorzaakt die gedurende de compressie en de daaropvolgende ontsteking en verbranding blijft bestaan en zorgt voor een goede vermenging van de brandstof en dus een goede verbranding bevordert.

4.6.11 Diesel knock

Uit het voorgaande is op te maken dat de plotselinge drukstijging CD het gevolg is van het ontstekingsuitstel BC en dat beide nauw samenhangen, want hoe langer het ontstekingsuitstel, des te meer brandstof beschikbaar is voor de explosieve fase. Het ontstekingsuitstel bepaalt dan ook in belangrijke mate de maximale verbrandingsdruk van het gecombineerde proces. De explosieve fase is aanleiding tot een stotende en 'kloppende' werking van de motor, die daarom met 'diesel knock' wordt aangeduid. Deze stotende werking is nadelig voor het samenstel van de motor en bovendien onaangenaam voor het gehoor. Bij grote motoren uit dit zich als doffe dreunen in de motor.

Om de diesel knock te bestrijden, moet dus het ontstekingsuitstel worden verkort. Deze verkorting kan allereerst worden bereikt door het gebruik van een daartoe passende ontstekingskwaliteit (ignition quality), zie hiervoor de paragraaf brandstoffen.

Het ontstekingsuitstel is verder nagenoeg omgekeerd evenredig met de druk van de verbrandingslucht: bij een grotere compressieverhouding zal het ontstekingsuitstel dus kleiner worden. Intussen leidt een kort ontstekingsuitstel in het algemeen tot een slechte verbranding, doordat de menging van de brandstof met de verbrandingslucht door een zwakkere explosie nadelig wordt beïnvloed.

Turbulentie in de verbrandingsruimte is gunstig voor een goede verbranding in de periode 3 of fase DE, maar leidt ook tot verlenging van het ontstekingsuitstel en dus tot toename van de diesel knock. Het zal duidelijk zijn dat hier een compromis bereikt moet worden tussen verschillende behoeften; een taak van de constructeur van de motor.

Dieselmotoren met drukverstuiving worden in oude vakliteratuur en studieboeken vaak aangeduid met compressorloze motoren, vanwege het ontbreken van de energieverblindende compressor voor de verstuivingslucht. Drukverstuiving werd pas mogelijk door verbeterde materialen die bestand waren tegen zeer hoge drukken, nauwkeurige verspaningstechnieken, slijpmethodes en meetgereedschappen om de maatvoering van de producten te controleren. De ogenschijnlijk simpele vinding moeten we als revolutionair aanmerken.

4.6.12 Drukverstuiving met gedeelde verbrandingsruimte (Indirecte inspuiting)

Het bereiken van de in vorige paragraaf genoemde compromissen voor het bestrijden van de diesel knock wordt moeilijker naarmate het toerental van de motor hoger is. Dit komt doordat -in verband met de kortere, voor de verbranding beschikbare tijd- de explosieve fase de neiging heeft te overheersen. In het algemeen neemt verder het ontstekingsuitstel bij volle toeren toe met afnemende belasting.

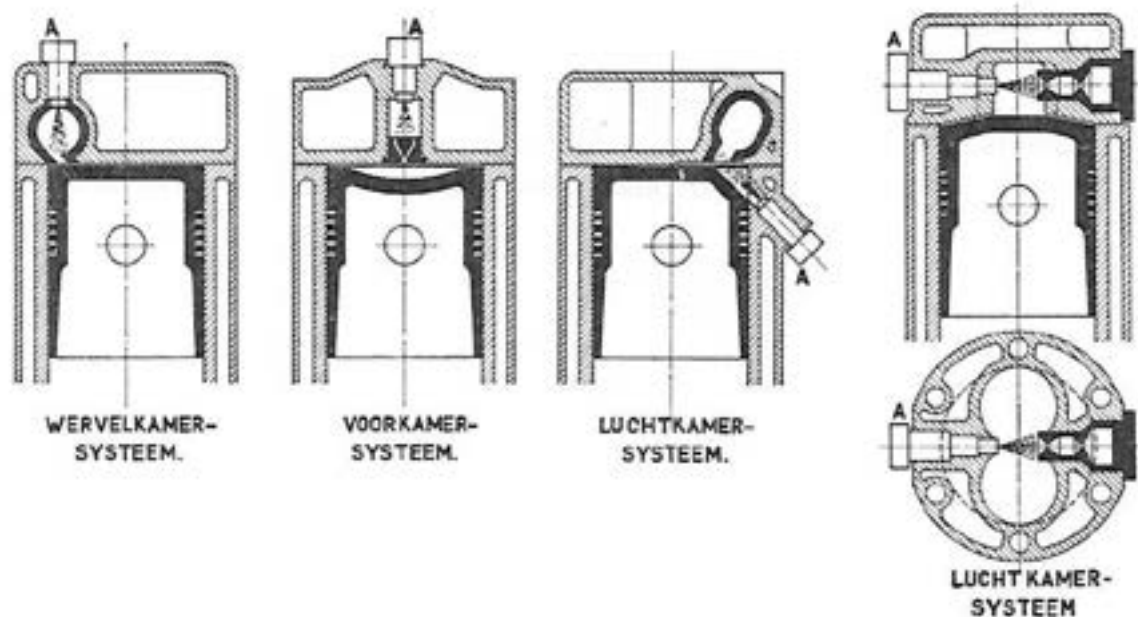
De diesel knock heeft bij moderne sneller lopende motoren een hogere toon dan bij langzaam lopende motoren. Bij snellopers met meer dan één cilinder kan de diesel knock het geluid van een fluittoon aannemen.

De pogingen om bij snellopende motoren een zoveel mogelijk klopvrije werking te bereiken, heeft geleid tot een aantal bijzondere constructies met een gedeelde verbrandingskamer. Deze constructies, aangeduid met wervelkamer-, voorkamer-, en luchtkamersysteem, kennen een groot aantal uitvoeringsvormen waarvan de principes verderop worden besproken. De verschillende systemen werden -en sommige worden nog steeds- toegepast bij motoren voor de aandrijving van de opvoerwerktuigen van gemalen.

De Nederlander Brons was, in 1907, één van de pioniers van het voorkamersysteem. Hiermee werd destijds meer beoogd de dieselmotoren zonder de energieverlindende inblaasluucht te laten werken, maar ook omdat er geen brandstofpomp en verstuiver voorhanden waren om een goede verstuiving te creëren.

Aan het voorkamersysteem ligt het in 1923 door Franz Langen verder ontwikkelde Amerikaanse ACRO systeem ten grondslag.

Constructies, en in het bijzonder het voorkamersysteem, waarbij de ontsteking wordt ondersteund door aan de gassen uit het eerste stadium van de verbranding een grote snelheid te geven, worden ook wel aangeduid met 'inrichtingen voor gasverstuiving' (zie afbeelding). Het woord 'gasverstuiving' komen we soms in oude technische verhandelingen tegen, maar heeft nooit algemeen ingang kunnen vinden.

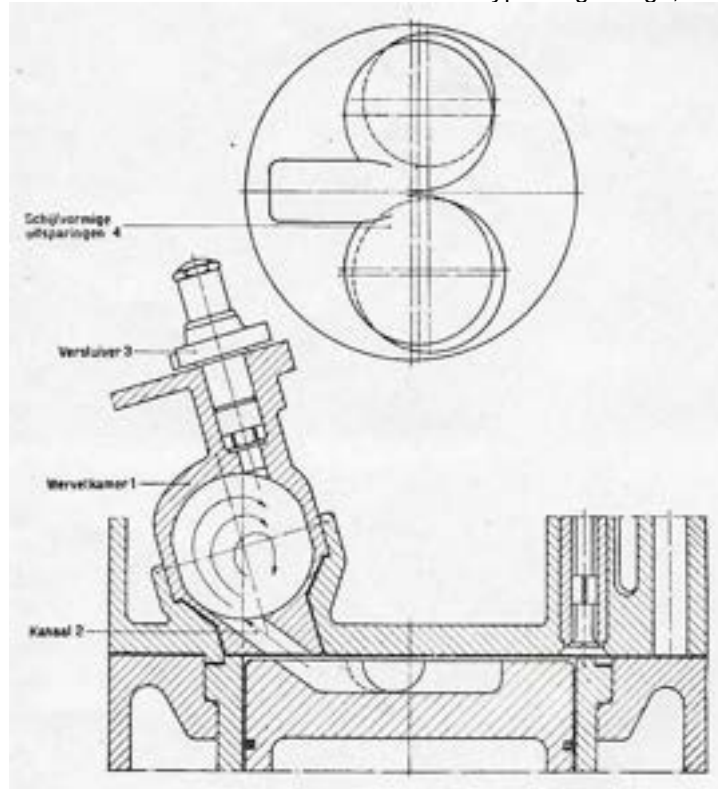


Drukverstuivingssystemen met gedeelde verbrandingsruimte

4.6.12.1 Wervelkamersysteem

Bij het wervelkamersysteem wordt de brandstof in een van de verbrandingsruimte gescheiden bolvormige ruimte (wervelkamer) gespoten. De bolvormige ruimte heeft een relatief grote inhoud ten opzichte van de verbrandingsruimte, waarvan de wand in zekere mate geïsoleerd is tegen afkoeling en daardoor een hoge temperatuur heeft. Een tangenciaal aangebracht kanaal verbindt de cilinder met de wervelkamer, waarin bij de compressie een krachtige luchtwervel ontstaat, waardoor de alverstoven brandstof intensief met de verbrandingsluucht wordt gemengd en daardoor snel verbrandt. De hierdoor volgende drukverhoging drijft dan het brandende mengsel met grote snelheid door het verbindingskanaal naar de cilinder. Dit wervelkamersysteem (zie afbeelding) staat vanwege de bolvormige wervelkamer bekend onder de naam Comet Head en is een vinding van de Engelsman Harry Ricardo uit Shoreham.

Dit systeem is en wordt nog steeds door een groot aantal fabrikanten van dieselmotoren toegepast. Meestal werd de naam Ricardo aan de naam van het motortype toegevoegd, zoals Stork Ricardo.



Ricardo wervelkamer

Het continue streven naar een fijne verstuiving en een zo regelmatig mogelijke verdeling van de brandstof in de brandstofruimte, zodat ieder deeltje de nodige lucht vindt om volledig te verbranden, heeft geleid tot brandstofpompen en verstuivers waaraan naar mate het toerental van de motoren steeg steeds hogere eisen werden gesteld. Bij het Ricardo wervelkamersysteem wordt de verbranding bevorderd door de lucht en de brandstof in de aparte ruimte intensief met elkaar te mengen zonder dat er hoge eisen worden gesteld aan de verstuiving van de brandstof en de druk die voor de verstuiving nodig is. De voordelen van het toepassen van eenvoudige verstuivers zonder kleine inspuitopening en werkend met betrekkelijk lage inspuitdruk konden daardoor uitgebreid worden met de verbranding van minder goede en daardoor goedkopere brandstofsoorten. Het gevolg van een goede verbranding is een laag brandstofverbruik en lage uitlaatgastemperaturen.

De geschiktheid van de wervelkamer voor motoren met een hoog aantal omwentelingen -in die tijd 750 omw/min- heeft ertoe geleid dat de toenmalige N.V. Machine en Motorenfabriek v/h Thomassen & Co deze veelbelovende techniek als één van de eersten in Nederland toepaste. Ook Werkspoor en de Gebr. Stork & Co kwamen al snel in het bezit van de licentie om dit systeem bij hun nieuw ontwikkelde motoren toe te passen.

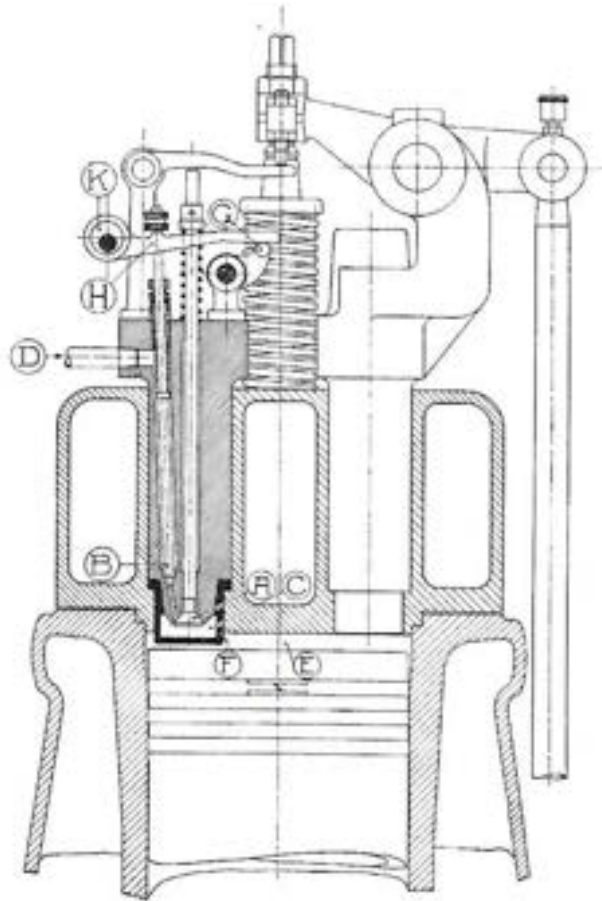
Bij het omhooggaan van de zuiger tijdens de compressieslag wordt de verbrandingslucht met grote snelheid in de wervelkamer geperst.

De verbrandingslucht komt hier in een snelle rotatie. Door deze rotatie wordt een praktisch volkomen menging verkregen tussen de lucht en de op het eind van de compressie in de wervelkamer ingespoten brandstof. Als gevolg van de hoge compressietemperatuur wordt vervolgens bij gebrek aan voldoende zuurstof een deel van de brandstof ontstoken. De uittredende verbrandingsgassen en de nog niet-verbrande brandstof komen in twee schijfvormige uitsparingen van de zuigerbodem opnieuw in rotatie en mengen zich hier met de daar nog aanwezige lucht. Hierdoor wordt een volledige verbranding verkregen, hetgeen ondermeer het behoud van het cilinderloopvlak is. Daar bovendien de eigenschap, dat bij sterk uiteenlopende toerentallen, zoals bij tractiemotoren voorkomen, een versnelling van het tijdstip van inspuiting niet nodig is wat bijdraagt tot de vereenvoudiging van de bouw.

4.6.12.2 Voorkamersysteem

Bij het zogenaamde voorkamersysteem wordt de brandstof in een relatief kleine cilindrische ruimte (voorkamer) gespoten. De inhoud van deze ruimte is ten opzichte van de verbrandingsruimte klein. De voorkamer is verbonden door middel van nauwe kanaaltjes met de verbrandingsruimte boven de zuiger waardoor bij de compressie de lucht binnendringt. Na de ontsteking wordt dan een rijk mengsel van brandstof en lucht naar de cilinder gedreven en daar onder goede menging verder verbrand.

De Nederlander Brons was in 1907 één van de pioniers bij de ontwikkeling van het voorkamersysteem. Destijds werd meer beoogd een dieselmotor zonder de gebruikelijke inblaaslucht te laten werken, dan om de verbranding beter te laten verlopen.

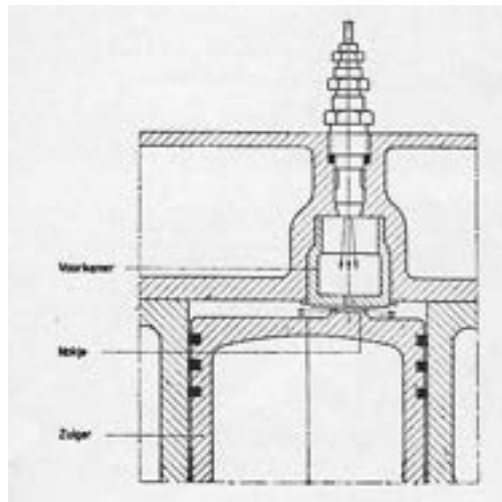


Brons voorkamersysteem (Amerikaans patent 1,184,857 - 6 april 1915)

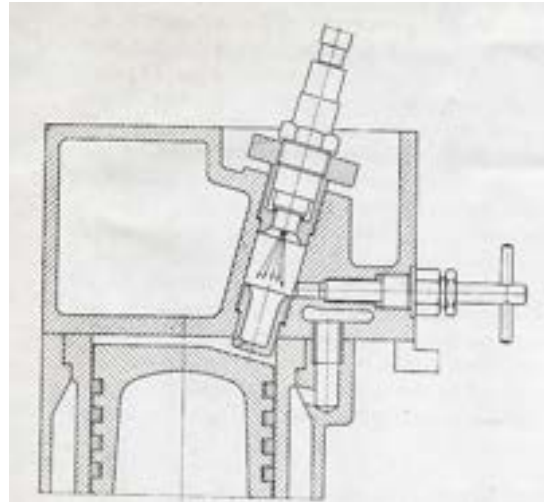
Hieronder wordt een deel van de kenmerken uit het Amerikaanse patent van Brons weergegeven. Het systeem met het brandstofbakje (knapperbakje op zijn Gronings) zorgt ervoor dat de brandstof nagenoeg drukloos kan worden aangevoerd en goed wordt verstoven en gemengd met de verbrandingslucht om een zo volledig mogelijke verbranding te bewerkstelligen. Het zonder inblaaslucht toedienen van de brandstof was zeven jaar na de vinding van Jan Brons al geen issue meer, zo kunnen we uit de volgende beschrijving opmaken:

Gedurende de compressieslag wordt in de cilinder lucht gecomprimeerd en dientengevolge verhit. Deze hete lucht bereikt het brandstofbakje C door kleine gaatjes F. Tegelijkertijd wordt de warmte - ontstaan door het de comprimeren van de lucht- overgedragen aan de wand van het bakje en laat een deel van de brandstof in het bakje verdampen, zodat aan het eind van de compressieslag (wanneer de zuiger het dichtst bij de cilinderkop is) deze damp ontbrandt en een kleine explosie veroorzaakt die het hoofdaandeel van de nog vloeibare olie door de gaatjes F in de cilinder E perst waar onmiddellijk de verbranding plaatsvindt en dientengevolge gedurende de arbeidsslag de zuiger wordt aangedreven.

Naast Brons pasten ook andere binnen- en buitenlandse motorenfabrikanten het patent van Brons toe voor de aandrijving van opvoerwerktuigen bij gemalen, al of niet in aangepaste vorm. Stork Ganz-Jendrassik en MAN worden met name genoemd. Uit de afbeeldingen hieronder kunnen we opmaken dat deze motoren met drukverstuiving werkten.



Voorkamersysteem van Stork Ganz-Jendrassik

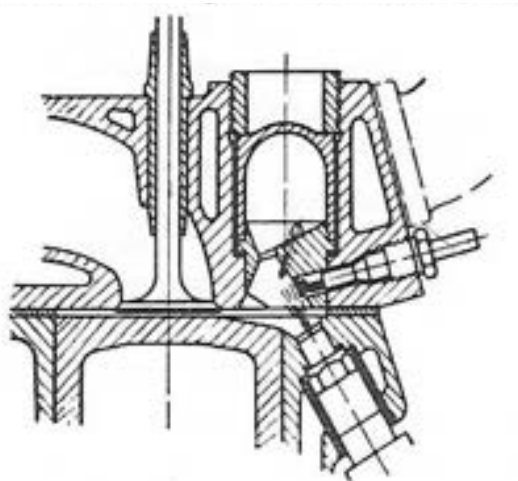


Voorkamersysteem van MAN

4.6.12.3 Luchtkamersysteem

De dieselmotor met een luchtkamer is een uitvinding van Franz Lang, één van de medewerkers van Rudolf Diesel bij de MAN-fabrieken in Duitsland. Het eerste systeem werd het ACRO-systeem genoemd, naar de American Crude Oil Motors Corporation in Amerika, die in 1923 een licentie voor dit systeem kreeg.

Het ACRO-systeem is feitelijk een systeem met twee kamers, die door een nauw kanaal met elkaar in verbinding staan en zoals afgebeeld in de figuur hieronder.

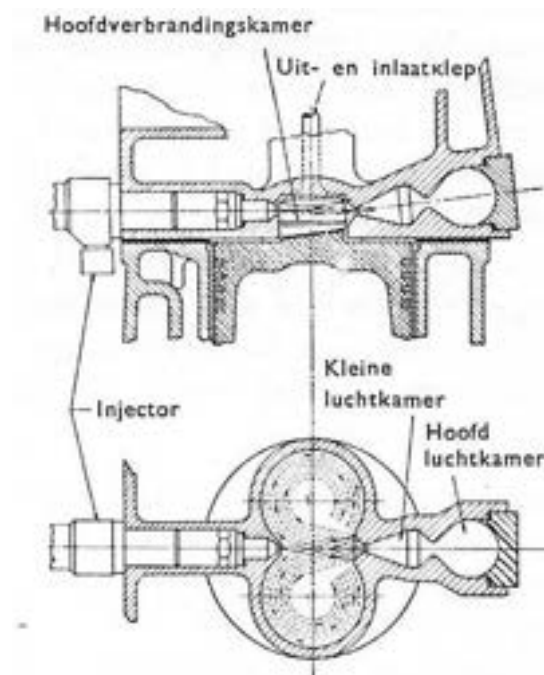


ACRO-luchtkamersysteem

De brandstofstraal is op de verbinding tussen de beide kamers gericht. De bovenste kamer is de eigenlijke luchtkamer, de onderste is een soort hulpkamer. Hierin vindt voornamelijk de verbranding plaats. De onderste kamer is in de zuigerkop opgenomen.

Bij het omhooggaan van de zuiger gedurende de compressieslag vindt in beide kamers de compressie van de verbrandingslucht plaats. De temperatuur van lucht loopt in de onderste kamer hoger op. Doordat de brandstofstraal op de overgang tussen de beide kamers gericht is, begint de verbranding het eerst in de onderste en heetste kamer. Bij het omlaaggaan van de zuiger treedt de lucht met grote snelheid uit de bovenste kamer door de druk die de lucht tijdens de compressieslag heeft aangenomen. De volledige verbranding van de ingespoten brandstof vindt hoofdzakelijk in de onderste kamer plaats en slechts voor een klein gedeelte in de bovenste kamer.

Een nadeel bij dit systeem is dat de volledige verbranding pas intreedt als de zuiger al een gedeelte van de neergaande slag heeft afgelegd. Hierdoor is het rendement vrij laag. Een ander nadeel is dat de verbranding slecht gecontroleerd wordt, en gedeeltelijk in de luchtkamer en gedeeltelijk in de onderste kamer annex verbrandingsruimte plaatsvindt. In de luchtkamer kunnen hierdoor onder bepaalde belastingsomstandigheden zeer hoge drukken optreden die gepaard gaan met een hevige diesel knock.



Lanova-luchtkamersysteem

Frans Lang heeft dit systeem aanmerkelijk verbeterd bij het ontwerpen van het door hem genoemde Lanova-systeem (zie afbeelding). Gedurende de opgaande zuigerslag wordt lucht samengeperst in de in de cilinderkop uitgespaarde verbrandingsruimte, die onder de in- en uitlaatkleppen ligt en de vorm heeft van een 8. Een gedeelte van de lucht dringt hierbij door tot in de grote en in de kleine luchtkamer.

Iets voor het einde van de compressieslag begint de inspuiting van de brandstof in de verbrandingsruimte. De brandstof komt in de hete, gecomprimeerde lucht van die ruimte en dringt door in de grote en in de kleine luchtkamers, via een venturi-vormige vernauwing waardoor het mengsel een hoge snelheid en een sterke werveling krijgt. De verbranding begint in beide luchtkamers en zet zich vandaar uit voort tot in de verbrandingsruimte waardoor de in die ruimte aanwezige brandstof ook tot ontbranding komt. De tegenstroom die als gevolg daarvan ontstaat, veroorzaakt heftige werveling in linkse en rechtse draairichting door de 8-vormige uitsparingen in de verbrandingsruimte.

Op deze wijze geschiedt de menging van de brandstof en de lucht zo volkomen, dat slechts een geringe lucht-overmaat nodig is voor een volkomen verbranding bij alle toerentallen van de motor. De compressiedruk en de verbrandingsdruk bij motoren uitgerust met dit Lanova-systeem zijn betrekkelijk laag. Hierdoor heeft de motor weinig last van de zogenaamde diesel knock en dit is dus een voordeel ten opzichte van het Acro-voorkamersysteem. De maximum verbrandingsdruk bedraagt, al naar gelang het fabricaat motor en toerental, niet meer dan 45 à 60 kg/cm². De inspuitedruk bij dit systeem kan laag gehouden worden, namelijk ongeveer 120 kg/cm² waardoor ook een eenvoudiger zogenaamde open verstuiver (zie inspuiten van de brandstof in de cilinders) kan worden toegepast.

Fabrikanten die dit systeem toepasten in het verleden zijn uiteraard MAN en Lanova uit Duitsland, en Meadows-Lanova, Buda-Lanova en Mack-Lanova uit Amerika. Behalve MAN zijn we deze motorfabrikanten nog niet tegengekomen voor de aandrijving van opvoerwerktuigen bij oude gemalen.

4.6.12.4 Samenvatting:

De luchtkamer bij het luchtkamersysteem omvat net als bij de wervelkamer een groot deel van de verbrandingsruimte, maar in tegenstelling tot het wervel- en het voorkamersysteem wordt de brandstof niet in de aparte luchtkamer gespoten, maar in de cilinder in de richting van de uitmonding van deze kamer. Door de opstelling van de verstuiver tegenover de opening van de luchtkamer komt tijdens de compressieslag toch een deel van de verstoven brandstof in de luchtkamer terecht, waar zij verbrandt en daarbij een drukverhoging veroorzaakt. De gassen in de luchtkamer stromen daardoor met kracht in de cilinder, waardoor een verdere verstuiving en menging van de brandstof met de lucht plaatsvindt. Elke motorfabrikant bedacht zo zijn eigen systeem of maakte gebruik van een licentie van een passend systeem.

Het luchtkamersysteem werd onder andere toegepast bij Lanova motoren en bij Saurer motoren. Deze beide in Nederland tamelijk onbekende motorfabrikanten waren gevestigd in Duitsland. Het zogenaamde Lanova-systeem werd ook, net als het Ricardo wervelkamersysteem, veelvuldig in licentie door andere motorfabrikanten toegepast.

4.6.13 Inspuiten van de brandstof in de cilinder

Het inspuiten van de brandstof in een dieselmotor kan op twee verschillende manieren plaatsvinden:

- Door middel van samengeperste lucht waarvan de druk 15 tot 30 kg/cm² hoger moet zijn dan de druk die bij de verbranding van de brandstof in de cilinder heerst, omdat de brandstof anders niet met voor de verstuiving noodzakelijke snelheid kan worden ingespoten. Dit betekent dat de druk van de inblaaslucht 55 tot 75 kg/cm² bedraagt.

Deze samengeperste lucht wordt door een compressor geleverd die meestal door de motor zelf wordt aangedreven. We noemen een dergelijk systeem luchtverstuiving.

- Langs zuiver mechanische weg, zonder gebruik te maken van een compressor, maar door een door de motor zelf aangedreven brandstofpomp en een brandstofklep annex verstuiver. We noemen een dergelijk systeem drukverstuiving.

Motoren die volgens dit laatste systeem werken, werden in het verleden compressorloze dieselmotoren genoemd. Omstreeks 1930 waren de brandstofpompen en de inspuitorganen zo ver verbeterd dat drukverstuiving ook bij motoren met grotere vermogens kon worden toegepast. Sindsdien wordt luchtverstuiving niet meer toegepast. Zowel lucht- als drukverstuiving komt voor bij museale door dieselmotoren aangedreven gemalen. Daarom behandelen we beide systemen in deze Leidraad.

De inspuiting van de brandstof bij tweeslag- en vierslagdieselmotoren verloopt nagenoeg op dezelfde wijze. In beide gevallen perst de door de motor aangedreven brandstofpomp de brandstof naar de verstuiver die in de cilinderkop bevestigd is. Hier wordt de brandstof met lucht of onder druk verstoven.

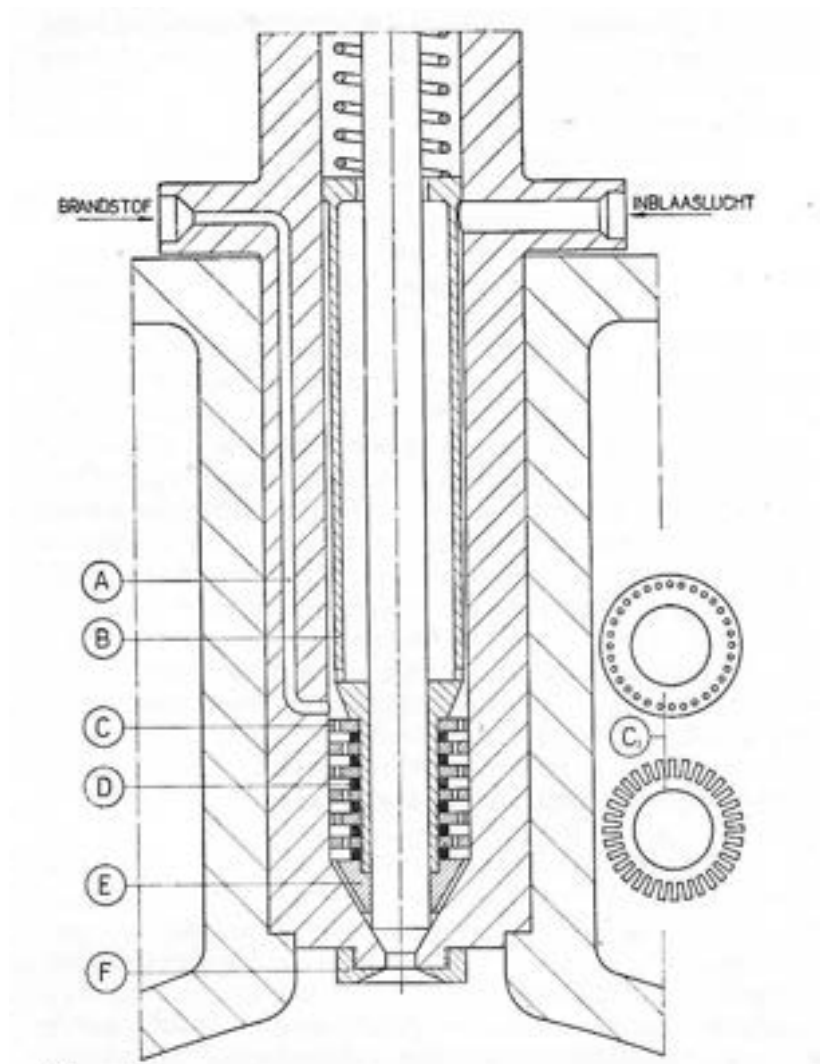
De verstuiver is naast de brandstofpomp één van de belangrijkste onderdelen van een dieselmotor. In een zeer kort tijdsverloop -enkele krukasgraden- moeten zij vier belangrijke functies vervullen:

- De brandstof op het juiste moment in de verbrandingsruimte toelaten
- Deze brandstof zeer fijn verstuiven
- De brandstof op de juiste wijze in de verbrandingsruimte verdelen zodat deze innig met de verbrandingslucht vermengd wordt
- Goed afsluiten om nadruppelen en naverbranding te voorkomen

4.6.13.1 Luchtverstuiving

Diesel probeerde oorspronkelijk bij de door hem ontworpen motor de vloeibare brandstof door een pompje via een sproeier in de verbrandingsruimte te persen. Het lukte hem echter niet een brandstofpomp te vervaardigen, die onder alle omstandigheden de brandstof zo in de cilinder bracht dat de ontsteking en verbranding goed plaatsvonden. Een goed resultaat werd pas bereikt toen de brandstofolie door middel van een straal lucht onder hoge druk (50 tot 75 kg/cm²) in de cilinder werd geblazen. Deze inblaaslucht zet, als zij met grote snelheid naar binnen stroomt in de verbrandingsruimte -waar op dat moment een veel lagere druk heerst- sterk uit, waardoor de brandstofdruppeltjes uit elkaar worden gerukt en door de snelstromende lucht goed met de in de cilinder aanwezige verbrandingslucht worden gemengd.

De eerste verdeling van de brandstof in kleine druppeltjes heeft plaats in de zogenaamde plaatjesverstuiver, zie de schematische tekening hierna.



Luchtverstuiver met plaatjes (Werkspoor)

In een opening van het cilinderdeksel bevindt zich het verstuiverhuis, waarvan op de tekening alleen het onderste deel is aangegeven. De opening naar de verbrandingsruimte is afgesloten door een naaldklep die door een veer tegen de gasdruk in de cilinder afgesloten wordt gehouden en met een hefboom (hier niet getekend) kan worden gelicht. De naald is omgeven door een bus B, neergedrukt gehouden door een veer, en aan de onderzijde van enige gaatjes voorzien. Aan de bus is met schroefdraad een conisch stuk E aangebracht, de verstuiverconus, aansluitend op het brandstofnaaldhuis. Het kegelvormig oppervlak is van een groot aantal langsgroeven voorzien, zodat een groot aantal nauwe kanaaltjes ontstaat. De verstuiverconus houdt een aantal plaatjes C op hun plaats, die onderling op afstand worden gehouden door de ringen D. In de omtrek van de verstuiverplaatjes bevinden zich gaatjes of kleine rechthoekige gleuven, zoals aangegeven bij C₁, die wanneer de verstuiver in elkaar is gezet niet recht boven elkaar vallen.

De brandstofpomp voert tegen de druk van de inblaaslucht in de brandstof aan door kanaal A, juist boven het hoogste verstuiverplaatje. Deze brandstof druppelt voor een deel langzaam door de gaatjes omlaag en spreidt zich als een dun laagje over de plaatjes en gaatjes uit. Rondom bus B staat de inblaaslucht. Wordt de naald gelicht, dan zal deze de olielaagjes verbreken en over de scherpe randen in fijne deeltjes uiteen blazen, daarbij de olie door de groeven en gaatjes van de verstuiverplaatjes en groeven van de conus voeren en in de verbrandingsruimte blazen.

Door de zigzag-weg die olie en lucht moeten afleggen, wordt een goede vermenging en een sterke verdeling of verstuiving van de brandstof bevorderd. Ten slotte passeert het mengsel het verdeelplaatje F, het zogenaamde brandplaatje, zodat het over de gehele verbrandingsruimte wordt verspreid.

Het inblazen van de brandstof met samengeperste lucht vereist een compressor, die deze lucht met hoge druk moet leveren. Niet alleen het aanzienlijke vermogen, ongeveer 5% van het motorvermogen, maar ook de zorg tijdens de bedrijfsvoering voor de compressor, maakte dat al vanaf Diesels briljante vinding naarstig is gezocht naar een oplossing voor deze complicaties. Die oplossing is gevonden door de brandstof met behulp van hoge druk direct in de verbrandingsruimte te verstuiven, zoals Diesel dat ook voor ogen had. De ontwikkeling van nieuwe en betere materialen en ook nauwkeuriger verspaningstechnieken hebben dit begin twintigste eeuw mogelijk gemaakt.

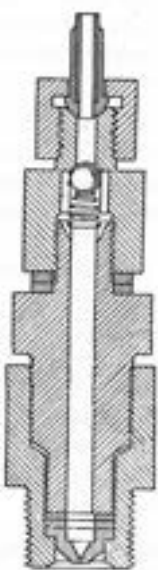
4.6.13.2 Drukverstuiving

Bij drukverstuiving delen we de verstuivers in twee groepen in:

- Open verstuivers
- Gesloten verstuiver

4.6.13.3 Open verstuivers

De open verstuiver is feitelijk niets anders dan een metalen buis met op het eind een plaatje -het verstuivermondstuk- met een fijne doorboring, die in de cilinder is geplaatst en waaraan de van de



brandstofpomp komende brandstofpersleiding is bevestigd. De volgende figuur is een voorbeeld van een dergelijke verstuiver.

Bij de open verstuiver wordt doorgaans een door een zwakke veer belast terugslagklepje aangebracht zonder dat hierdoor het karakter van de open verstuiver wordt aangetast. Dit klepje dient om het nadruppelen en vervuilen van de verstuiver enigszins te voorkomen.

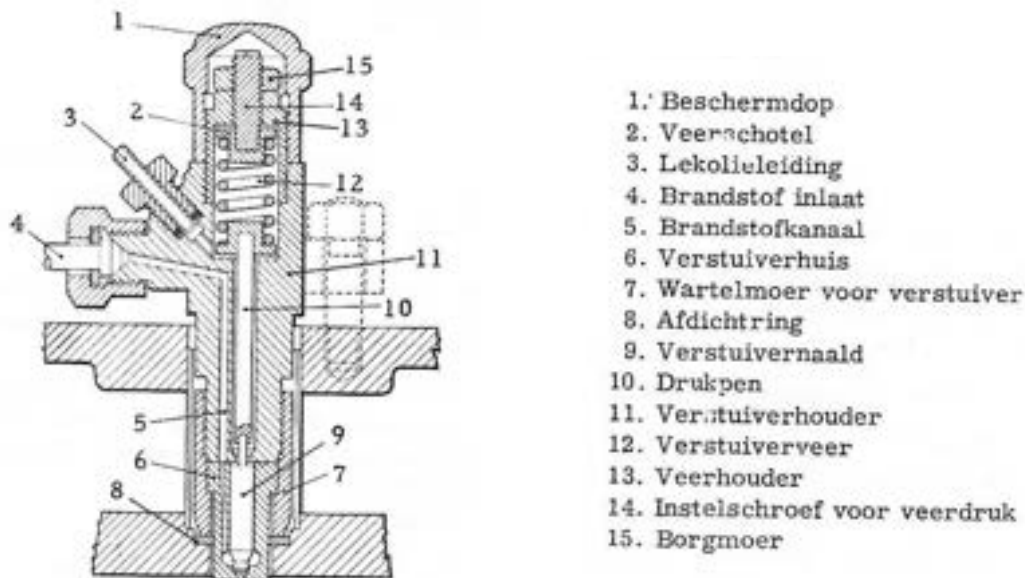
Een nadeel van de open verstuiver is dat de druk bij het begin en bij het einde van de inspuiting van de inspuiting vrij laag is. Hierdoor is de verstuiving onvolledig. Als gevolg hiervan treedt op die ogenblikken een gedeelte van de brandstof in de vorm van een druppeltje -dus niet volledig verstoven- de verbrandingsruimte binnen. Het gevolg hiervan is een onvolkomen verbranding, een rokende motor en koolafzetting op het verstuivermondstuk. De koolafzetting openbaart zich in de vorm van een steeds groter wordende zogenaamde bloemkoolroos die het verstuiven steeds meer belemmert, met als gevolg een slechte verbranding van de dieselolie.

Open verstuiver

De nadelen van roetvorming zijn de reden dat, ondanks de uiterst simpele constructie, open verstuivers weinig zijn toegepast.

4.6.13.4 Gesloten verstuivers

Bij gesloten verstuivers onderscheiden we de gat-, pen- of tapverstuiver. In het algemeen kunnen we zeggen dat de pen- of tapverstuivers gebruikt worden bij motoren met een gescheiden verbrandingsruimte en de gatverstuivers in motoren met zogenaamde directe inspuiting.



Gesloten verstuiver

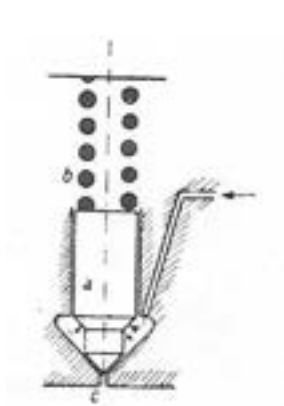
Het doel van de verstuiver is zorgen dat de brandstof op de juiste wijze en in de meest geschikte toestand wordt ingespoten.

Dit betekent het volgende:

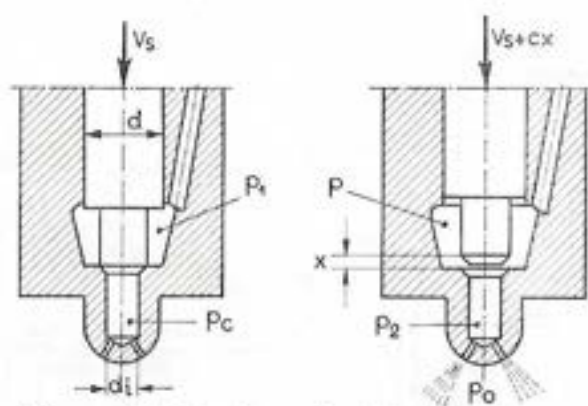
- De brandstof moet in een zo fijn mogelijke verdeling worden ingespoten, waarbij de brandstofdeeltjes zo klein zijn dat van een verneveling kan worden gesproken
- De brandstofdeeltjes moeten voldoende ver doordringen in de verbrandingsruimte, zonder gevaar voor neerslag op de wanden van de verbrandingsruimte of de zuigerkop
- Er mag geen druppelvorming plaatsvinden, niet aan het begin en niet aan het eind van de inspuitsperiode

De gesloten verstuiver heeft op de naaldklep een veerbelasting, waarmee we de openingsdruk kunnen instellen. De openingsdruk kan, afhankelijk van het motortype, variëren van 90 tot 175 kg/cm² of hoger, en is nodig om aan de hiervoor gestelde voorwaarden te voldoen.

De verstuivernaald of klep wordt tegen de veerdruk in hydraulisch geopend waarbij de hydraulische druk wordt geleverd door de druk van de in te spuiten brandstof die is opgebracht door de brandstofpomp. De inspuiting wordt dus door de brandstofpomp geregeld.



Principe van een verstuiver



Drukken in verstuiver bij openen en sluiten

Aan de hand van de afbeeldingen hierboven geven we een voorbeeldberekening van de krachten en drukken in een gesloten verstuiver die ervoor moeten zorgen dat de naald spontaan opent en het nadruppelen na het sluiten wordt voorkomen.

Stel de veerkracht, die de naald in gesloten stand op de zitting drukt, V_s kg, terwijl deze kracht bij een naaldheffing $V_s + cx$ kg (c is de veerconstante en geeft vermenigvuldigd met de indrukking x van de veer de kracht weer die bij de al ingestelde veerkracht moet worden opgeteld).

Is de naaldmiddellijn in de geleiding d cm, de inwendige middellijn van de zitting d_1 cm en de druk in de verbrandingsruimte bij het openen van de naald P_c kg/cm², dan moet de druk P_1 in de toevoerleiding zijn:

$$P_1 = \frac{V_s - \frac{\pi}{4} d_1^2 P_c}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Bij gelichte naald is de oliedruk P_2 onder de naald, en voor de verstuivergaatjes afhankelijk van de snelheid waarmee de olie door de verstuivergaatjes geperst wordt en de druk P_o in de verbrandingsruimte. Bij een naaldheffing van x mm is de druk P in het verstuiverhuis:

$$P = \frac{V_s + cx - \frac{\pi}{4} d_1^2 P_2}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Door de juiste keuze van de afmeting van de naald kunnen we ervoor zorgen dat voortdurend $P < P_i$ en de naald bij elke belasting snel sluit, zodat geen nadruppelen optreedt.

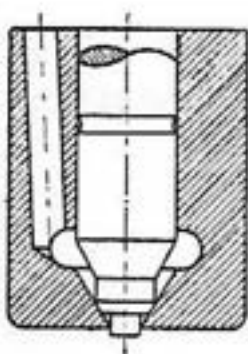
Het verstuiverhuis -ook wel mondstuk of als het als een plaatje is uitgevoerd verstuivertip genoemd- wordt van zeer slijtvast materiaal (gehard staal met een koolstofgehalte van 1,1 tot 1,2%) vervaardigd omdat de met grote snelheid stromende olie anders tot slijtage kan leiden en de insputting kan veranderen. Aan de binnenkant worden (fabrieksmatig) de verstuivergaatjes afgerond door er dieselolie vermengd met carborundum pasta door te persen. Gebeurt dat niet, dan kunnen

de afrondingen ($r = 0,1-0,05$ mm) ongecontroleerd tijdens bedrijf ontstaan en kan de verstuiving geleidelijk en onopgemerkt wijzigen. De verstuiver is een makkelijk uitwisselbaar onderdeel en wordt soms op voorraad gehouden. Als tijdens het testen van de verstuiver blijkt dat deze niet goed meer verstuift, dan moet deze door een nieuwe worden vervangen.

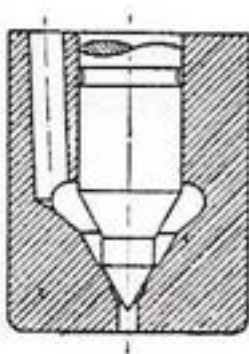
De eigenlijke verstuiver bestaat uit verstuiverhuis 6 en brandstofnaald 9. Deze zijn met een wartelmoer 7 aan de verstuiverhouder bevestigd. Op de brandstofnaald bevindt zich een drukpen 10 en drukveer 12. De veerspanning kan door de verstelschroef 14 die in de dopmoer 1 is geschroefd geregeld worden. De moer 15 zorgt, na het afstellen, voor de borging van de verstelschroef. Het afstellen en testen van de goede werking van de verstuiver is, als men over de juiste gereedschappen beschikt, een betrekkelijk eenvoudige handeling, die in eigen beheer kan worden uitgevoerd. Hoe en waarmee wordt hierna apart besproken.

Hoewel de naald en het verstuiverhuis zeer nauwkeurig in elkaar passen, lekken door de hoge druk toch altijd kleine hoeveelheden brandstof langs de naald en komen terecht in de ruimte waar de drukveer is ondergebracht. Deze lekolie wordt via een lekolieleiding teruggevoerd naar de brandstoftank of naar het brandstoffilter.

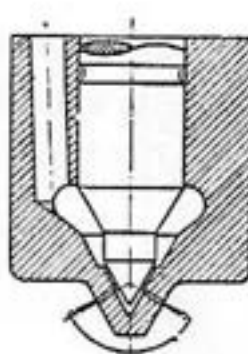
De verstuiveropening wordt op verschillende manieren uitgevoerd. Hieronder staan drie uitvoeringsvormen weergegeven:



Tapverstuiver



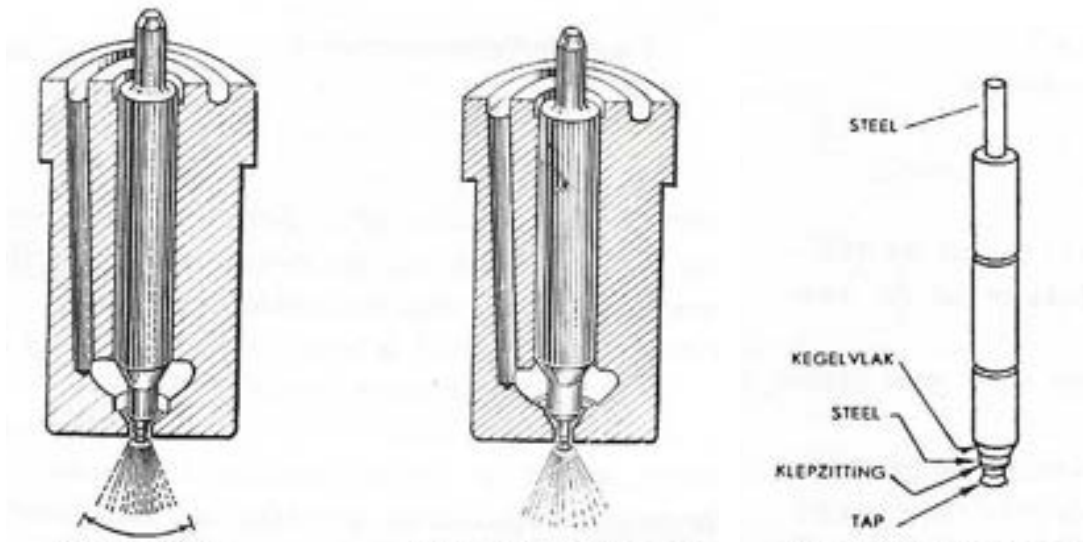
Enkelgatverstuiver



Meergatverstuiver

4.6.13.5 Tapverstuivers

Tapverstuivers worden meestal gebruikt in dieselmotoren met een voor- of luchtkamer. Bij deze verstuiers is de brandstofnaald aan het ondereinde (onder de zitting) voorzien van een cilindrisch of taps gedeelte, waarvan de diameter kleiner is dan die van het gat in het verstuiverlichaam. Deze tap steekt iets uit het gat. Bij het lichten van de naald ontstaat dus een ringvormige opening rondom het tapse ondereinde van de naald. Boven het tapse gedeelte bevindt zich een conisch afdichtingsvlak. Daarboven zien we een cilindrisch gedeelte dat dient om de naald door de druk van de brandstof te lichten. De schuimte van het onderste gedeelte bepaalt de zogenaamde inspuithoek of straalhoek. De tapverstuiver kan al naar gelang de schuimte van de naald een conusvormige verstuiwing geven met een tophoek van 4° , 6° , 8° , 15° , 30° en 60° .



Tapverstuiver straalhoek

Tapverstuiver met speciaal gevormde tap

Voornamelijk dieselmotoren met een voorkamer vereisen om ze bij elke belasting rustig te laten lopen, verstuivers met een veranderlijke verstuiverkarakteristiek. Door de tap van de naald niet cilindrisch maar divergerend uit te voeren, wordt de brandstof vertraagd in de verbrandingsruimte gespoten en loopt de motor rustiger. De uitvoering van de naald is hierboven in de rechterfiguur weergegeven.

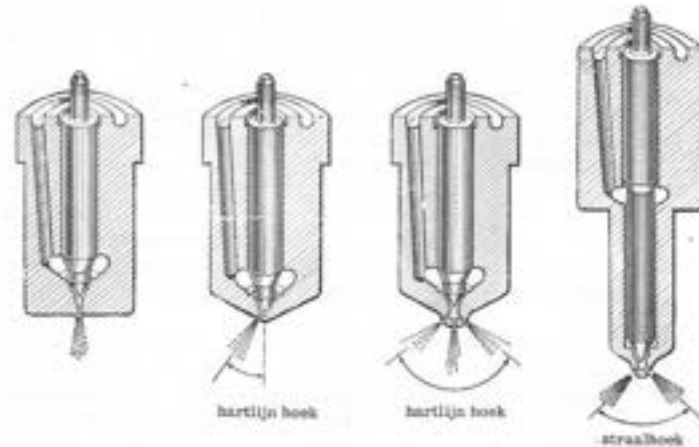
4.6.13.6 Gatverstuivers

De afdichting van de gatverstuiver vindt plaats via het onderste conische gedeelte van de verstuivernaald op de in het verstuiverlichaam geslepen zitting. De uitstroomopening (gat) bevindt zich midden onder het verstuiverlichaam. De uitstroomopening van een enkelgatverstuiver kan - indien gewenst in verband met de constructie van de cilinderkop van de motor- ook een hoek vormen met de hartlijn van de verstuiver.

De eveneens conusvormige verstuiving van een enkelgatverstuiver hangt af van de diameter van de boring en de lengte van het gat. De straalhoek van de meergatverstuiver, dus met meerdere kleine gaatjes in de omtrek van de verstuivertip, hangt af van de hoek waaronder deze geboord zijn, maar ook van de diameter van elk afzonderlijk gaatje en de lengte ervan. Het aantal gaatjes in de verstuivertip is afhankelijk van het motortype c.q. het vermogen van de motor en varieert van 1 tot 10. De diameter is klein en bedraagt in de meeste gevallen nog geen 0,5 mm.

De meergatverstuivers worden meestal toegepast bij motoren waarbij de brandstof direct in de verbrandingsruimte boven de zuigerbodem wordt ingespoten. Sommige fabrikanten passen dit type verstuiver ook toe bij hun motoren die zijn uitgerust met een wervelkamer.

De meeste verstuivers die gebruikt worden bij (snellopende) dieselmotoren komen principieel en constructief overeen met de meergatverstuiver.



Uitvoeringsvormen enkelgat- en meergatverstuivers

De mate waarin de brandstof verstuift en verder de verbrandingskamer binnendringt, is afhankelijk van de inspuitsnelheid. De inspuitsnelheid is op haar beurt weer afhankelijk van de plunjersnelheid van de brandstofpomp. Uit de volgende verhouding kunnen we afleiden dat de inspuitsnelheid en het daarvoor benodigde drukverschil voor en achter de verstuiver zeer hoog is.

$$f_p v_p = \mu i f_o v_o \quad [\text{m}^3/\text{sec}]$$

Hierbij is f_p in m^2 en v_p in m/sec , respectievelijk het oppervlak van de plunjer en de snelheid van de plunjer op het moment dat er brandstofolie wordt ingespoten en μ (mu) de contractiefactor van het individuele verstuivergaatje en i het aantal gaatjes in de verstuivertip. Verder staat f_o in m^2 en v_o in m/sec , voor respectievelijk het oppervlak van één enkel gaatje en de snelheid van de brandstofolie in één enkel gaatje.

Uit bovenstaande verhouding blijkt dat de inspuitsnelheid evenredig is met de plunjersnelheid. Als gevolg van de aandrijving van de brandstofpomp met een nok neemt de snelheid na het begin van het inspuiten toe. We kiezen de vorm van de nok en de grootte van de brandstofpomp zo, dat bij maximumvermogen de plunjersnelheid zijn maximumwaarde bereikt heeft, als het persen naar de verstuiver eindigt. Bij alle belastingen neemt daardoor de inspuitsnelheid van de brandstofolie toe. Naarmate de inspuitsnelheid van de brandstof groter is, krijgen de druppels een kleinere diameter ($d = 0,003\text{--}0,035 \text{ mm}$) en dringen ze verder in de verbrandingsruimte door. De eerste druppels blijven dicht bij de verstuiveropening, de volgende hebben een steeds grotere reikwijdte waardoor de brandstof goed over de lucht in de brandstofruimte wordt verdeeld.

De plunjersnelheid kan bijvoorbeeld een maximumsnelheid van $0,55 \text{ m}/\text{sec}$ bereiken. Bij een plunjerdiameter van 20 mm , 5 verstuivergaatjes met een middellijn van $0,47 \text{ mm}$ en een contractiefactor van $0,8$ wordt de uitstroomsnelheid bij de verstuivergaatjes:

$$v_o = \frac{f_p v_p}{\mu i f_o} = \frac{\frac{\pi}{4} 20^2 \cdot 0,55}{0,8 \cdot 5 \cdot \frac{\pi}{4} 0,47^2} = 249 \quad [\text{m}/\text{sec}]$$

Als het soortelijk gewicht van de brandstofolie 880 kg/m³ is, dan bedraagt het drukverschil voor en achter de verstuiver:

$$\Delta P = \frac{v_o^2 \gamma}{2g} = \frac{249^2 \cdot 880}{2 \cdot 9,81} \cdot 10^{-4} = 278 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Bij een druk van 40 kg/cm² in de verbrandingsruimte wordt de persdruk van de pomp 318 kg/cm². Hierbij is geen rekening gehouden met de weerstand in de brandstofleidingen, met lekken van de plunjer en met het volumetrisch rendement van de pomp.

Het blijkt dat (bij directe inspuiting) een hoge inspuitdruk nodig is om de olie voldoende te verstuiven en over de verbrandingsruimte te verdelen. Hoe groter de inspuitdruk en hoe groter de verstuivergaaftjes zijn, hoe verder de brandstofstraal in een bepaalde tijd in de verbrandingsruimte zal doordringen. We moeten de genoemde waarden zo proberen te regelen dat de brandstofstralen de verbrandingsruimte geheel opvullen, maar de brandstofdruppels de relatief koude wanden niet raken, voordat ze verbrand zijn of zo intensief branden dat ze toch volledig verbranden. Het aantal en de stand van de gaten in de verstuiver moeten we zo kiezen dat de brandstofstralen zo goed mogelijk (eventueel met behulp van luchtstroming) over de verbrandingsruimte verdeeld worden.

4.6.13.7 Testen van verstuivers

Substantiële onderbelasting van de motor en brandstof van lage kwaliteit of vervuilde brandstof leiden vaak tot vervuiling van de verstuivertip en een slechte verbranding. Een signaal voor één of meer slecht functionerende verstuivers is een pulserende en donkergekleurde rookpluim bij de uitlaat van de motor.

Doet dit zich voor, dan moeten de verstuivers worden getrokken, uit elkaar worden genomen, schoongemaakt en opnieuw worden afgesteld. Dit kan door een gespecialiseerd bedrijf, maar ook in eigen beheer. We moeten dan beschikken over een testbank die uit de volgende gereedschappen en onderdelen bestaat:

- Een stalen werkbankje met daarop gemonteerd een handbediende testpomp met brandstofbeker, manometer (tot 600 kg/cm²) en het nodige leidingwerk om de verstuiver met de persaansluiting van de pomp te verbinden. Hierna is een dergelijke testpompset afgebeeld. De pompset is met vier bouten aan de werkbank te bevestigen
- Een aan de werkbank bevestigde beugel waarop de verstuiver kan worden gemonteerd tijdens het testen
- Een ruime stalen bak onder de testbeugel van de verstuiver. In deze bak moet tijdens het testen de vernevelde brandstof worden opgevangen. De bak moet zo worden opgesteld dat we tijdens het testen de verneveling van de brandstof goed kunnen waarnemen. De bak moet voorzien zijn van een aftap om de gebruikte brandstof (dieselolie) af te kunnen tappen.
- Een bankschroef om de verstuiverhouder in te klemmen bij de revisiewerkzaamheden en een set ring- en steeksleutels.



Testpompset voor verstuivers van oude dieselmotoren

Sommigen plaatsen een doorzichtige beker (Pertinax) om de verstuivertip om tijdens het testen de verspreiding van de dieselolienevel te voorkomen. Het visueel beoordelen van de verstuiving wordt daardoor bemoeilijkt. De testlocatie moet zich in alle gevallen in een goed geventileerde ruimte bevinden om te voorkomen dat er verstikkende dampen ontstaan en de doordringende geur van dieselolie wordt afgezwakt.

4.7 Brandstofpompen voor dieselmotoren

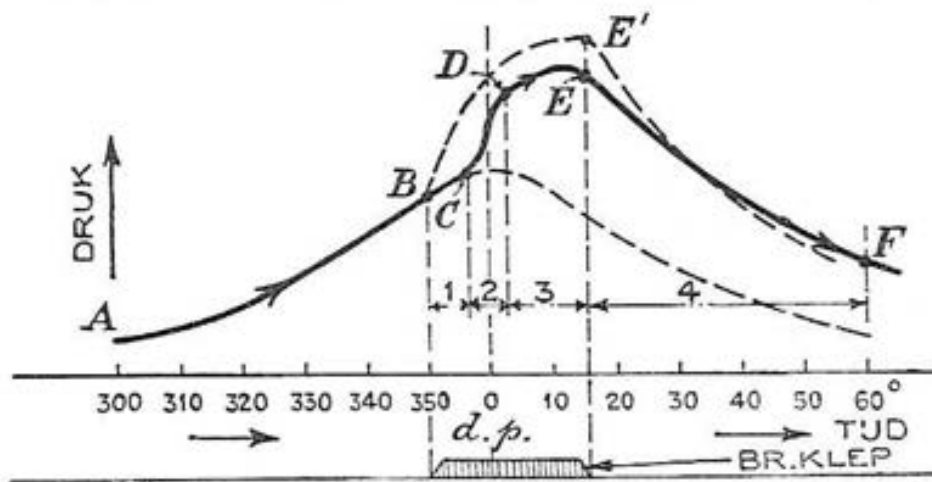
4.7.1 Brandstoftoevoer en regeling

Brandstofpompen dienen niet alleen om de brandstofolie naar de verstuiver te persen, maar vormen een belangrijk onderdeel van de regeling omdat ze ook zorgen voor het afmeten van de gewenste brandstofhoeveelheid en het hydraulisch lichten van de brandstofklep of naald. Bovendien zorgen ze er meestal voor dat de brandstofinspuiting op het juiste ogenblik begint en eindigt en met de juiste snelheden plaatsvindt.

De brandstofpompen zijn kleine enkelwerkende plunjerpompen van gietijzer, brons of staal met stalen plunjers die in staat moeten zijn zeer hoge drukken (500 kg/cm^2 en soms meer) te ontwikkelen. Met het oog op deze hoge persdruk moet ervoor worden gewaakt dat zich geen lucht in de pomp verzamelt. De zuigklep in het pompsysteem moet daarom altijd beneden de persklep zijn geplaatst zodat lucht- of dampbelletjes niet blijven hangen, maar verder worden afgevoerd.

Bij verreweg de meeste dieselmotoren heeft iedere cilinder zijn eigen brandstofpomp.

De regeling van de opbrengst van de pomp vindt plaats door verandering van de werkzame pompslag. We houden daarbij de pompslag constant, maar wijzigen het werkzame deel ervan. Dit kan op de volgende drie manieren gebeuren met elk zijn specifieke voor- en nadelen. Deze voor- en nadelen worden toegelicht aan de hand van het hieronder afgebeelde druk-tijddiagram voor drukverstuiving van de brandstof.



Druk-tijddiagram drukverstuiving

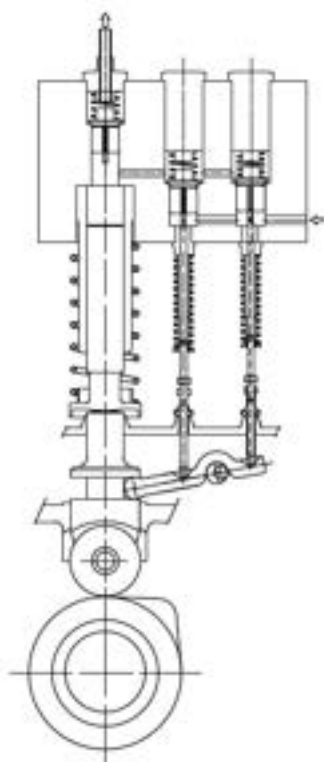
4.7.1.1 Beginregeling

Bij de zogenaamde beginregeling brengen we een inrichting aan die de zuigklep van de pomp tijdens het persen aanvankelijk openhoudt, zodat de brandstof naar de zuigleiding kan terugstromen. Deze inrichting laat de zuigklep pas sluiten nadat de plunjer een (regelbaar) deel van de persslag heeft afgelegd. Het einde van de brandstoflevering valt hier samen met het einde van de persslag en dus ook met dezelfde krukstand van de betreffende cilinder van de motor. Het begin van de brandstofinspuiting komt hier dus bij verminderd vermogen later, wat gunstig is bij motoren die als zij langzamer draaien, zoals bij gemalen, minder vermogen hoeven te leveren.

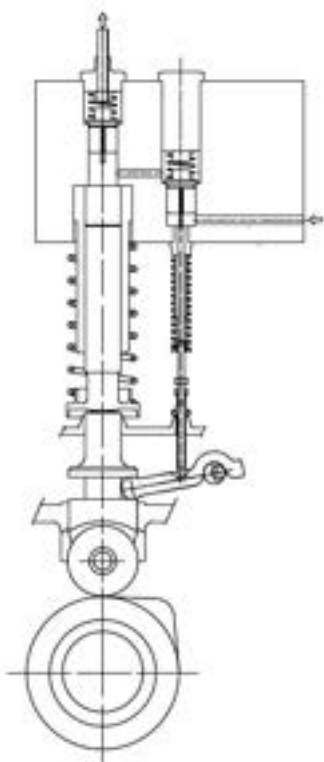
Op deze wijze wordt voorkomen dat bij een gegeven ontstekingsuitstel punt C (zie figuur hierboven) te ver voor het dode punt E komt te liggen. Dit kan een te steil oplopende verbrandingslijn en daarmee een stotende werking tot gevolg hebben.

4.7.1.2 Eindregeling

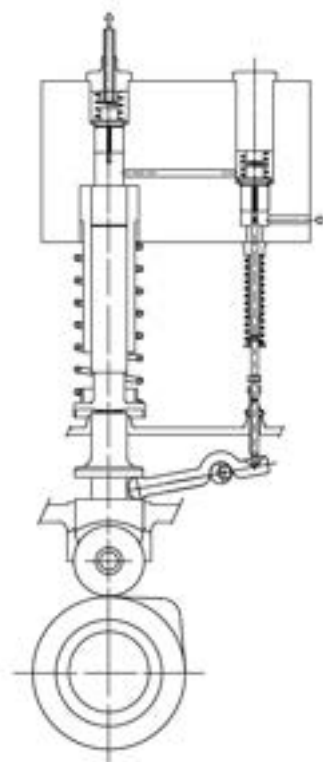
Bij de eindregeling regelen we de brandstofhoeveelheid door de levering bij het beginpunt van de plunjerslag te laten beginnen en het eindpunt van de werkzame plunjerslag te wijzigen. We brengen een inrichting aan, die na een regelbaar deel van de persslag, de dan gesloten zuigklep (of een afzonderlijke terugstroomklep) opent, zodat de brandstof naar de zuigleiding kan terugstromen, de druk wegvalt en de persklep sluit. Dit systeem is gunstig voor dieselmotoren die met een constant toerental draaien (generatoren), omdat hierbij het inspuutbegin en daarmee bij een gegeven ontstekingsuitstel -punt C in het druk-tijddiagram- bij alle belastingen op dezelfde plaats blijft. We treffen dit type brandstofpomp vaak ook aan bij de dieselmotoren in gemalen voor de aandrijving van de pompen.



Begin- en eindregeling



Eindregeling



Beginregeling

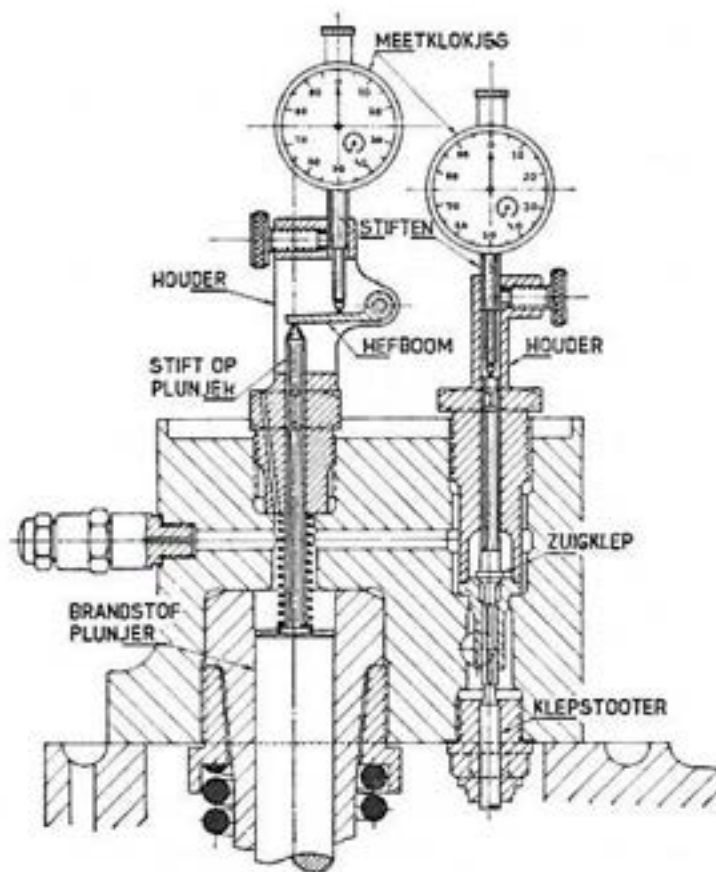
4.7.1.3 Begin- en eindregeling

Bij de begin- en eindregeling is zowel het begin als het einde van de brandstoftoevoer regelbaar en zijn beide inrichtingen in één pompunit verenigd.

Hoewel dit type brandstofpomp gecompliceerder is qua constructie en regeling, zijn motoren, vooral als zij gebruikt worden voor de verbranding van zwaardere en goedkopere brandstoffen, uitgerust met dit type pomp.

4.7.1.4 Afstelling

De hiervoor afgebeelde figuur geeft de principewerking van de drie types brandstofpompen weer, zoals ze worden toegepast door de fabrikanten van motoren. De onder de stootpennen van de kleppen aangebrachte schommelhefboom wordt bediend door een met de reguleur verbonden excentriek. De stootpennen zijn voorzien van een stelschroef waarmee, bij een gecombineerd systeem, onafhankelijk van elkaar het begin en het einde van de persslag kan worden ingesteld.



Afstellen van een brandstofpomp

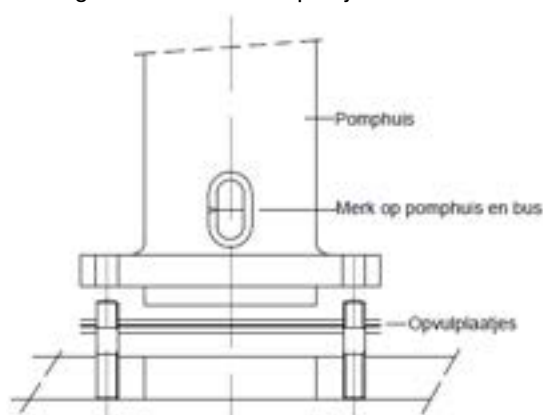
Het voornaamste onderhoud aan een brandstofpomp betreft de van tijd tot tijd noodzakelijke controle op de afstelling van de pomp. Het kan zijn dat door slijtage of inslaan van de kleplichters de pomp ontregeld raakt, waardoor de insputting niet op het gewenste moment en/of met de juiste hoeveelheid brandstof plaatsvindt. Bij een motor met meer cilinders wordt dan ook de belasting over de verschillende cilinders ongelijkmatig verdeeld. Bij de controle moet in de eerste plaats worden vastgesteld of de brandstofnok de juiste stand heeft behouden en het begin en het einde van de

werkzame pompslag overeenkomen met de afstelgegevens. We plaatsen hiervoor zogenaamde meetklokjes op zowel de plunjer als de zuig- en/of persklep (zie bovenstaande figuur). Door de motor te tornen, kunnen we met behulp van de gradenverdeling op het vliegwiel en de meetklokjes het tijdstip van het begin van de persslag en, bij een bepaalde stand van het brandstofhandel, het moment van openen of sluiten van de pers- en zuigklep vaststellen.

De zo verkregen waarden moeten we vergelijken met de afstelgegevens uit de onderhouds- en bedieningshandleiding van de motor en corrigeren als deze buiten de toleranties vallen. Het is aan te raden deze gemeten afstelgegevens vast te leggen.

De controle en het afstellen van de veel toegepaste Bosch brandstofpomp vindt aan de hand van onderstaande figuur plaats (de constructiedetails en werking van deze pomp staan verderop in deze Leidraad):

Aan de voorkant van het pomphuis bevindt zich een vizier (uitsparing) met een merkteken. Dit merkteken komt in ruststand van de pomp overeen met het merkteken op de bus waarin de plunjer is aangebracht. Zodra de plunjerbus door de nokrol c.q. de brandstofnok omhoog wordt bewogen,



beweegt het merkteken naar boven waarmee het begin van de pompslag wordt aangegeven. Dit punt moet overeenkomen met het merkteken op het vliegwiel van de motor. Dit merkteken zal ongeveer 5° voor BDP (bovenste dode punt) van de betreffende cilinder op het vliegwiel zijn aangebracht. Is dit niet het geval, dan moet de betreffende pomp worden losgenomen en de voet opnieuw worden voorzien van meer of minder latoenkoperen opvulplaatjes.

Afstellen Bosch brandstofpomp

Latoenkoper of messingfolie is verkrijgbaar in plaatjes of op rol, in diktes van 0,025 tot 0,25 mm. De latoenkoperen vulplaatjes moeten op maat worden geknipt met een blikchaar en met een zogenaamde holpijp van gaten worden voorzien. Voor dikkere vullingen passen we blik (vertind plaatstaal) toe al of niet aangevuld met latoenkoperen plaatjes. Blik is ook verkrijgbaar in platen met een dikte van 0,25 tot 0,50 mm en wordt op dezelfde wijze als latoenkoper op maat gemaakt.

4.7.1.5 Systeemdruk

De verbinding tussen de brandstofpomp en de verstuiwer wordt (bij drukverstuiving) verkregen door een dikwandige stalen pijp, die met zware wartels daaraan verbonden wordt. Afhankelijk van de plaats van de brandstofpomp en de verstuiwer in de cilinderkop zijn deze leidingen langer of korter, maar ze hebben altijd dezelfde lengte. Zij moeten goed gebeugeld worden om trillingen door de harde stoten van de brandstofpomp te voorkomen.

Als we de afstelling van de brandstofnok nagaan, zien we dat de pomplevering al ver voor de topstand van de zuiger begint en wel veel vroeger dan wenselijk zou lijken om een goed indicateurdiagram te verkrijgen.

Dit wordt veroorzaakt doordat de verstuivernaald later licht dan het begin van de pomplevering doet verwachten, we noemen dit het inspuituitstel. Dit inspuituitstel is te verklaren moet doordat de pompdruk veel hoger is dan de druk waarop de verstuiver is afgesteld. Deze druk kan 250 kg/cm² bedragen, maar zodra de verstuivernaald gelicht is, wordt de brandstof door de kleine verstuivergaatjes geperst en loopt de druk verder op. Bovendien vereist de stroming door de brandstofleiding een drukverschil tussen het begin- en eindpunt (leidingweerstand). Drukken van 600 kg/cm² zijn hierbij geen zeldzaamheid.

Bij deze drukken begint de samendrukbaarheid van de brandstof een niet te verwaarlozen rol te spelen. Tussen de volumeafname ΔV van een volume V als gevolg van een druktoename Δp bestaat de volgende verhouding:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{60}{10^6} \Delta p$$

Stel dat in brandstofleiding een drukverschil wordt gecreëerd van 500 kg/cm², dan wordt de volumevermindering:

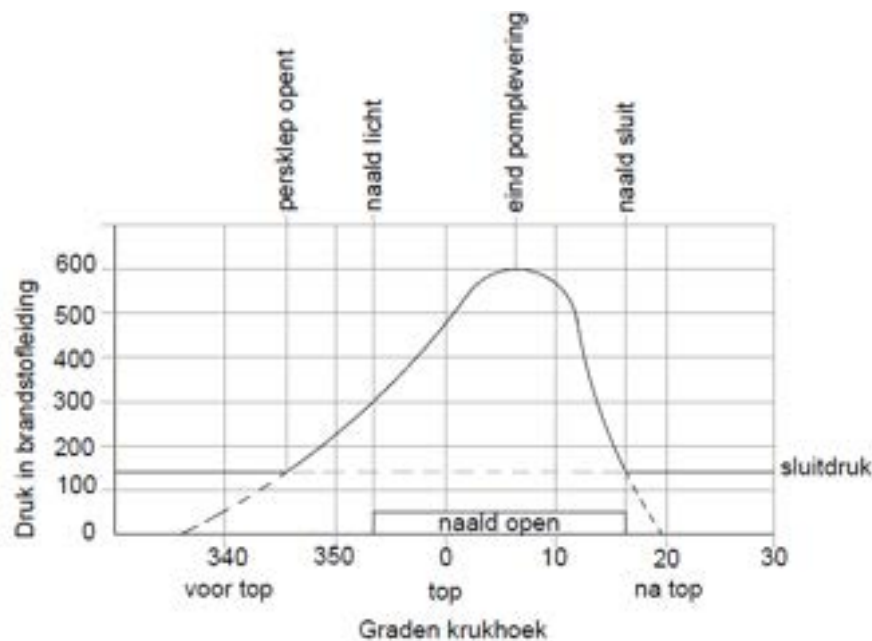
$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{60}{10^6} 500 = \frac{30.000}{10^6} = \frac{3}{100}$$

Met andere woorden: een bepaalde hoeveelheid brandstof neemt bij een druk van 500 kg/cm² een 3% kleiner volume in dan bij atmosferische druk.

Begint een brandstofpomp te persen, dan moet zij eerst de inhoud van de pompruimte en de leiding op hoge druk brengen, voordat het inspuiten in de verbrandingsruimte van de motor kan beginnen. Afhankelijk van deze inhoud legt de plunjer een zekere weg af, waardoor het beginpunt van de pomplevering vroeger moet liggen dan het gewenste begin van de inspuiting.

Als de pomplevering ten einde is, veroorzaakt de elasticiteit van de brandstof dat de verstuivernaald pas later sluit. De brandstof expandeert dan in de leiding en de inspuiting gaat door totdat de druk zover gedaald is dat de naald onder invloed van de veer sluit. Deze restdruk is kleiner dan waarop de naald begint te openen omdat bij het sluiten de vloeistofdruk op het gehele oppervlak van de naald staat en bij het openen slechts op een ringvormig gedeelte ervan.

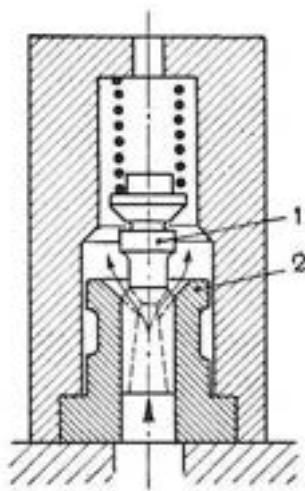
In het volgende diagram is de samenhang tussen de pompdruk en het moment van openen van de verstuivernaald voorgesteld. In dit geval begint de pomplevering 22 graden voor top. De pompdruk neemt toe, totdat bij circa 180 kg/cm² deze gelijk is aan de restdruk in de brandstofleiding. Op dat ogenblik opent de persklep van de pomp en wordt de inhoud van pompruimte en brandstofleiding verder samengeperst, totdat de druk bij de verstuiver zo hoog is dat de naald licht. De pompdruk loopt dan verder op vanwege de leidingweerstand totdat bij circa 8 graden na top het eind van de persslag wordt bereikt en de druk weer afneemt. Als gevolg van de expansie van de brandstof is deze pas bij 17 graden na top zover gedaald dat de naald sluit.



Drukken in de brandstofleiding

Uit de grafiek kan worden afgeleid dat de laatste brandstof in feite onvoldoende inspuitedruk ter beschikking heeft waardoor de verstuiving gebrekkig en daardoor de verbranding onvolkomen kan zijn, met als gevolg koolafzetting rond de verstuivergaatjes. Om dit euvel te minimaliseren, is in de loop der tijd een persklep ontwikkeld waarmee de persleiding sneller van druk wordt gebracht. De rechterflank in de grafiek wordt dus steiler en als gevolg daarvan wordt er minder brandstof met een (te) lage druk naar de verstuiver gevoerd.

Een dergelijke persklep is hierna afgebeeld. De persklep is onder de zitting voorzien van een kraag 1 op de klepsteel die zuiver passend in bus 2 is gemaakt. Wanneer de kraag binnen de bus komt,



vindt er bij verdere daling een volumevergroting plaats en daarmee een drukontlasting van de brandstofleiding. Het is duidelijk dat bij inrichtingen met drukontlasting voor elke volgende inspuiting de leiding eerst op druk gebracht moet worden. Dit kost tijd, waardoor het inspuittuistel groter wordt en de brandstofnok eerder gesteld moet worden.

Persklep met drukontlasting

4.7.1.6 Pompen voor luchtverstuiving

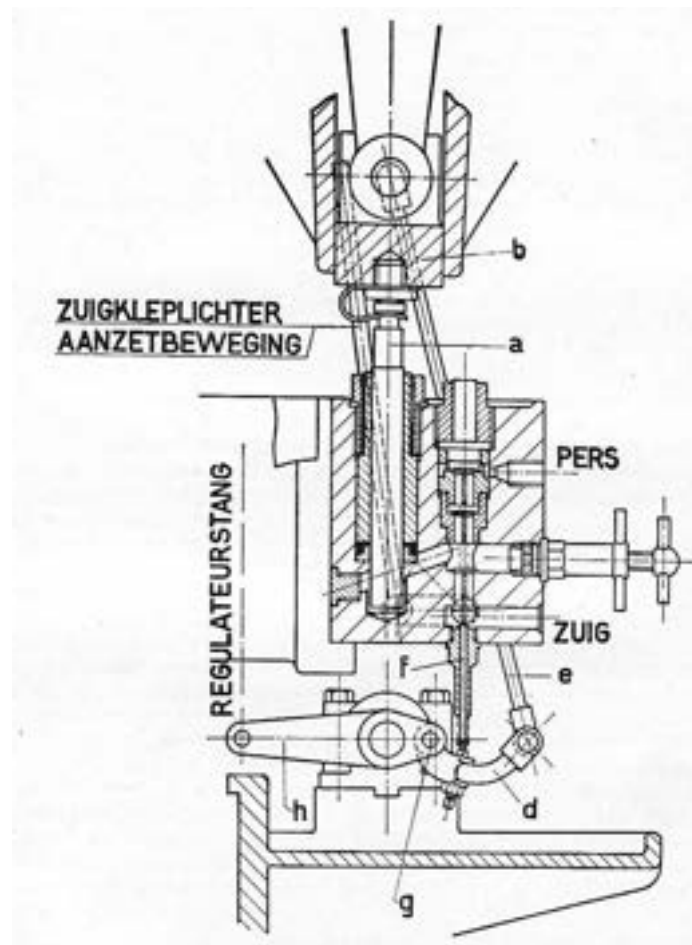
Een veel gebruikt type brandstofpomp bij motoren met luchtverstuiving is de Werkspoor A-frame motor (zie de hierna afgebeelde doorsnedetekening). De plunjer van de pomp wordt door een excentriek op de nokkenas bewogen en heeft dus een constante slag. De olieopbrengst wordt geregeld door de zuigklep gedurende het eerste deel van de persslag langer of korter open te houden. Dit betekent dat bij een afnemend vermogen de toevoer van brandstof en dus de verbranding steeds later begint. De toevoer van brandstof eindigt als de plunjer zijn onderste stand heeft bereikt.

De brandstof moet met een druk van 60 tot 70 kg/cm² aan het brandstofklephuis worden toegevoerd. Aan de brandstofpomp die met deze tegendruk moet werken, worden dus hoge eisen gesteld. In de loop der jaren heeft deze pomp veel wijzigingen ondergaan. De oorspronkelijke pomp van de A-frame motor van Werkspoor bestond uit een enkelwerkende plunjerpomp, met enkele zuigklep en dubbele persklep en werd eerst van gietijzer gemaakt. Er werden dubbele perskleppen toegepast voor een betere afdichting bij de, voor die tijd, hoge drukken. Het gebruikte gietijzer voor deze pomphuisen was te poreus, waarna overgestapt is op staal, dat toen nog vloeij-ijzer heette. Daardoor ontstond de eigenaardige blokvorm die de constructie van de brandstofpomp lange tijd beheerst heeft, niet alleen van Werkspoor, maar ook van andere dieselmotorfabrikanten.

Het bewegingsmechanisme wordt aan de hand van de volgende afbeelding nader verklaard. De plunjer a wordt bewogen door een excentriek vanaf de nokkenas, met behulp van een kruiskopje b. Omdat het een viertakmotor betreft, levert de plunjer eenmaal brandstof per twee omwentelingen van de motorkrukas. Deze toerentalreductie wordt bereikt met de tandwieloverbrengingen van de betreffende nokkenas. Het gevraagde vermogen van de motor kan wisselen of zelfs geheel wegvallen. Daarom wordt de door de plunjer geleverde hoeveelheid brandstof als volgt automatisch geregeld, wanneer de belasting meer of minder wordt:

Tijdens de omhooggaande plunjerbeweging, dus in de zuigslag, wordt de zuigklep gelicht door hefboom d en de trekstang e. Tijdens de neergaande slag, de persslag, laat de stootpen f de zuigklep weer vrij. Pas op dat ogenblik kan de zuigklep sluiten en wordt de brandstof voor het overige deel van de persslag door de perskleppen weggeperst.

Laat de stootpen de zuigklep aan het begin van de persslag vrij, dan zal de weggeperste hoeveelheid olie naar de verstuiver groter zijn dan wanneer de klep vrijgelaten wordt in het laatste deel van de persslag.



Brandstofpomp Werkspoor A-frame motor (met luchtverstuiving)

De voor elke belasting benodigde hoeveelheid brandstof wordt geregeld door het draaipunt g van de hefboom d te verplaatsen. Beweegt deze naar boven, dan blijft de zuigklep langer open en wordt er dus minder brandstof naar de verstuiver gevoerd. De beweging naar beneden veroorzaakt omgekeerd de aanvoer van een grotere hoeveelheid brandstof naar de verstuiver. De verplaatsing van het draaipunt g gebeurt door de hefboom h en een stang vanaf de reguleur.

Bij een bepaald toerental en belasting wordt steeds eenzelfde hoeveelheid olie door de pomp naar de verstuiver geperst. Verminderen we de belasting, dan neemt het toerental toe, maar tegelijkertijd verstelt de reguleur het draaipunt g van hefboom d naar boven en wordt er minder brandstof naar de verstuiver gevoerd. De motor zal daardoor langzamer gaan draaien tot het aanvankelijk ingestelde toerental is bereikt. Omgekeerd neemt bij het toenemen van de belasting eerst het toerental af waardoor er per arbeidsslag meer brandstof door de brandstofpomp wordt geleverd die ervoor zorgt dat het ingestelde toerental weer wordt bereikt.

Een andere situatie doet zich voor als niet het gevraagde vermogen wijzigt, maar als we de motor bij een ander toerental willen bedienen, bijvoorbeeld als we de capaciteit van het opvoerwerktuig van het gemaal willen wijzigen.

Met de reguleur stellen we dan het nieuwe toerental in waarna het regelmechanisme ervoor zorgt dat de brandstofpomp al naar gelang de belasting meer of minder brandstof naar de verstuivers van de motor voert.

$$P = m \cdot \omega$$

Het regelmechanisme zorgt er ook voor dat de motor niet op hol slaat bij het wegvallen van de belasting. In dat geval houdt de stootpen f de zuigklep gedurende de gehele persslag geopend en wordt er geen brandstof naar de verstuiver gevoerd.

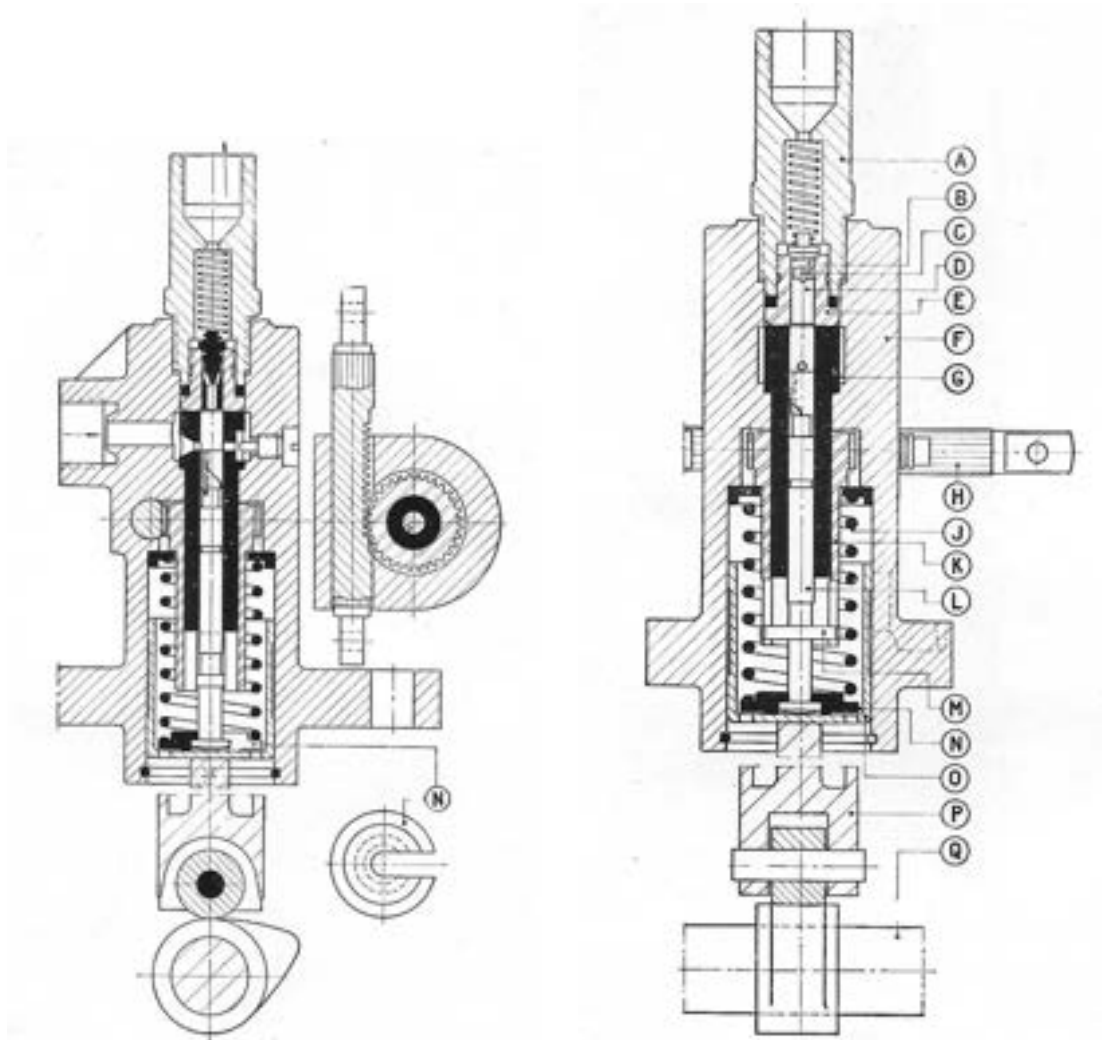
De plunjer van de pomp moet afdichten tegen een druk van 60 tot 70 kg/cm². Begin twintigste eeuw, de verspaningstechniek stond toen nog op een laag pitje, paste men met matig succes lange pakkingkamers toe met verschillende soorten pakking. De afgebeelde brandstofpomp is uitgevoerd met een zogenaamde gerodeerde plunjer en bus en heeft geen pakkingbus meer. De onderdelen werden tot op een nauwkeurigheid van 0,05 mm voorbewerkt en vervolgens met een verstelbare roodkoperen bus en schuurpasta nabewerkt. Hierdoor ontstaat een spiegelglad oppervlak en een zodanig zuivere passing dat een afdichting tegen hoge drukken gewaarborgd blijft. De plunjer en de bus horen bij elkaar en zijn niet uitwisselbaar met onderdelen van andere pompen, maar kunnen wel vervangen worden door een nieuwe set.

Om het gevaar van beschadiging van de aandrijving van de pomp te voorkomen, wat zou kunnen plaatsvinden als de plunjer vastloopt, heeft deze geen vaste verbinding met het kruiskopje, maar wordt het tegengehouden door een speciale bladveer. Treedt een weerstandsverhoging op, dan verbuigt of breekt de veer, en komt deze vrij van het bewegingsmechanisme. Met deze veer wordt ook schade door een eventuele scheefstand van de plunjer ten opzichte van het hart van het kruiskopje voorkomen.

4.7.1.7 Pompen voor drukverstuiving

Aanvankelijk voerden fabrikanten hun motoren uit met brandstofpompen van eigen fabricaat. Maar na 1927, toen Bosch de hogedrukbrandstofpomp voor dieselmotoren in vrachtwagens introduceerde, kwam hier gaandeweg verandering in en stapten fabrikanten over om dit onderdeel van een specialistisch bedrijf te betrekken. Omdat een groot aantal motoren voor de aandrijving van de pompen in gemalen is uitgerust met een Bosch brandstofpomp, besteden we hier in deze leidraad uitvoerig aandacht aan.

De volgende figuren zijn doorsneden van een dergelijke pomp. Aan de hand van deze figuren en de daarna afgebeelde schematische voorstelling van deze brandstofpomp wordt de werking uitgelegd.



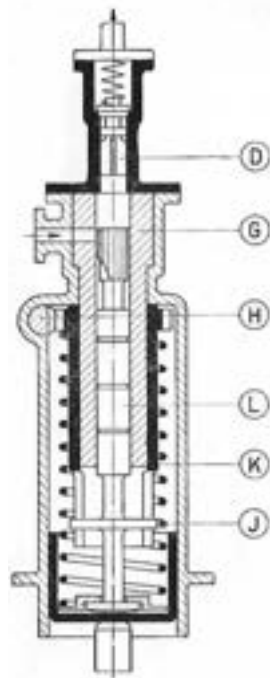
Bosch brandstofpomp

De van hard gietijzer vervaardigde pompcilinder G draagt met een rand op het pomphuis F. Hierop rust met een pasgeslepen draagvlak de zitting E van de persklep D. Het geheel wordt met een tussengevoegde roodkoperen pakkingring aangedrukt gehouden door het pijpstuk A. In de pompcilinder kan zich de zuiver pasgeslepen plunjer L op en neer bewegen. Het omlaaggaan gebeurt door de sterke veer J en de veerschotel N, waarbij de bus O voor geleiding zorgt. De rolhouder P die zelf ook geleiding heeft, draait met een rol op een schijf van de nokkenas Q, zodat de nok als deze as draait de plunjer omhoog beweegt.

De pompvoering bevat aan de bovenzijde twee openingen die uitmonden in een kamer die in verbinding staat met de leiding waardoor brandstof uit een hoger gelegen brandstoftank wordt aangevoerd. In de getekende stand bij de linker figuur laat de plunjer beide openingen vrij, zodat de toestromende olie de cilinder kan vullen.

Bij het omhooggaan van de plunjer stroomt de olie door deze openingen terug, totdat de plunjer ze zelf afsluit. De rest van de brandstof wordt na het lichten van de persklep D, via de verstuur in de verbrandingsruimte van de betreffende motorcilinder geperst.

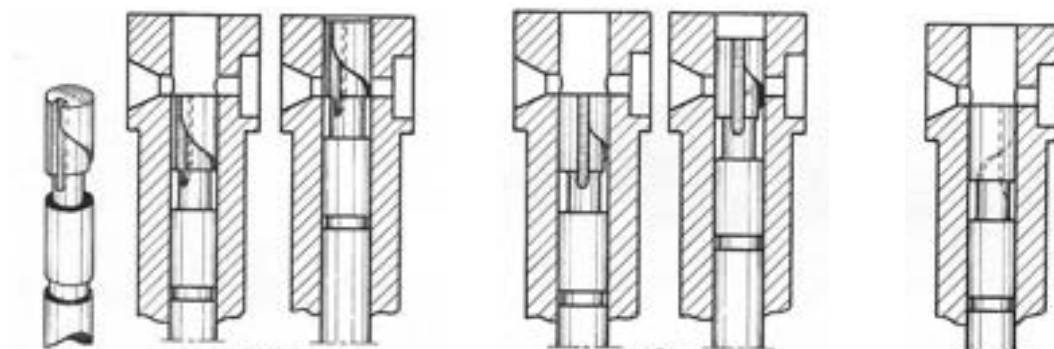
In het bovengedeelte van de plunjer is in de lengte een kanaaltje aangebracht dat uitmondt in een lager gelegen ringvormige groef waardoor deze steeds in verbinding staat met de bovenkant van de plunjer. De bovenkant van de plunjer is aan één zijde gedeeltelijk schroefvormig. De plunjer kan met behulp van de met de reguleur verbonden tandheugel H en het op de bus K bevestigde tandwiel bewogen worden.



Bevindt het kanaal zich tussen beide zuigopeningen, dan zal, zodra de openingen door de plunjer zijn afgesloten, brandstof naar de verstuurder worden geperst, totdat de schroefvormige bovenkant van de plunjer de onderkant van de opening naar het ringkanaal vrij maakt. De persruimte boven de plunjer komt dan in verbinding met de zuigruimte en de druk valt weg. Bij het verder naar boven bewegen van de plunjer wordt de olie teruggevoerd naar de brandstoftoevoerleiding en wordt geen brandstofolie meer in de verstuurder geperst. De persklep sluit onder de druk van de olie in de brandstofleiding en de spiraalveer op de klep.

Schema Bosch brandstofpomp

In de figuur hierna zijn de standen van de plunjer getekend bij vol-, deel- en nullastbedrijf.



Vollastbedrijf

Deellastbedrijf

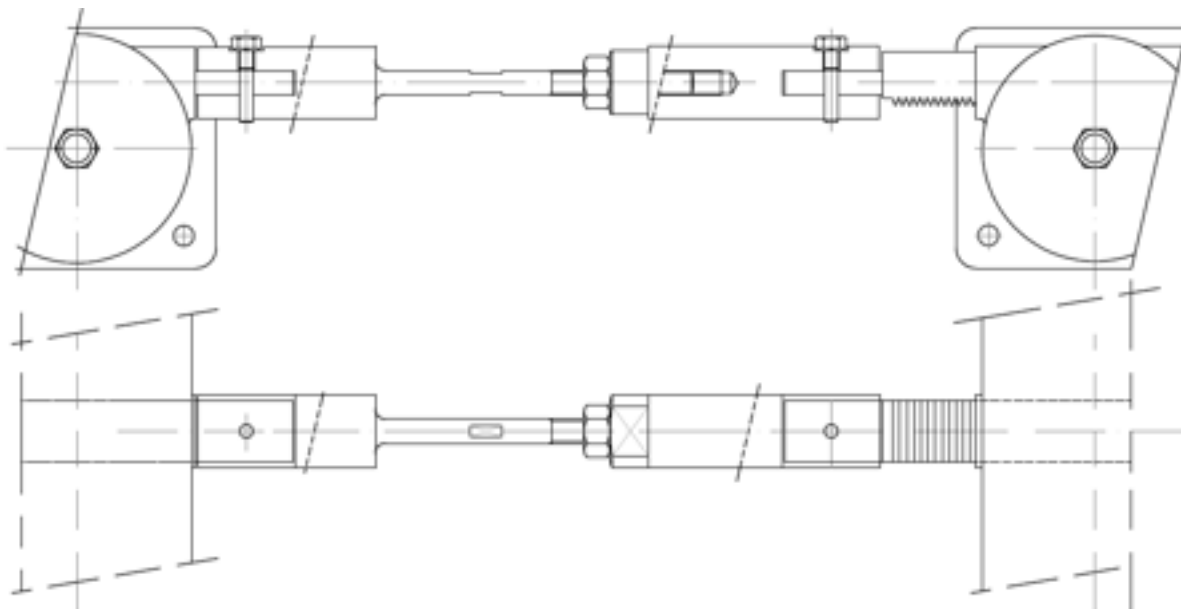
Nullastbedrijf

Nadat de zuigopening is afgesloten, begint het werkzame deel van de persslag. Deze slag duurt net zolang tot het schroefvormige deel de overstortopening vrij maakt. Bij vollast is dat aan het einde van de plunjerslag, bij deellast is dat eerder. Afhankelijk van de verdraaiing van de plunjer wordt er dus meer of minder brandstof naar de verbrandingskamer van de betreffende cilinder geperst.

De meest rechtse afbeelding van de plunjer geeft de stand weer dat het verticale kanaal recht voor de zuigopening staat en er dus geen brandstof naar de verstuiver wordt geperst. De motor stopt dan of kan, uitgaande van stilstand, niet in werking worden gesteld.

De brandstofinspuiting begint steeds op hetzelfde moment; namelijk wanneer de zuigopening door de plunjer wordt afgesloten en er voldoende druk is opgebouwd voor het openen van de verstuivernaald. Het einde is regelbaar door het verdraaien van de plunjer. We noemen dit een eindregeling. Bij een hoger toerental en daarmee vermogen is het wenselijk om de brandstofinspuiting eerder te laten beginnen. Sommige fabrikanten schuiven daarom de bovenkant van de plunjer zodanig af dat bij het verdraaien van de plunjer niet alleen het einde van de werkzame slag wordt beïnvloed, maar ook die van het begin. We noemen dit een begin- en eindregeling.

Bij motoren met meerdere cilinders worden de heugelstangen van de individuele brandstofpompen doorverbonden met een stang en aan één zijde aan het brandstofhandel c.q. de reguleur gekoppeld. Deze stang is voorzien van koppelstukken waarmee de onderlinge afstand van de tandheugels versteld kan worden. Dat kan op zo'n manier dat bij elke willekeurige stand van het brandstofhandel de plunjer over een en dezelfde hoek is verdraaid. Alle cilinders krijgen zodoende dezelfde hoeveelheid brandstof toegevoerd waarmee een gelijk vermogen wordt ontwikkeld. Een significante ongelijke belasting van de cilinders kan namelijk leiden tot schade aan de motor en moet daarom vermeden worden.



Heugelstang afstelrichting

Niet alleen bij reparaties aan de brandstofpompen waarbij de brandstofpompen gedemonteerd worden, maar ook door slijtage bij de pasbouten, kan de afstelrichting ontregeld raken en moet deze opnieuw worden afgesteld.

In de hiervoor afgebeelde figuur is de afstelrichting getekend bij vollast. Door de pasbout in het rechter koppelstuk los te nemen, kan de tandheugel naar rechts worden geduwd, de contraoer op de verbindingstang worden gelost en het koppelstuk al naar gelang de afwijking in of uit worden geschroefd. Vervolgens duwen we de heugelstang weer in de langwerpige uitsparing van het koppelstuk, brengen we de pasbout aan en controleren we de afstelling door met het brandstofhandel de verstelinrichting naar de nulstand te brengen. In de figuur is dat met het koppelstuk tegen het borststuk aan de linkerkant van de brandstofpomp. De tanden van de tandheugel zijn te zien aan de rechterkant van de pomp. We beginnen met de controle en eventuele afstelling van de twee brandstofpompen die het dichtst bij het brandstofhandel zijn geplaatst en we gaan hiermee door tot alle pompen van de betreffende motor aan de beurt zijn geweest.

Bij een te grote speling van de pasbouten in de tandheugel moeten deze vervangen worden door nieuwe. In het meest extreme geval van slijtage moeten de gaten in de heugel worden opgeboord en nieuwe overmaatse pasbouten worden toegepast. Ook kunnen we in dat geval het gat in de tandheugel opboren, ruimen en van een busje voorzien waarvan het boorgat overeenkomt met de pen van de originele pasbout.

4.8 Klepbewegingsmechnismen

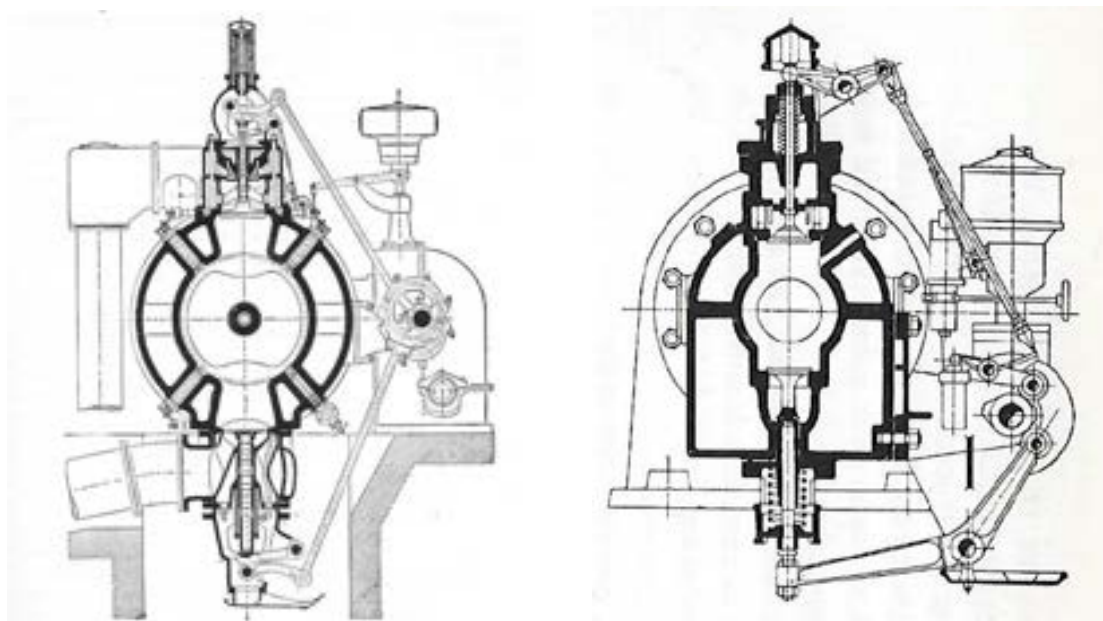
4.8.1 Klepbewegingsmechanismen

De kleppen van een motor worden geopend met behulp van een excentriekas of nokkenas (hulpas of ook wel regelas genoemd) met daarop geplaatste excentriekschijven of nokken, meestal met tussenkomst van hulpmechanismen. Het sluiten wordt door middel van veren tot stand gebracht. Het betreft hier afhankelijk van het motortype:

- De in- en uitlaatkleppen
- De brandstofkleppen
- De aanzetkleppen

Aanzetkleppen worden tegenwoordig ook wel pneumatisch bewogen. Bij de hedendaagse verbrandingsmotor daarentegen, worden brandstofkleppen hydraulisch bewogen. Hydrauliekolie fungeert hierbij als brandstof.

De excentriekas of nokkenas wordt met schroefwielen of tandwielen, rechtstreeks of met behulp van een tussenas, aangedreven. Bij grotere motoren waarbij sprake is van een grote(re) afstand tussen de krukas en de aandrijfjas gebeurt dit meestal met kettingoverbrengingen.



Klepbewegingsmechanisme met excentrieken (Deutz) Klepbewegingsmechanisme met nokken (Thomassen)

De meeste moderne (diesel)motoren zijn, afhankelijk van het fabricaat, voorzien van een getande kunststofriem en riemschijven voor de aandrijving van de nokkenas. Voor zover bekend is dit type overbrenging bij geen enkel museaal dieselmemaal toegepast en daarom blijft het in deze Leidraad buiten beschouwing.

Bij horizontale machines plaatsen we de excentriekas of nokkenas evenwijdig aan de cilinders, zoals dat ook bij de aandrijving van het excentriek bij stoommachines werd gedaan.

Bij verticale machines worden de volgende twee methoden toegepast. We kennen geen verticaal opgestelde motoren met door excentrieken bewogen klepmechanismen en spreken daarom van nokkenassen.

Bij de eerste methode wordt de nokkenas evenwijdig aan de krukas op ongeveer de halve hoogte of hoger van de motor geplaatst, waardoor de aandrijving met tandwielen of ketting eenvoudiger wordt. Maar daarbij zijn de versnellingskrachten groot vanwege het grotere aantal constructiedelen.

Bij de tweede methode wordt de nokkenas boven de cilinderkop(pen) geplaatst en speelt alleen het gewicht van de klep bij het versnellen en vertragen een rol. De moeilijke toegankelijkheid van de kleppen bij deze methode weegt niet op tegen de energiewinst en dat is de reden dat we een dergelijke oplossing niet vaak aantreffen bij de motoren voor de pompaandrijving van gemalen.

Voor de bepaling van de sterkte wordt de as van de excentriekas berekend op wringing. Hierbij wordt de spanning afgeleid van de krachten die nodig zijn voor het versnellen van de massa en het tegen de veerspanning en gasdruk openen van de uitlaatklep. Hierbij wordt een ruime marge aangehouden voor de gelijktijdigheid van andere door deze as te bewegen onderdelen. Als materiaal gebruiken we staalsoorten met een treksterkte van $\sigma_b = 37$ tot 44 kg/mm^2 .

Het excentriek wordt gemaakt van gietijzer van een goede kwaliteit of in speciale gevallen gietstaal ($\sigma_b = 2,0$ tot $2,5 \text{ kg/mm}^2$).

De excentriekstang bestaat meestal uit een massieve ronde staaf. Vanwege de relatief grote lengte en drukkrachten die zich in dit onderdeel voordoen, wordt deze op knik berekend. Als materiaal wordt hiervoor bijvoorbeeld St 44 gebruikt met een maximale treksterkte van 44 kg/mm^2 .

De zogenaamde walshefbomen bij een klepbewegingsinrichting met een excentriek zijn in de regel gemaakt van smeedbaar gietijzer of gietstaal ($\sigma_b = 2,0$ tot $2,5 \text{ kg/mm}^2$).

Nokkenassen worden in de regel niet op sterkte berekend, maar zo zwaar uitgevoerd dat geen ongewenste trillingen of vormveranderingen optreden. Dit is het geval als de diameter gelijk is aan $1/4$ tot $1/3$ van de cilinderdiameter waarbij de kleinste waarde geldt voor de grootste machine. Als materiaal gebruiken we staalsoorten met een treksterkte van $\sigma_b = 52$ tot 60 kg/mm^2 en 24% rek.

De lichterstangen maken we van staal (vaak naadloos stalen buis van bijvoorbeeld St 37 met een maximale treksterkte van 37 kg/mm^2) en we berekenen deze op knik waarbij een veiligheidsfactor $v = 14$ tot 16 in acht wordt genomen). Tuimelaars of klephefbomen maken we afhankelijk van de grootte en belasting van staal, smeedbaar gietijzer of gietstaal ($\sigma_b = 2,0$ tot $2,5 \text{ kg/mm}^2$).

De ogen van de hefbomen worden voorzien van bronzen bussen met een maximale vlaktedruk van $\sigma_o = 5$ tot 20 kg/cm^2 , bij uitlaatkleppen soms met een aanmerkelijk hogere vlaktedruk, te weten in de tap $\sigma_o 4,0 \text{ kg/mm}^2$.

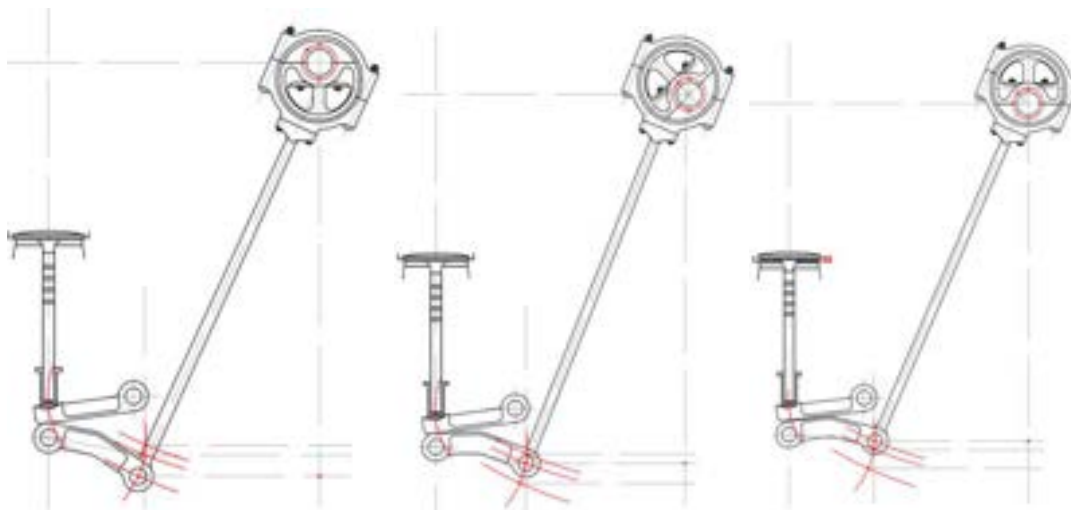
Het materiaal van de nokkenschijven is staal of gietstaal of ook wel afgeschrikt gietijzer. Soms wordt ook wel een gietijzeren nok met een stalen inzetstuk toegepast.

De uiteindelijke vorm wordt door de constructeur van de motor berekend, op een mal overgebracht en met behulp van een kopieerfrees aangebracht. Vervolgens wordt de nok gehard en nabewerkt door middel van slijpen. Hierbij wordt opnieuw van de mal gebruik gemaakt.

4.8.2 Constructieve aspecten excentriekas en -schijven

De constructiewijze van de excentriekas is betrekkelijk eenvoudig en bestaat in de regel uit een gladde as waarop met spieën de excentriekschijven zijn bevestigd.

Bij toepassing van excentrieken is als gevolg van de geringe verdraaiingshoek van de regelas, die voor het openen van de kleppen wordt toegepast en om de klepbeweging snel en op het juiste tijdstip te laten plaatsvinden, een zogenaamde walshefboom-constructie vereist. Deze constructie voorkomt dat het excentriek abnormaal groot wordt.



Excentriek en bijbehorende walshefboom- en klepstanden

Uit de voorgaande figuren kan de werking van de walshefboom worden afgeleid. Het grootste deel van de excentriekstangverplaatsing wordt op het ronde gedeelte van de hefboom afgewikkeld onder het drukpunt van de tussenhefboom c.q. de betreffende in- of uitlaatklep en heeft geen klepbeweging tot gevolg. Pas als het drukpunt van de walshefboom als gevolg van de excentriekstangbeweging naar boven, zich naar rechts verplaatst wordt de klepspeling opgeheven en opent zich de klep. Dit gebeurt met een toenemende snelheid totdat de knik in de walshefboom de tussenhefboom raakt.

Bij een verdere verdraaiing van de walshefboom neemt weliswaar de klepopening toe, maar de snelheid waarmee dat gebeurt neemt af omdat het drukpunt zich weer naar links verplaatst.

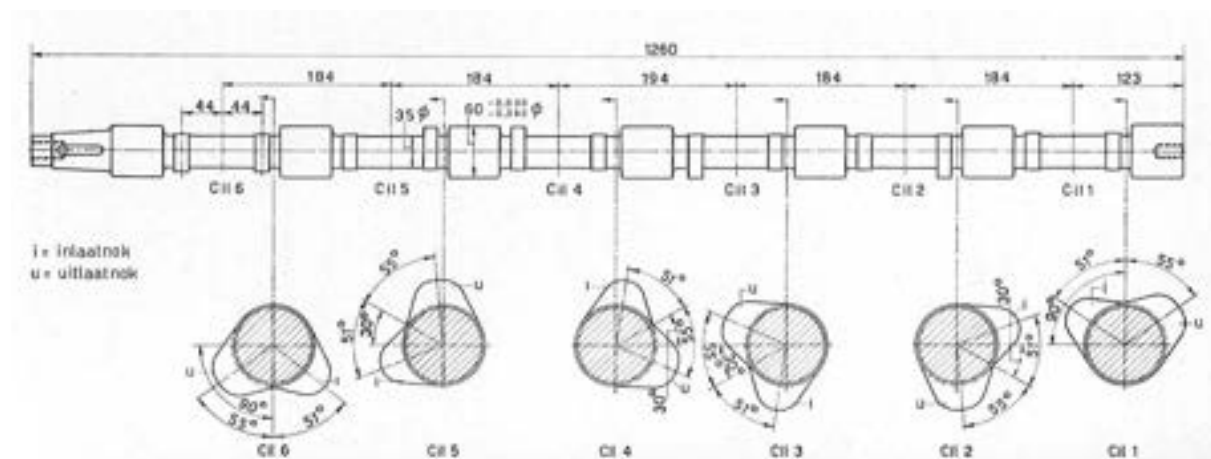
Bovendien neemt de verplaatsing van de excentriekstang steeds verder af bij het naderen van het dode punt van de excentriek waardoor de klepopening per graad hoekverdraaiing nauwelijks verder toeneemt.

De klep wordt geopend door de bewegingsinrichting van de excentriek en het walshefbomen-stelsel, en gesloten met behulp van spiraalveren. De relatief slanke excentriekstang wordt daarbij alleen op trek belast.

Het stelsel kent een groot aantal scharnierpunten die als gevolg van slijtage de afstelling van de motor ontregelen. Het opnieuw afstellen van de klepbewegingsinrichting gebeurt door onder de voet van de excentriekstang meer of minder (latoenkoperen) vulplaatjes te leggen. Sommige fabrikanten voorzien de excentriekstang van schroefdraad waarmee de afstelling op een eenvoudiger manier kan worden gecorrigeerd.

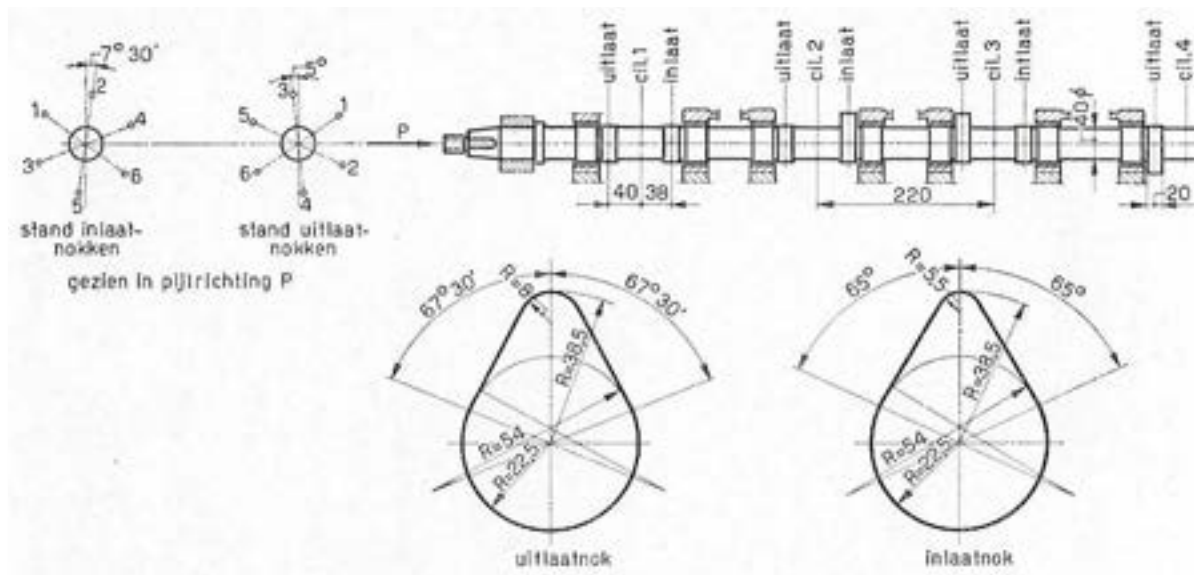
4.8.3 Constructieve aspecten nokkenas en nokken

De wijze waarop de nokkenas is geconstrueerd, wordt hoofdzakelijk bepaald door de manier waarop de nokken hierop zijn aangebracht. De meest eenvoudige vorm is die waar de nokken één geheel vormen met de as. De nokkenas wordt gesmeed, het materiaal dat nodig is voor de nokken en ashalzen wordt verkregen door stuiken en innemen. Naderhand wordt met behulp van een matrijs het materiaal voor de nok in de juiste vorm gesmeed. De aldus gevormde ruwe vorm wordt door middel van draaien, frezen en slijpen nauwkeurig nabewerkt. Hierbij komt ook de onderlinge hoekverdraaiing van de verschillende nokken vast te liggen. De nokken onderling kunnen naderhand dus niet meer worden verdraaid, de nokkenas in zijn totaliteit wel. De nokken en de draagvlakken voor de kussenblokken worden gecementeerd en gehard. Meer details over cementeren (oppervlakte harden) en harden zijn te vinden in de betreffende paragraaf van deze Leidraad.



Nokkenas met aangesmede nokken Thomassen-Frichs motor

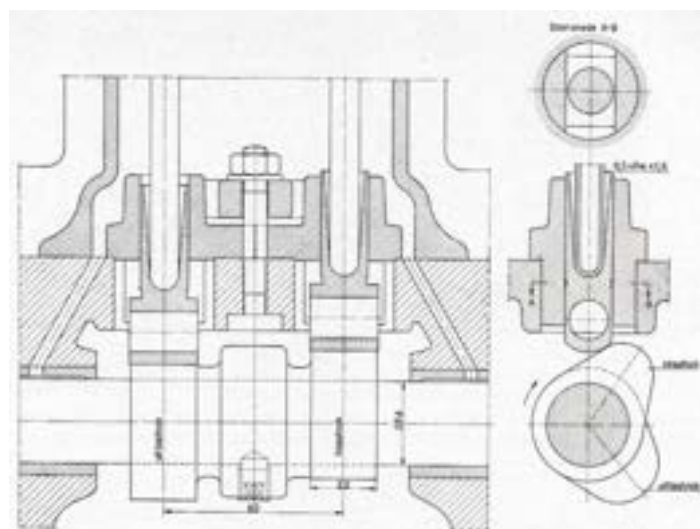
De hier afgebeelde tekening is van de gesmede nokkenas van een zescilinder Thomassen-Frichs dieselmotor. De betreffende as is slechts voorzien van de nokken voor in- en uitlaat. De plunjerbeweging van de brandstofpompen wordt bij deze motor van nokken op een aparte nokkenas afgeleid.



Nokkenas met aangesmede nokken Werkspoor motor type R150

De hierboven afgebeelde tekening (gedeelte) geeft de nokkenas van een zescilinder Werkspoor (type R150) dieselmotor weer. Hier ontbreken de nokken voor de brandstofpompen, omdat deze pompen van een aparte en op een andere plaats gesitueerde nokkenas zijn voorzien. Beide nokkenassen worden met behulp van één en dezelfde ketting aangedreven.

Een andere constructie is die van Kromhout-Gardner. De in- en uitlaatkolk vormen een geheel dat als een bus op de nokkenas wordt geschoven. Tussen beide nokken bevindt zich een verdikt gedeelte met een zware stelschroef die de nokken op de juiste plaats houden. Met dit type nokbevestiging kan worden volstaan met een eenvoudige gladde as.



Nokbevestiging door middel van bus met borgbout Kromhout-Gardner

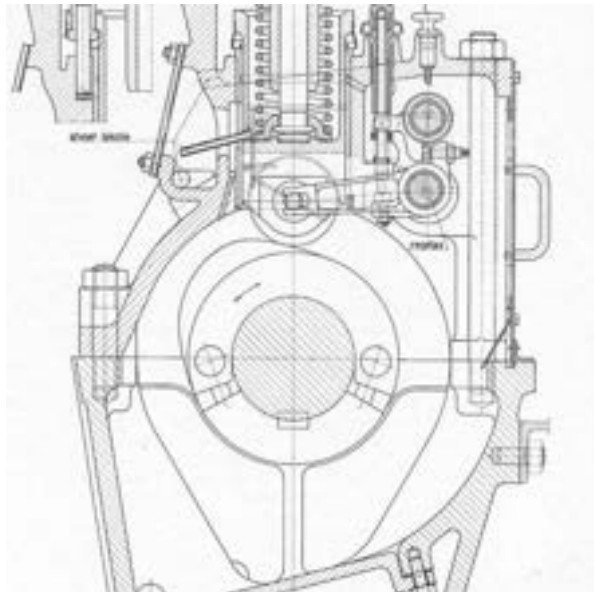
The technical drawing consists of two views of a mechanical part. The top view is a circular cross-section with a central hole. It features several radial dimensions and angles: a central hole with a diameter of $\phi 40$, a concentric circle with a diameter of $\phi 60$, and an outer profile with a maximum radius of $R 82.5$. Angles of 30° and 60° are indicated for various segments. The side view shows the part's profile, which is symmetrical about a vertical centerline. The total height of the part is dimensioned as 20 units. The profile shows a central raised section and two side flanges.

Technical drawing of a mechanical part, likely a flange or cover plate, showing top, front, and side views with dimensions.

- Top View:** Shows a circular flange with a central hole of diameter $\phi 40$. The outer diameter is $\phi 100$. There are eight bolt holes arranged in a circle with a diameter of $\phi 80$. The thickness of the flange is 10 .
- Front View:** Shows the flange with a central hole of diameter $\phi 40$ and eight bolt holes. The thickness is 10 .
- Side View:** Shows the flange with a central hole of diameter $\phi 40$ and eight bolt holes. The thickness is 10 .

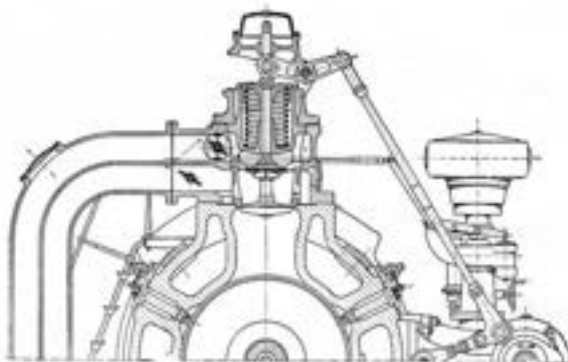
153/726

Bij de volgende nokbevestigingsconstructie, zie de volgende figuur, wordt de nok gedeeld uitgevoerd. Het bovenste deel is voorzien van twee scharnierbouten waarmee dit tegen het onderste deel wordt aangetrokken. Het onderste deel is van een inlegspie voorzien. Met deze constructie kan de nok makkelijk versteld worden en kan volstaan worden met een eenvoudige gladde as.

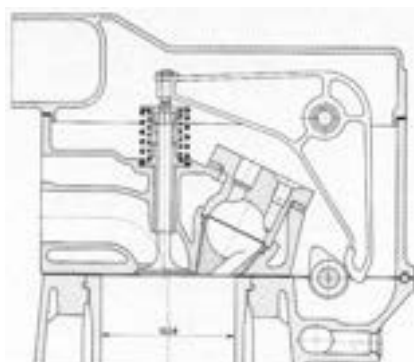


Nokbevestiging m.b.v. koppelbouten en inlegspie (Wilton-Fijenoord-MAN)

Het openen en het sluiten van de kleppen geschiedt met hefboomen die draaibaar om een as zijn aangebracht.



Klephefboom met stoterstang (Ehrhardt & Sehmer)



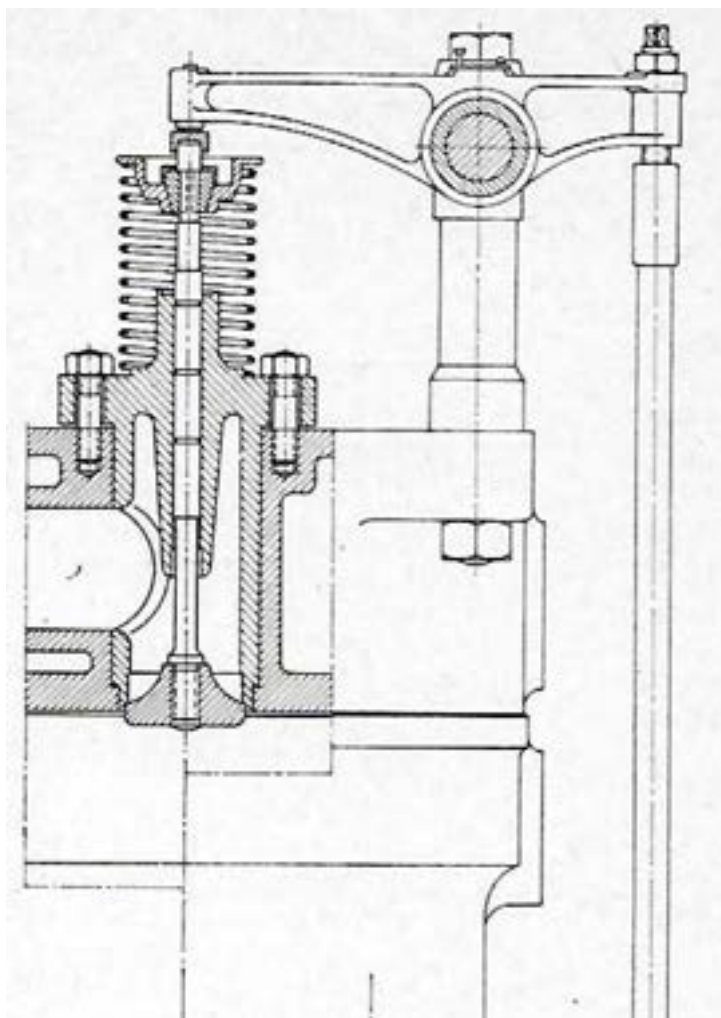
Klephefboom direct op de nokkenas (Werkspoor)

Soms wordt de stelbout voor het instellen van de klepspeling in het hefboomeinde boven de klep geplaatst, zoals bij de Werkspoor dieselmotor het geval is (zie de afbeelding hierboven).

Bij de Ehrhardt & Sehmer gasmotor wordt de klepspeling met een stoterstang, voorzien van een linkse en rechtse schroefdraad, gecorrigeerd. Een aantal motorfabrikanten plaatst de stelbout in de hefboom boven deze stoterstang.

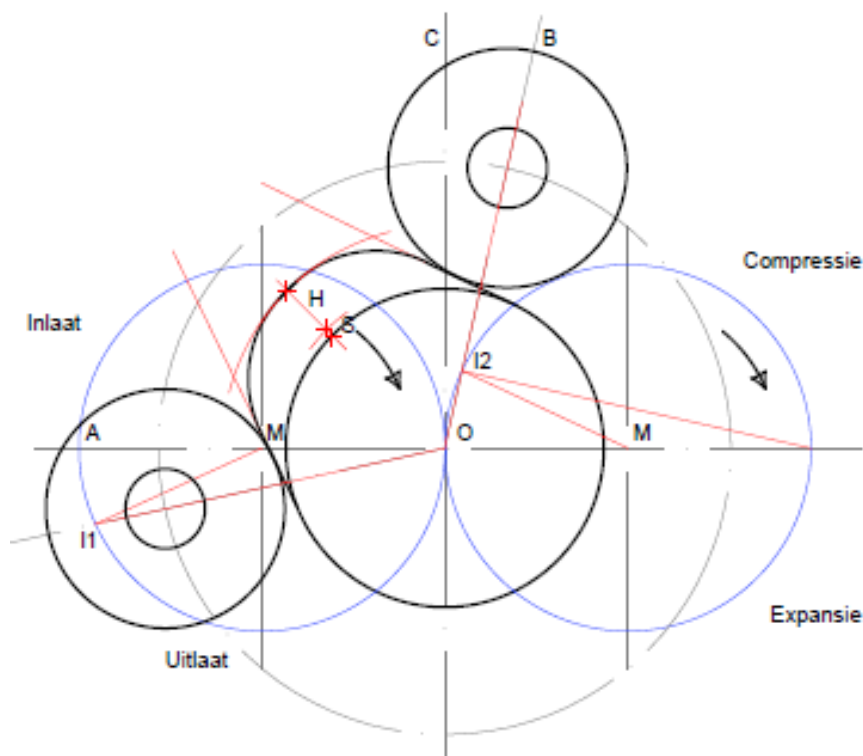
Onder de klepstoterstang met aan het eind daarvan ook een rol, met vlakke of bolle voet, bevindt zich de nokkenas waarop de nok is aangebracht. Bij het wentelen van de nokkenas lichten deze rollen of voeten, met tussenkomst van een stoterstang, de hefbomen en daarmee de betreffende klep. Als het ene einde van de hefboom op de nok rust, wordt de gewenste klepbeweging direct aan de nok ontleend.

De stand en de vorm van de nok bepalen de momenten van openen en sluiten van de klep. De verhouding van de hefboomarmen bepaalt samen met de nokhoogte de afstand waarover de klep wordt geopend.



Klephefboom met stoterstang (De Industrie)

Om de stand en de vorm van de nok te bepalen, maakt de constructeur gebruik van het zogenaamde nokkendiagram van Magg (zie de volgende afbeelding). Met een willekeurige viertaktmotor als voorbeeld wordt uitgelegd hoe op grafische wijze hiermee de stand op de nokkenas en bij benadering de vorm van de nok kan worden afgeleid van eerst de inlaatklep en vervolgens in dezelfde tekening ook de uitlaatklep.



Nokkendiagram Magg voor inlaatklep

We tekenen voor dit doel twee cirkels naast elkaar met een gelijke diameter, gelijk aan de zuigerslag, en we veronderstellen dat de kruk eerst de bovenhelft en daarna de onderhelft van de hier met een blauwe kleur aangegeven cirkels doorloopt. De halve cirkelomtrekken komen dan achtereenvolgens overeen met inlaat, compressie, expansie en uitlaat, zoals in de tekening is aangegeven.

We zetten in de linker (blauwe) cirkel met een rode lijn de krukstand M I1 uit. Dit is de stand waarbij de inlaatklep moet worden geopend. De kruk doorloopt dan de hoek I1 M A alvorens in top te komen. Deze hoek bedraagt in dit voorbeeld 25 krukgraden. Omdat het een viertaktmotor betreft, moet de nokkenas half zo snel draaien en dus een hoek doorlopen die de helft is van I1 M A . Deze hoek vinden we door de lijn I1 O te trekken, want I1 O A is een zogenoemde omtrekshoek die altijd de helft is van de middelpuntshoek in dezelfde cirkel.

De inlaatklep sluit, wanneer de compressieslag al is begonnen. We geven dit in de rechter (blauwe) cirkel aan met I2. De hoek die we hiervoor in dit voorbeeld gebruiken, is 25 krukgraden na bodem. De hoek C O B die de nokkenas doorloopt, is volgens de hiervoor aangegeven wetmatigheid de helft van de hoek I2 M O.

Gedurende de hele inlaatperiode draait de nokkenas over de hoek L1 O B. Uitgedrukt in booggraden is dat 115 graden ($12,5 + 90 + 12,5$). De krukas is in die periode 230 graden verdraaid.

We tekenen de nokkenschijf met een straal op willekeurige grootte, bijvoorbeeld op ware grootte. De nokkenschijf draait onder de hefboom- of stootstangrol door, in deze figuur linksom, maar we krijgen hetzelfde resultaat wanneer we ons voorstellen dat de rol in tegengestelde richting, dus rechtsom draaiend, langs de nokkenschijf loopt.

De praktische uitvoering moet zo zijn dat de rol de schijf niet raakt zolang de klep niet moet worden gelicht, omdat er anders geen zekerheid bestaat dat de klep ook werkelijk afsluit. De afstand van de rol tot het ronde gedeelte van de schijf heet rolspeling. We tekenen de rol op dezelfde schaal als de nokkenschijf, met het middelpunt op de lijnen I1 O en B O, rekening houdend met de rolspeling. In de eerste stand I1 moet de rol juist raken en in de tweede stand I2 juist loslaten.

De flanken van de rol vinden we dan door een gemeenschappelijke raaklijn te trekken aan de rol en de nokkenschijf. In de tekening is de rolspeling S overdreven groot weergegeven om duidelijk te maken hoe de raaklijnen moeten worden geconstrueerd.

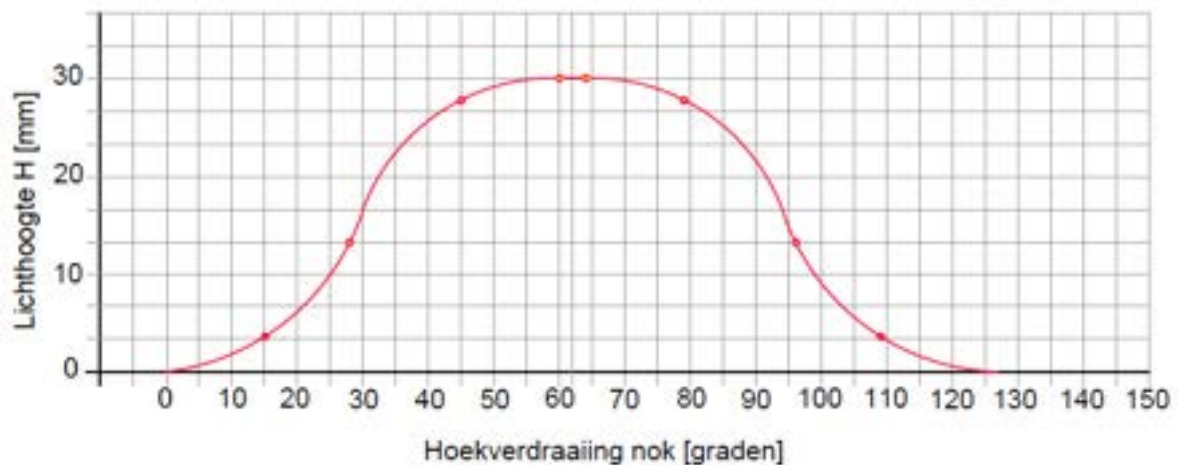
Het midden van de nok vinden we door de hoek I1 O B doormidden te delen, en de hoogte van de nok ($H + S$), door op deze lijn de lichthoogte H van de rol en de rolspeling S af te zetten. De lichthoogte H van de rol wordt gevonden door de gewenste lichthoogte van de klep te vermenigvuldigen met de verhouding van de klephefboomarmen. Door het gevonden punt trekken we een cirkel die we naar de raaklijn (flanken) met een flinke straal afronden.

De juiste vorm van de afronding kunnen we alleen door middel van berekening goed bepalen en wordt door constructeurs bepaald door de snelheid van de gasstroom en daaruit de gewenste lichthoogte van de klep bij elke krukstand af te leiden. Ook daarbij moeten compromissen worden gesloten. Maken we namelijk de nokflank steil, dan opent en sluit de klep snel en blijft lang in de stand 'vol open' staan. De slijtage is dan groot, terwijl de beweging, vooral bij hoge snelheden, allerm minst geruisloos is.

Het andere uiterste bereiken we door de nokflank tot het hoogste punt van de nok te laten doorlopen. Het openen en sluiten gebeurt dan langzaam, maar de klep staat slechts een kort moment vol open. De gastemperatuur, maar ook de snelheid bij het openen van bijvoorbeeld de uitlaatkleppen, is dan hoog wat sneller leidt tot verbrande kleppen.

Ook moeten we er rekening mee houden dat er bij het openen van de klep aan de bewegende delen een versnelling moet worden gegeven, wat bij steile nokken grote wrijving en dus slijtage veroorzaakt. Juist door deze versnelling bestaat de kans dat de rol loslaat van de nok, zodat kleppen en een onregelmatige beweging ontstaat. Behalve in een juiste spanning van de klepveer moet het voorkomen daarvan worden gevonden in de juiste vorm van de nok.

Hieronder wordt in het tijd-wegdiagram de lichthoogte van de inlaatklep van een viertaktmotor, in relatie tot de hoekverdraaiing van de nok weergegeven. Het openen tot het moment van sluiten van de klep omvat 128° van de nok en dus 256° van de kruk. De armen van de hefboom zijn in dit geval even lang.



Tijd-wegdiagram

Voor geruisloos openen van de kleppen, is het nodig dat de rolspeling c.q. de klepspeling zo gering mogelijk wordt gehouden. Bovendien moet deze regelmatig worden gecontroleerd omdat, zo kunnen we uit het nokkendiagram afleiden, bij verandering van de speling het moment van openen en sluiten ook verandert en de prestaties van de motor daardoor afnemen. De invloed van de speling s , uitgedrukt in booggraden, is te berekenen met behulp van de navolgende formule.

In het hierna afgebeelde Magg-diagram voor de constructie van de inlaatnok is met groene lijnen de rechthoekige driehoek aangegeven die gevormd wordt door de gemeenschappelijke raaklijn aan de nokschijf en de nokrol, alsmede de hartlijn van de rol met de nok.

$$\cos \varphi = \frac{R_n + R_r}{R_n + R_r + S} = [^\circ]$$

Hierbij is:

R_n de straal van de nok (in het voorbeeld 20 mm)

R_r de straal van de rol (in het voorbeeld 15 mm)

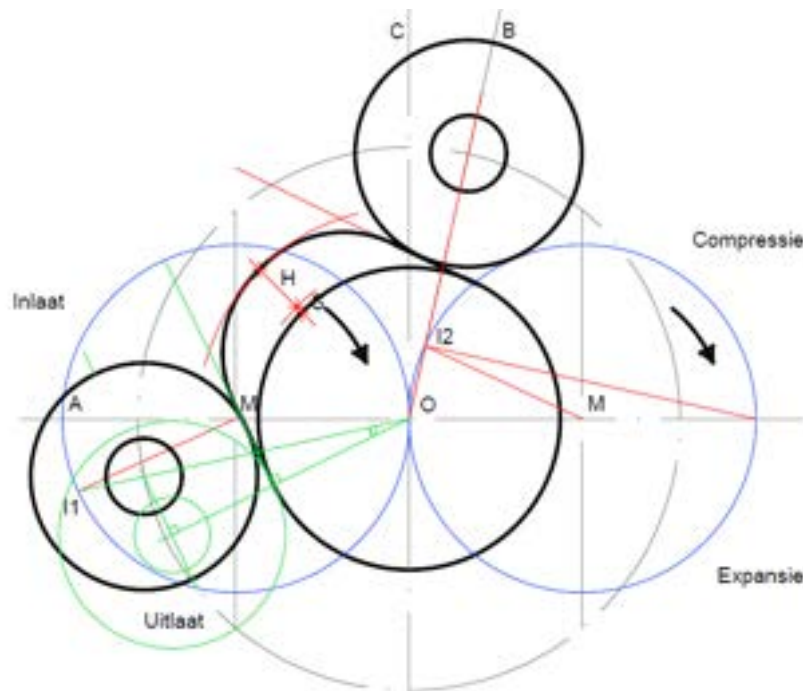
S de rol- of klepspeling (in het voorbeeld 1 mm)

Met een klepspeling van 1 mm bedraagt deze voorloophoek:

$$\cos \varphi = \frac{20 + 15}{20 + 15 + 1} = 0,972 = 13,5 [^\circ]$$

Uit de berekening volgt dat de nokkenschijf als gevolg van de noodzakelijke klepspeling een hoek van 13,5 booggraden moet afleggen, voordat begonnen wordt met het lichten van de klep. Als de klepspeling door een of andere oorzaak 2 mm wordt, dan moet de nokkenschijf, zo valt te berekenen, 18,9 graden verdraaien, dus ongeveer 5,5 booggraden meer dan bij een speling van 1 mm.

Dit betekent in dit voorbeeld dat de inlaat 11 krukgraden later begint en daardoor de motor behoorlijk ontregeld wordt. Bij afname van de rolspeling zal de voorloophoek kleiner worden en de motor in dezelfde mate ontregelen.



Grafische voorstelling invloed klebspeling

De rol- of klebspeling is als gevolg van uitzetting bij koude en warme motor niet altijd even groot. Bovendien is er verschil in uitzetting tussen de in- en de uitlaatklep. Aanbevolen wordt dan ook de klebspeling te controleren en te corrigeren bij warme motor.

Door de motorfabrikant worden in de onderhouds- en bedieningshandleiding deze afstelgegevens vermeld. Een voorbeeld hiervan is hierna afgebeeld:

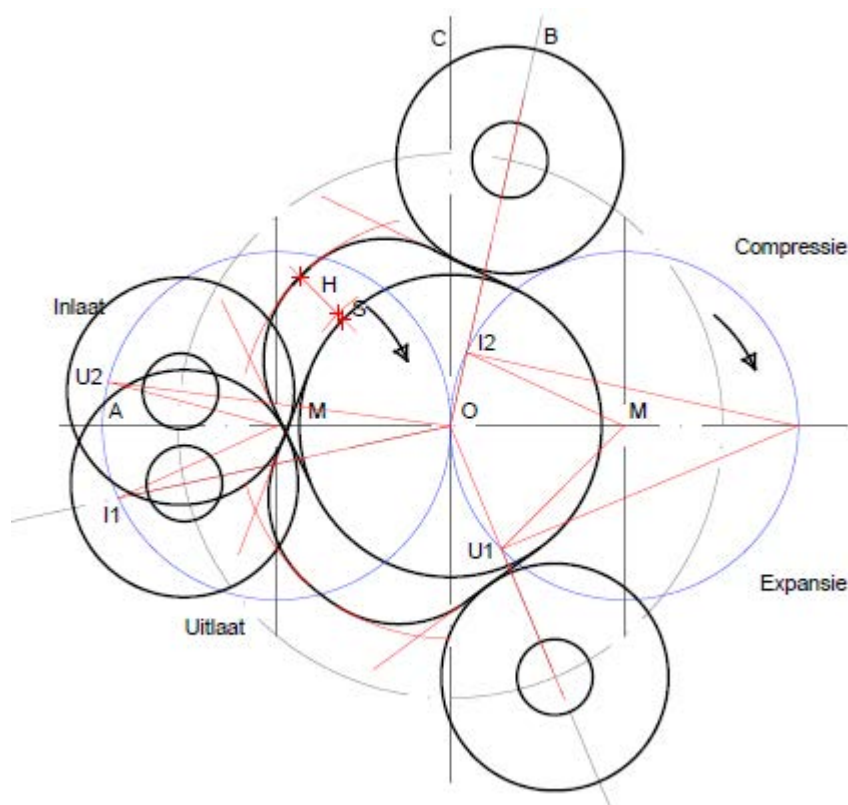
Afstelling	Inlaat	Uitlaat koud	Uitlaat warm
Rolspeling	0,25 mm	0,5 mm	0,25 mm
Openen	30° VDPT I	39° VDPB II	42° VDPT II
Sluiten	30° NDPB I	15° NDPT I	18° VDPT I

Afstelgegevens viertaktmotor (Werkspoor)

De invloed van een koude of warme motor is voor de afstelling van de rolspeling van de inlaatklep niet van belang. Voor de uitlaatklep wel, want ondanks dat de rolspeling voor de uitlaatklep bij warme motor met de helft wordt gereduceerd loopt de kruk 3 graden voor ten opzichte van de afstelling bij koude motor. In dit verband verstaan we onder een koude motor een motor op een gemiddelde omgevingstemperatuur van ongeveer 10° C.

Onder een warme motor verstaan we een motor die enige tijd in bedrijf is geweest en een (koelwater)temperatuur heeft van ongeveer 65° C. Aanbevolen wordt de rolspeling te controleren en te corrigeren bij warme motor, dus direct na het uitbedrijf nemen. De wijze waarop dit moet gebeuren, wordt verderop in deze Leidraad behandeld. Bij het ontbreken van deze afstelgegevens is het zaak deze zelf op te stellen door middel van opmeten en reconstructie waarbij de theoretische verhandeling in deze Leidraad gebruikt kan worden.

De nokken moeten verder zo op de nokkenas worden bevestigd dat achtereenvolgens de inlaat- en uitlaatklok in functie komen. De onderlinge hoekverdraaiing wordt ook met behulp van het nokkendiagram van Magg bepaald. In de onderstaande figuur is de tekenteknische constructie hiervan weergegeven. In de figuur is te zien dat de in- en uitlaatklok elkaar overlappen; er wordt dan gelijktijdig verbrandingslucht toegevoerd en verbrandingsgassen afgevoerd. Dit noemen we spoelen.

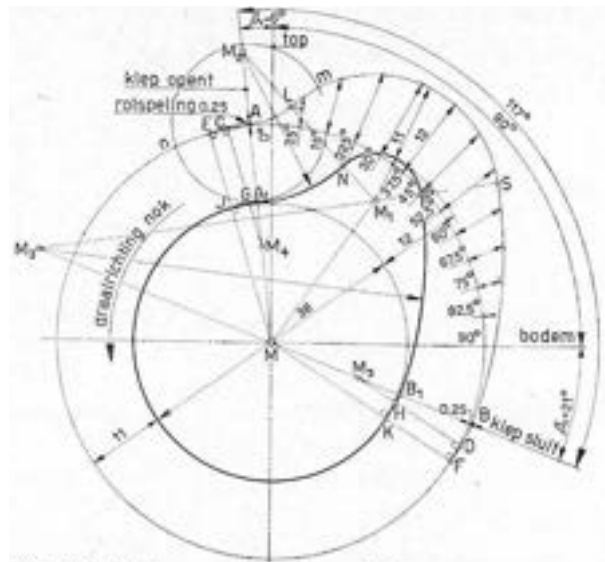


Nokkendiagram van Magg voor in- en uitlaat klep

De uiteindelijke vorm van de nok wordt door de constructeur van de motor berekend, op een mal overgebracht en met behulp van een kopieerfrees aangebracht.

Vervolgens wordt de nok gehard en nabewerkt door middel van slijpen. Hierbij wordt opnieuw van een mal gebruik gemaakt. Hierna wordt een voorbeeld gegeven van een nok die is berekend voor een nagenoeg constante gassnelheid over de klepopening.

Het resultaat is een nok met aan de oploopzijde een holle flank en aan de afloopzijde een bolle flank. Een dergelijke nok is aanmerkelijk moeilijker te maken dan een nok met rechte flanken en is de reden dat motorfabrikanten concessies doen met betrekking tot de gassnelheid en de nok van vlakke op- en afloopflanken voorzien.



Nok met holle oploop- en bolle afloopflank

4.8.4 Afstellen van kleppen

De klepspel wordt gemeten met een zogenaamde voelmaat; een op dikte geslepen strookje verenstaal. Meestal worden meerdere stroken van verschillende dikte gebundeld. Een dergelijke bundel, zoals hieronder is afgebeeld, heeft dan voelers die oplopen van 0,05 - 1 mm. Door twee voelers te combineren, kunnen we nagenoeg elke gewenste maat creëren.



Gebundelde set voelermaten

Niet zelden wordt de voelmaat geleverd door de fabrikant van de motor. Deze meestal enkelvoudige voeler bestaat dan uit een metaalstrook met een goed- en afkeurzijde.

De afkeurzijde bevindt zich aan de voorkant van de voeler en bestaat uit een kort stuk dunner, bijvoorbeeld 0,05 mm, geslepen materiaal.



Voeler met goed- en afkeurzijde

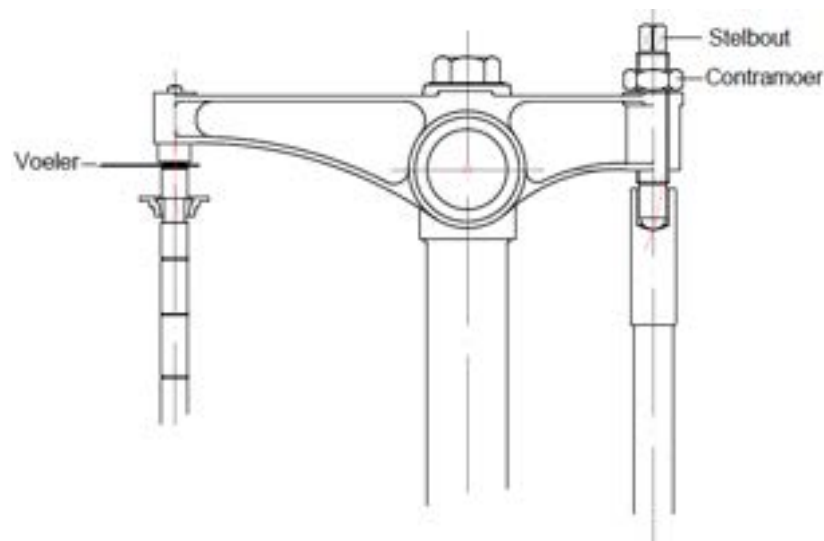
Het afstellen gebeurt door de stoterstang korter of langer te maken met behulp van een stelschroef op de klephefboom.

In de meeste gevallen meten we de speling tussen de klepsteelkop en de stelschroef of het glijstuk, als de stelschroef zich boven de stoterstang bevindt. In andere gevallen wordt de speling tussen de rol en de nok gemeten. Voordat we de speling vaststellen, moeten we er zeker van zijn dat de nok niet actief is. Dit kunnen we doen door van de betreffende cilinder de stand van de kruk op het vlieg wiel af te lezen, of visueel en/of handmatig de vrijloop van de rol vast te stellen.

De voelmaat steken we vervolgens tussen de hiervoor aangegeven plaats. Er kunnen zich dan drie situaties voordoen:

- De voeler kunnen we zonder enige weerstand tussen de twee meetpunten heen en weer bewegen. Dit betekent dat de klep speling te groot is en deze gecorrigeerd (verkleind) moet worden
- De voeler kunnen we niet of slechts met heel veel krachtsinspanning tussen de twee meetpunten krijgen. De klepspeling is dan te gering en moet gecorrigeerd (vergroot) worden.
- De voeler kan met een geringe weerstand tussen de meetpunten bewogen worden. De speling hoeft dan niet te worden gecorrigeerd.

De kracht waarmee gemeten moet worden, is moeilijk aan te geven. Om een en ander onder de knie te krijgen, kunnen we het beste een door een vakman afgestelde motor nameten.



Afstellen klebspeling

Het afstellen gebeurt door de contraoer van de stelbout los te draaien en de stelbout met de voeler tussen de twee meetpunten net zolang aan te draaien tot er enige weerstand wordt ondervonden. De voeler zal in dat geval moeilijk te bewegen zijn. Vervolgens halen we de contraoer aan waarmee de speling in de schroefdraad wordt weggenomen en de voeler glijdend tussen de meetpunten zal bewegen.

Is dit niet het geval, dan moeten we deze handelingen herhalen waarbij we de stelbout al naar gelang de bevindingen meer of minder strak aandraaien. Bij het aanhalen van de contraoer moeten we ervoor zorgen dat de stelbout niet verdraaid door gebruik te maken van een goed passende sleutel (geen Bahco) met een voldoende lange steel. Voor het aanhalen van de contraoer verwijderen we de voeler om beschadiging hiervan te voorkomen.

Eerder is aangegeven de klebspeling af te stellen bij warme motor. Het spreekt voor zich dat dit na groot onderhoud niet mogelijk is. In dat geval stellen we eerst de speling af bij een koude motor waarna we direct na het proefdraaien, en de motor dus warm is, opnieuw de speling controleren en zo nodig corrigeren.

4.8.5 Nokkenasaandrijving

De nokkenas wordt door de krukas aangedreven. Bij viertaktmotoren -waar het arbeidsproces zich anders dan bij de tweetaktmotoren niet elke omwenteling, maar slechts eens in de twee omwentelingen van de krukas plaatsvindt- maakt de nokkenas het halve aantal omwentelingen. De overbrenging gebeurt met schroefwielen, conische of rechte tandwielen of als de hartafstand tussen de krukas en de nokkenas groot is met kettingen. De toerenreductie (bij viertaktmotoren) vindt daarbij plaats door het aantal tanden van het gedreven wiel de helft te laten bedragen van dat van het drijvende wiel. Het maakt daarbij niet uit hoeveel tanden het eventuele tussenwiel heeft.

De tandwielen of ketting voor de nokkenasaandrijving van stationaire dieselmotoren worden berekend voor een over te brengen vermogen als percentage van het effectieve vermogen van de betreffende motor.

Aandrijving	Viertaktmotor	Tweetaktmotor
Nokkenas in- en uitlaatkleppen, brandstof- en aanzetkleppen	2 %	—
Nokkenas brandstof- en aanzet kleppen	—	1 %
Brandstofpompas	3 %	3 %
Gecombineerde nokkenas-aandrijving voor kleppen en pompen	5 %	4 %

Rekenvermogen voor de nokkenasaandrijving

Volgens bovenstaande tabel moet voor een viertaktmotor met een effectief vermogen N_e van 1050 pk en een toerental van 375 omw/min met het volgende rekenvermogen rekening worden gehouden:

$$N_t = N_e \cdot \frac{5}{100} = 1050 \cdot \frac{5}{100} = 52,5 \text{ [pk]}$$

Dit resulteert in een koppel M_1 van:

$$N_t = \frac{M_1}{75} \cdot \omega$$

Of:

$$M_1 = \frac{N_t \cdot 60 \cdot 75}{2 \pi n} = \frac{52,5 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 3,14 \cdot 375} = 100 \text{ [kgm]}$$

Als de diameter van het tandwiel dat de nokkenas aandrijft 325 mm is, dan wordt de omtrekkracht, dus de kracht op de tanden van het betreffende tandwiel:

$$P = \frac{M_1}{\frac{D_{tw}}{2}} = \frac{100}{\frac{0,325}{2}} = 615 \text{ [kg]}$$

Dit is de kracht waarmee tegen de tanden die op dat moment op elkaar ingrijpen wordt geduwd of in geval van een kettingoverbrenging aan de ketting wordt getrokken.

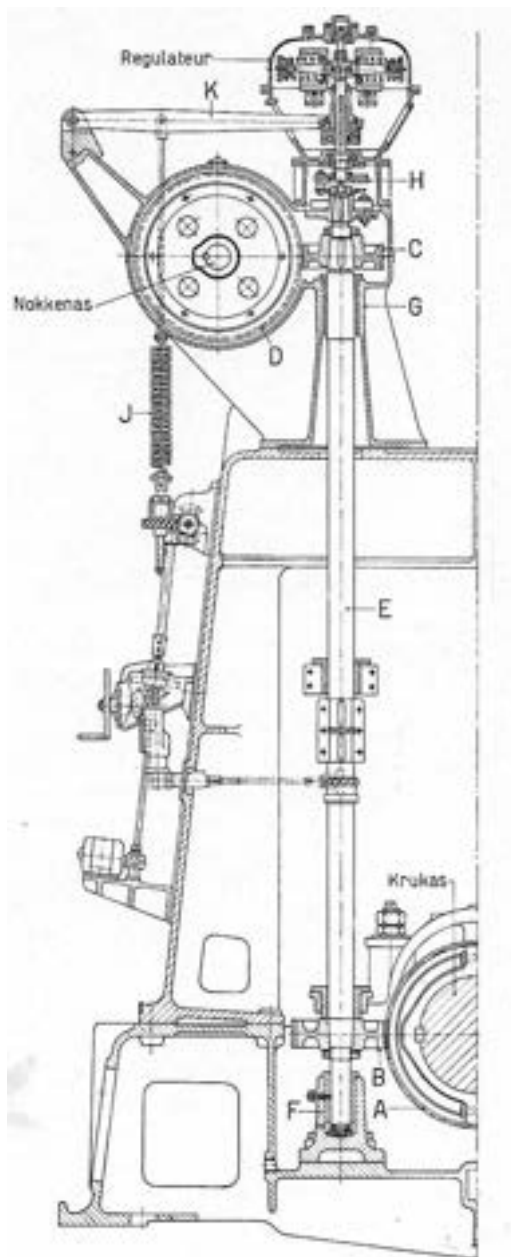
4.8.6 Schroefwieloverbrenging

Schroefwielen en conische tandwielen voor de aandrijving van de nokkenas treffen we vooral aan bij oude motoren, dus ook bij de motoren in de museale poldergemalen. Bij gebruik van schroefwielen of conische tandwielen is een tussenas nodig.

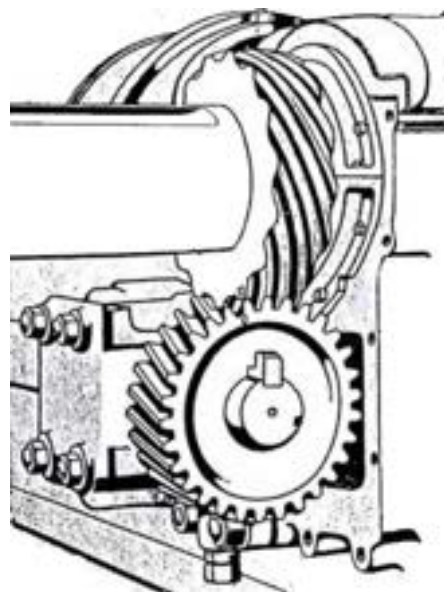
Bij deze doorgaans hoge of lange motoren, zijn de afstanden te groot om die met alleen tandwielen te overbruggen. Bij schroefwielen glijden de tanden over elkaar, derhalve werken zij geruisloos. Anders dan bij tandwielen met rechte of schuine vertanding die zich afwikkelen, moet in verband met slijtage bij schroefwielen extra aandacht aan de smering worden besteed.

De schroefwielen voor de nokkenasaandrijving van 'modernere' motoren zijn daarom in een gesloten oliebad aangebracht en van spatsmering voorzien. Schroefwielen zijn minder geschikt voor het overbrengen van grote koppels.

Hieronder zien we de perspectieftekening van de schroefwielconstructie van een horizontaal opgestelde Crossley viertaktmotor. Voor de duidelijkheid is het zonder de omkasting/oliebad getekend.



Nokkenasaandrijving met schroefwieloverbrenging

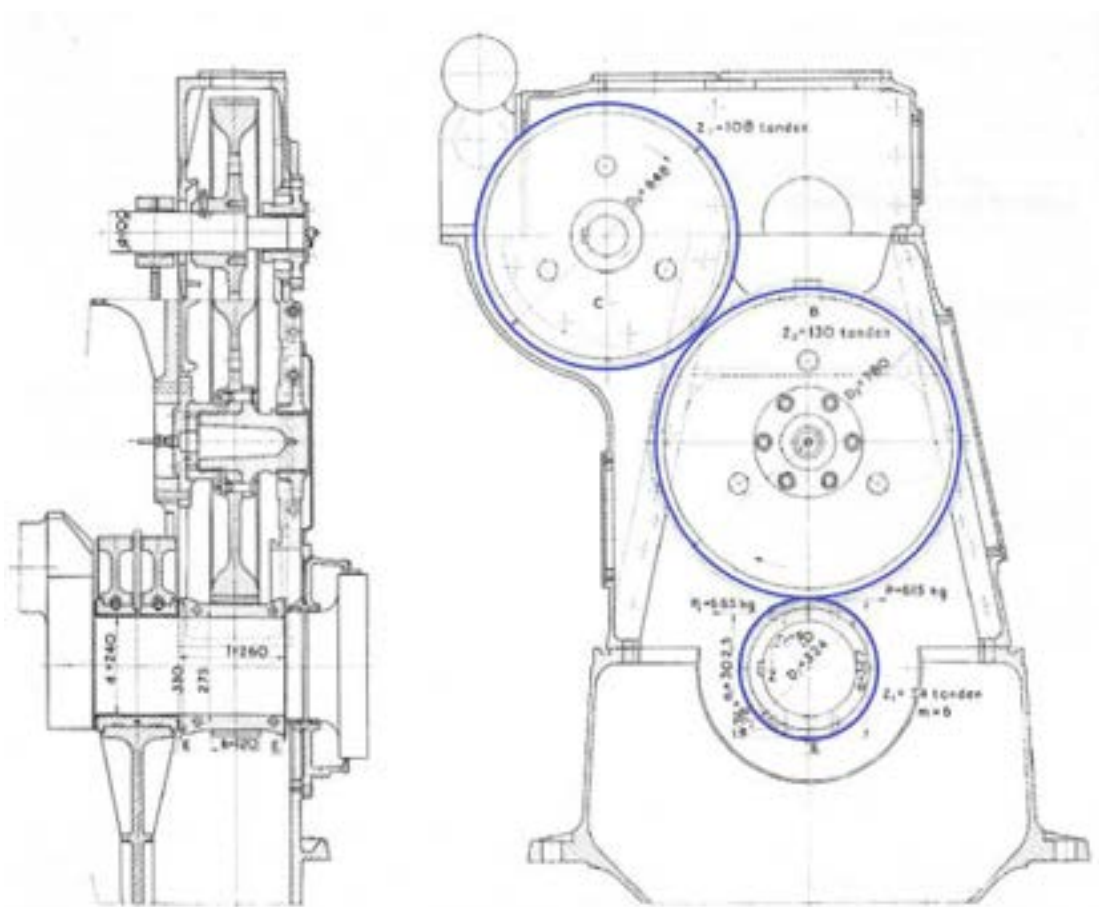


Schroefwielconstructie Crossley motor

4.8.7 Tandwieloverbrenging

Bij verticale machines en geringe afstanden tussen de hartlijn van de krukas en die van de nokkenas passen we meestal tandwielen toe voor de aandrijving van de krukas. Dit zijn wielen met een rechte of schuine vertanding voor een geruislozer bedrijf. Voor de constructie, materiaalkeuze en fabricage van tandwielen wordt hier verwezen naar de paragraaf over overbrengingen in deze Leidraad.

De aandrijving geschiedt vanaf een plaats die dicht bij het vliegwiel ligt. De torsietrillingsuitwijking - zie hiervoor de betreffende paragraaf van deze Leidraad - is daar gewoonlijk het kleinst. Daar staat tegenover dat de niet-aandrijfszijde van een motor gunstiger is wat betreft plaatsruimte en toegankelijkheid van de tandwielen en kettingen voor de overbrenging.



Voorbeeld van een tandwieloverbrenging met tussenwiel (Smit-MAN dieselmotor)

Met de bovenstaande figuur wordt de aandrijftrein voor de nokkenas van een Smit-MAN viertaktdieselmotor weergegeven. Bij de motor van deze fabrikant bevindt de aandrijving zich aan de aandrijfszijde van de machine. Het gedeelde drijvende tandwiel is tussen het krukaslager en de koppelflens, waaraan het vliegwiel (niet getekend) is bevestigd, geplaatst en bestaat uit twee delen waarop de tanden zijn gesneden. In de ene helft is een spiebaan gestoken.

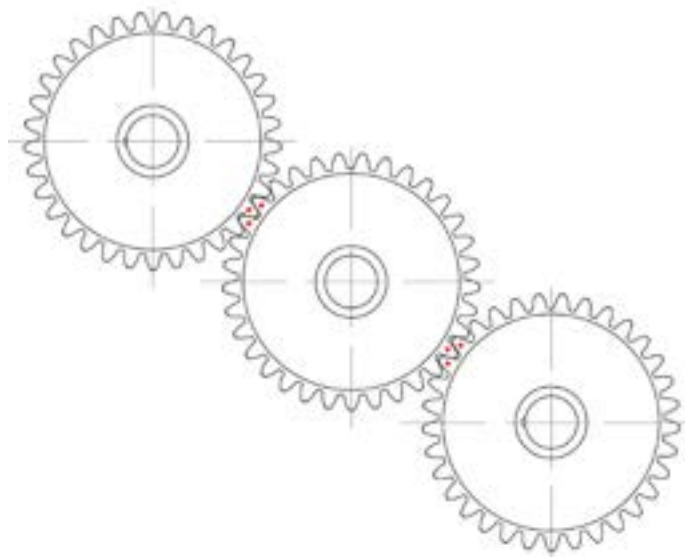
De twee delen worden met pasbouten bijgehouden en op de krukashals geklemd. De deling van het wiel vindt plaats over twee diametraal gelegen tandholtes.

De overbrengingsverhouding kan worden berekend met de gegevens van het aantal tanden op de wielen en bedraagt:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \times \frac{n_2}{n_3} = \frac{54}{130} \times \frac{130}{108} = \frac{1}{2}$$

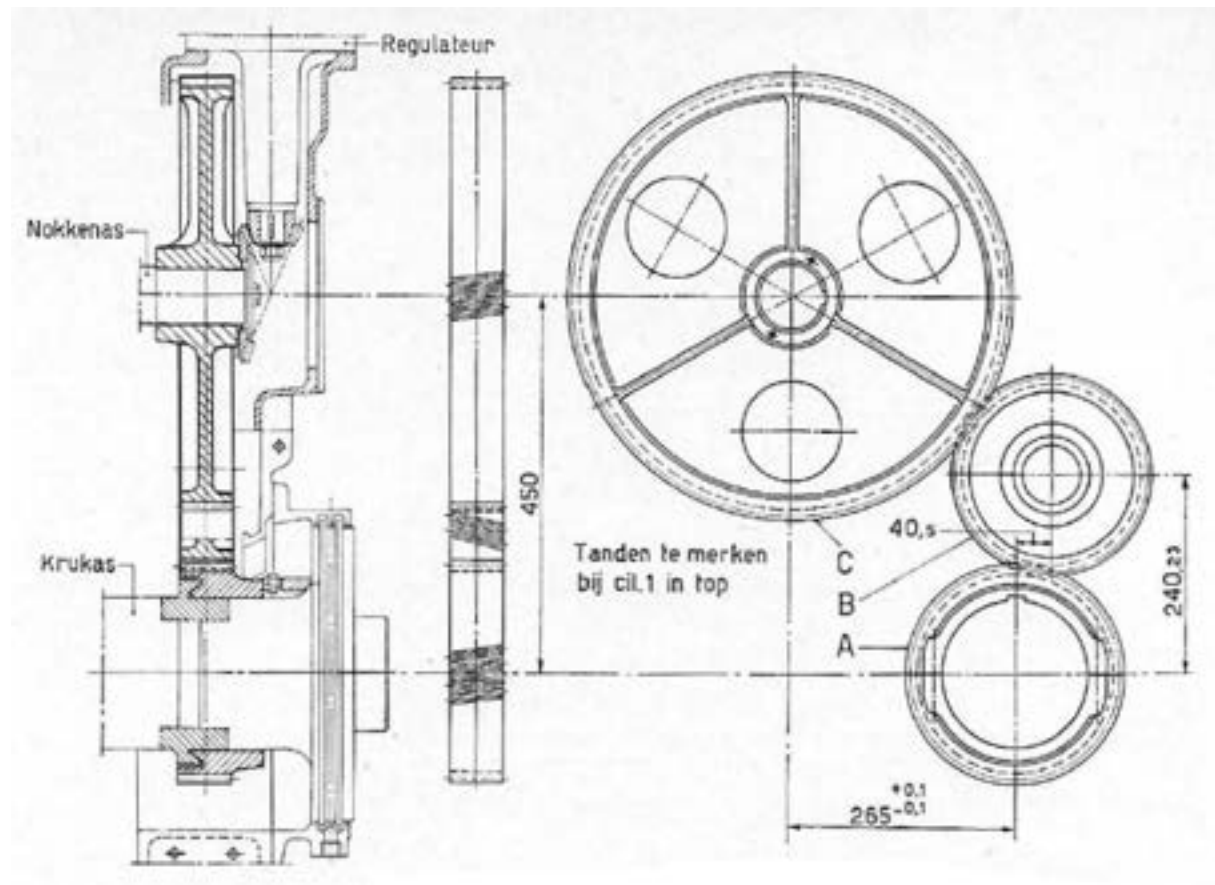
Het toerental van de nokkenas is dus de helft van het toerental van de krukas. Hieruit kan worden afgeleid dat het een viertaktmotor betreft. Uit de berekening kan ook worden afgeleid dat het aantal tanden van het tussenwiel er voor de overbrengingsverhouding niet toe doet.

Het tandwiel van de nokkenas is op de as geperst en tegen verschuiving geborgd met een bout. Het tandwiel is voorzien van een inlegspie om verdraaien te voorkomen. De stand van de tandwielen wordt na het aanbrengen op de flank van het wiel gemerkt met een centerpons. Er is dan maar één mogelijkheid om bij montage -na bijvoorbeeld een revisie- de tandwielen terug aan te brengen. De merktekens worden van fabriekswege bij één bepaalde zuigerstand aangebracht: bijvoorbeeld cilinder 1 in top. Zijn deze merktekens niet aangebracht of door beschadiging verloren gegaan, dan moeten ze voor een revisie alsnog of opnieuw aangebracht worden.



Merktekens op tandwielen

Gedeelde tandwielen worden gewoonlijk van gesmeed of gietstaal gemaakt, de ongedeelde wielen meestal van gietijzer, zoals onder andere de motorenfabrikant Werkspoor dit toepaste. De samenstelling van de aandrijftrein voor de nokkenas en de reguleur wordt met de hierna volgende figuur aangegeven.

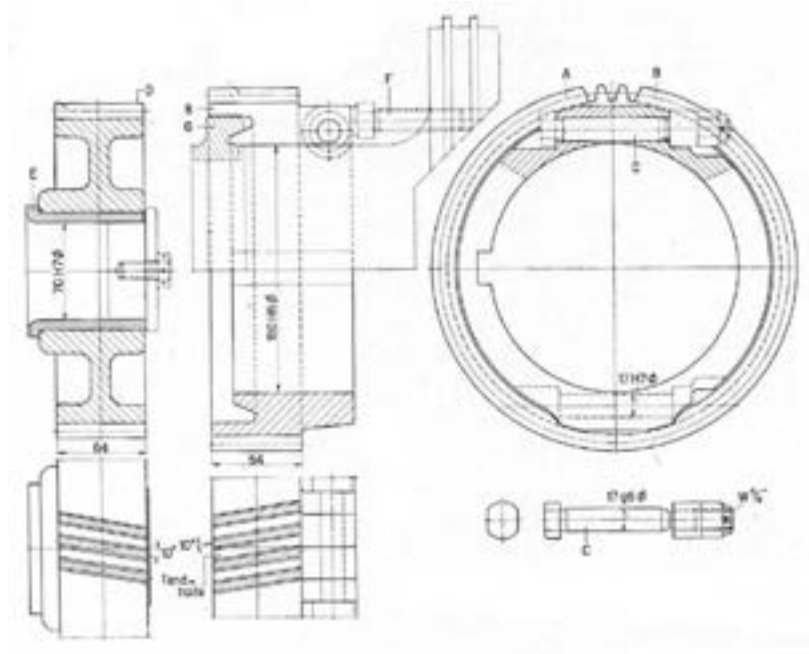


Tandwielaandrijving Werkspoomotor (type TMG 260)

Om een rustige gang van de tandwielen te krijgen, voorzien we deze van een schuine vertanding. Speciaal bij hoge toerentallen is dit van belang. Hierna zien we hoe Werkspoor deze tandwielen construeerde. Het tandwiel op de krukas is gedeeld. De beide helften A en B worden door pasbouten C met elkaar verbonden en door drukbouten F tegen het conusvormige binnenvlak van de rand G op de krukas gedrukt. De twee helften zijn hiermee goed opgesloten. De drukbouten zijn in de pasflens van het vliegwiel, hier niet getekend, geschroefd. Het tandwiel is tegen verdraaien op de as geborgd met een inlegspie.

Het gegoten tussenwiel D is voorzien van een bronzen bus E en draait om de tap van een stoel die aan het frame is bevestigd.

Het op de nokkenas bevestigde tandwiel is in dit voorbeeld ook gegoten. Het betreffende wiel is met een inlegspieverbinding op het zogenaamde verjongde deel van de nokkenas vastgemaakt. Het wiel wordt, samen met het conische tandwiel, met behulp van een dikke onderlegschijs en bout tegen de borst op de nokkenas gedrukt.



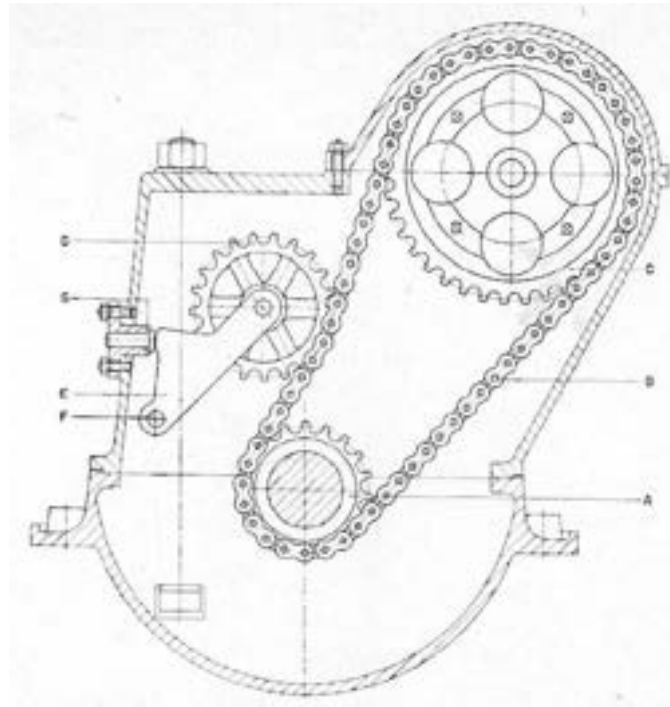
Tandwielen voor aandrijving nokkenas Werkspoormotor (type TMG 260)

De smering vindt plaats onder druk met sproeipijpjes tussen de aflopende delen van de twee op elkaar ingrijpende tandwielen. Deze plaats van de sproeipijpjes zorgt ervoor dat de smeerolie tussen de tanden wordt geperst en er niet onmiddellijk door de rotatiesnelheid van het wiel wordt afgeslingerd. Bij zogenaamde carter-inspecties moet de elektrische smeeroliepomp worden ingeschakeld of moet met behulp van de handsmeeroliepomp oliedruk worden opgebouwd en de werking van deze sproeipijpjes moet worden gecontroleerd.

4.8.8 Kettingoverbrenging

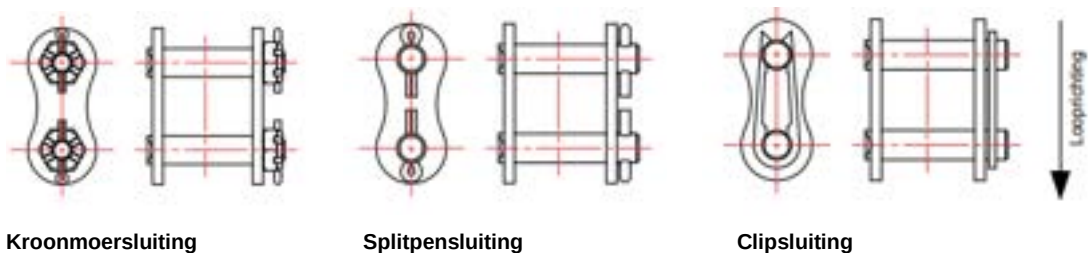
Voor een kettingaandrijving van de nokkenas bij motoren worden rollenkettingen toegepast. De Zwitser Hans Renold is de uitvinder (1880) van dit type ketting. Twee of soms meer kettingwielen zijn omspannen door een dergelijke ketting waarmee het vereiste vermogen wordt overgebracht. Door te variëren in de grootte van het kettingwiel kan net als bij tandwielen (het aantal tanden) het toerental worden veranderd.

Dit type ketting is samengesteld uit buiten- en binnenschakels. Aan de platen van de buitenschakels zitten stalen pennen. De platen van de binnenschakels zijn voorzien van stalen bussen. Om deze stalen bussen zitten draaibare gehard stalen rollen. In de bussen passen de pennen van de buitenschakels. Dankzij de rollen ontstaat er geen glijdende, maar een rollende wrijving tussen de ketting en de tanden van het kettingwiel.



Kettingaandrijving nokkenas De Industrie motor

Afhankelijk van het over te brengen vermogen voor het aandrijven van de nokkenas, worden de kettingen uitgevoerd met één (simplex), twee (duplex) of drie (triplex) rijen schalmen. De schalmen worden met de pennen aan de buitenschalmen samengevoegd, zoals in de volgende figuren is aangegeven. Behalve de las in de ketting worden de pennen in de buitenschalmen geklonken. Bij de las passen we voor het borgen een kroonmoer met splitpen, een splitpen of een speciale clip toe, zoals hieronder is aangegeven.



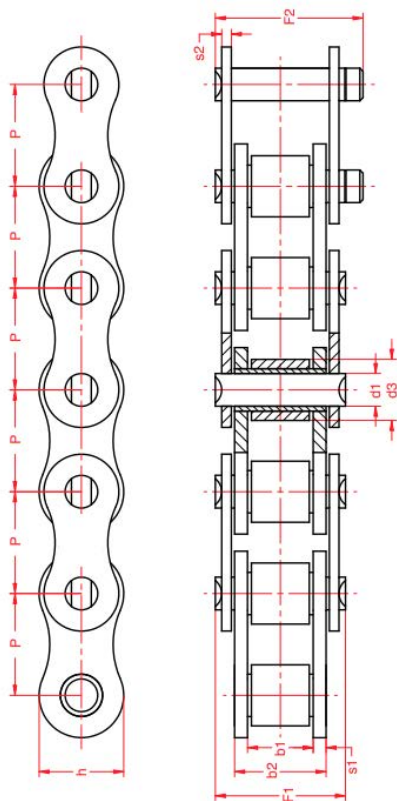
Kroonmoersluiting

Splitpensluiting

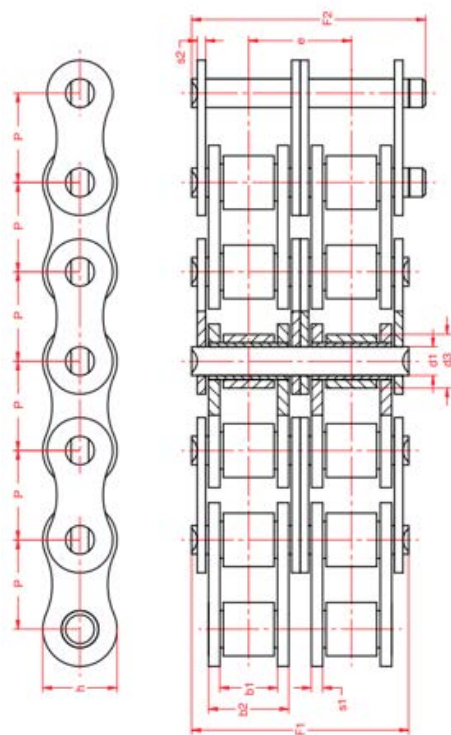
Clipsluiting

Bij het vervangen van de ketting kan al naar gelang de moer, splitpen of clip worden verwijderd en de ketting uit de motor worden genomen. Bij de vervanging moeten we opletten dat de onderlinge stand van de krukas en de nokkenas niet verschuift. Voor het verwijderen van de te vervangen ketting moeten beide posities goed gemarkeerd worden. Een gebruikelijke methode is om aan duwzijde de nieuwe ketting op de plaats van de las aan de te vervangen ketting te koppelen. En de motor net zo lang te tornen tot de oude ketting losgenomen kan worden en de nieuwe ketting 'gelast' kan worden. Het spreekt voor zich dat bij een dergelijke ingreep de spaninrichting zover als mogelijk wordt teruggesteld.

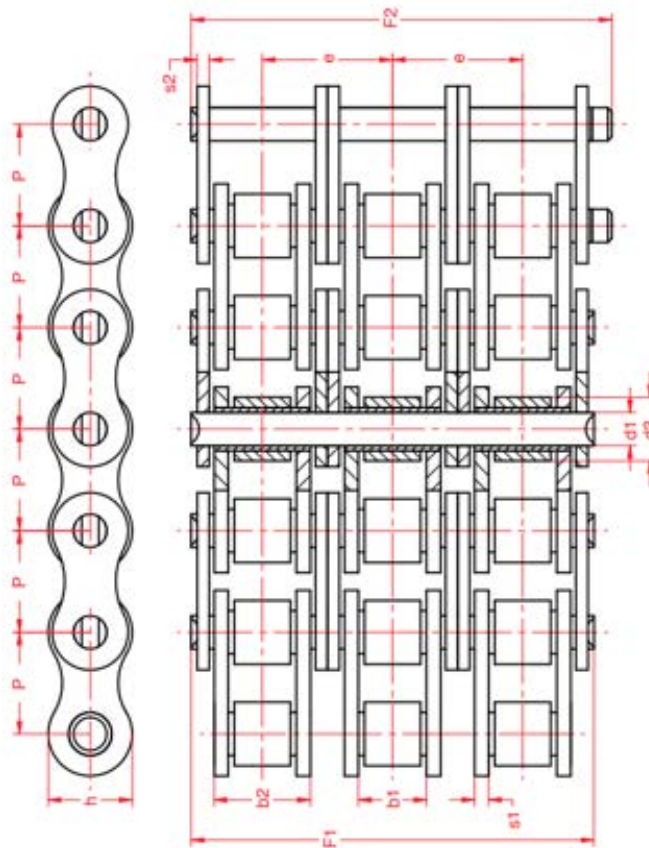
De kettingschalen, rollen en pennen worden tegenwoordig gemaakt van een veredelde staalsoort, zoals bijvoorbeeld C45 met hoge trekeigenschappen ($63 - 85 \text{ kg/mm}^2$). Deze staalsoort is veredeld met molybdeen (Mo), chroom (Cr), mangaan (Mn) en nikkel (Ni) en is vanwege het voldoende hoge koolstofgehalte ($0,42 - 0,5\%$) ook hardbaar of kan, zoals bij de rollen ingezet (oppervlakte harding) en daarmee van een harde en slijtvaste laag voorzien worden.



Simplex ketting



Duplex ketting



Triplex ketting

4.8.8.1 Kettingwielen

Kettingwielen worden op nagenoeg dezelfde wijze van tanden voorzien als tandwielen. Alleen wordt hier de steekcirkeldiameter afgeleid van de steek van de ketting en is geen veelvoud van een module of π ($\pi = 3,14$). Als p de kettingsteek is van het kettingwiel en er moeten z tanden op de schijf worden gefreesd, dan wordt de steekmiddellijn gevonden uit:

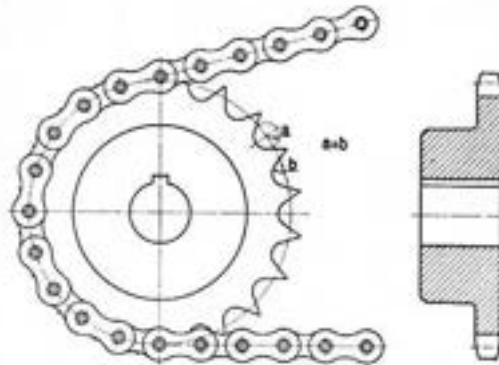
$$D_{st} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} \text{ [mm]}$$

Is bijvoorbeeld het aantal tanden van het kettingwiel 19 en de kettingsteek 38,1 mm, dan is de diameter van de steekcirkel:

$$D_{st} = \frac{38,1}{\sin \frac{180}{19}} = \frac{38,1}{0,1645} = 231,6 \text{ [mm]}$$

In bedrijf zal de ketting rekken en door slijtage komt er speling in de scharnierpunten. De rek en de slijtage zorgen ervoor dat de steek van de belaste ketting groter wordt. De ketting komt dan op een steekcirkel met een grotere straal te lopen. De vorm van de tanden moet dit mogelijk maken.

De volgende figuur geeft de vorm van de tanden weer, puntig met ongeveer rechte flanken. De straal van de tandholte komt overeen met de diameter van de kettingrollen.

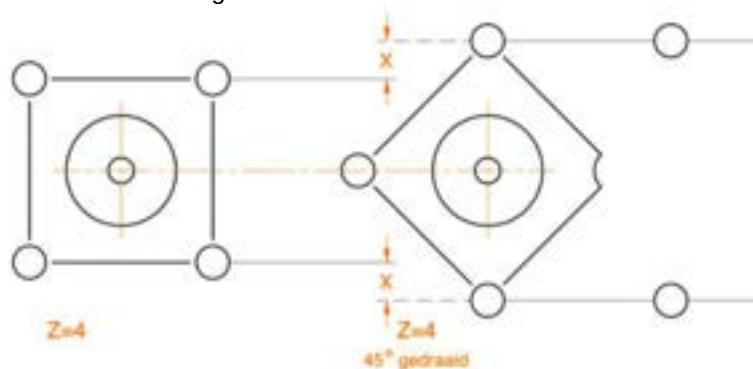


Tandvorm kettingwiel

Verder gelden een aantal constructieve wetmatigheden waarmee de ontwerper van de motor rekening houdt. Zo zal het minimumaantal tanden van het drijvende wiel, dus die op de krukas, 17 bedragen. Daarnaast moet de omspanning van het wiel minstens $\frac{1}{3}$ van de omtrek van het wiel bedragen. Bij motoren worden meestal kettingwielen met geharde tanden toegepast om slijtage tegen te gaan. Hierbij wordt ervoor gekozen om alleen het oppervlak van de tanden te harden, zodat de naaf taai blijft voor het overbrengen van de krachten. Voor de gedreven wielen en de spanwielen is het aantal tanden minder kritisch.

4.8.8.2 Polygoon-effect kettingaandrijving

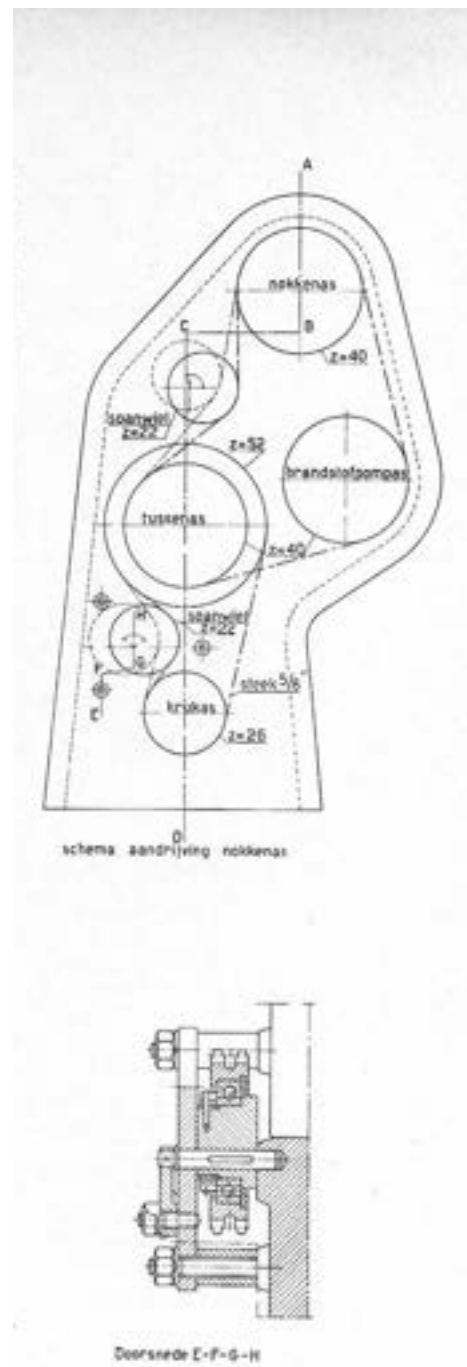
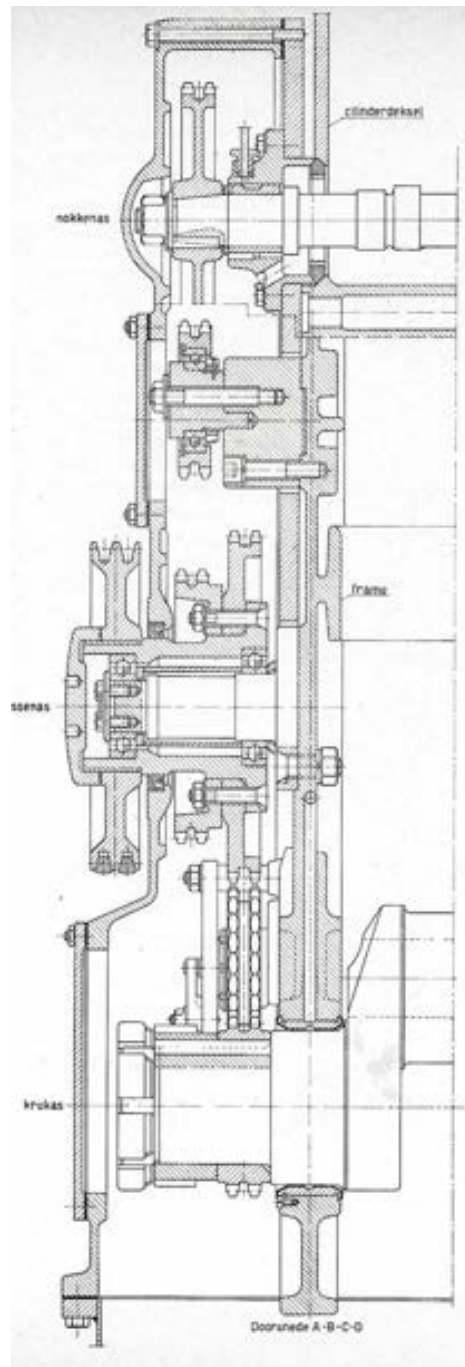
De ketting die om een kettingwiel loopt, zal ogenschijnlijk de steekcirkel van het kettingwiel volgen. In werkelijkheid beschrijven de schalmen een veelhoek (polygoon). Bij een kettingwiel met een gering aantal tanden, zoals bijvoorbeeld in de volgende figuur, zal de kettingschalm een grote hoek maken met de radiaal van het kettingwiel en varieert de afstand van de hartlijn van de ketting sterk ten opzichte van die van het kettingwiel.



Polygoon-effect

Met andere woorden de afstand x is groot waardoor ook de snelheid van de ketting sterk varieert. Dit veroorzaakt trillingen waardoor de ketting extra wordt belast en de ketting onder bepaalde omstandigheden (hoge snelheden) gaat klapperen.

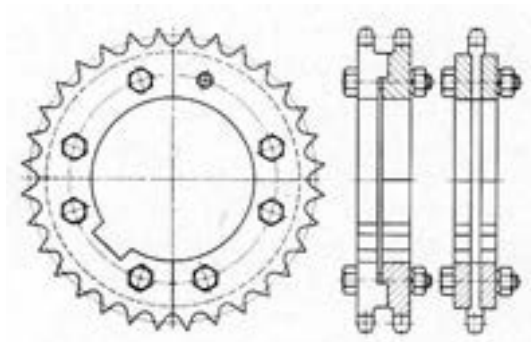
Het polygoon-effect vermindert door de toepassing van kettingwielen met een groter aantal tanden, dus grotere wielen of een kleinere steek van de ketting. Het klapperen van de ketting wordt onderdrukt door de spanrollen en/of de toepassing van een tussenwiel. Dit betekent dat de ketting steeds voldoende gespannen moet zijn en nieuwe kettingen, die aan het begin van de gebruiksperiode veel rek vertonen, regelmatig nagespannen moeten worden.



Kettingaandrijving nokkenas Werkspoormotor (type R 150)

Voor de constructieve uitvoering van een rollenkettinaandrijving verwijzen we naar de bovenstaande figuur. Omdat de aandrijvingen aan het vrije aseind van de motor zijn aangebracht en er dus voldoende in- en uitbouwruimte is, bestaan alle wielen hier uit één stuk. Het is een dubbele overbrenging met twee zogenaamde duplex kettingen. Het drijvende wiel op de krukas en het gedreven wiel op de nokkenas zijn met inlegspieën op de betreffende assen aangebracht. Voor een goede centrering en een vaste verbinding zijn de nokkenas en de naaf van het wiel conisch (1: 5) uitgevoerd.

In verband met torsietrillingsuitwijkingen is de meest gunstige plaats voor de nokkenasaandrijving dicht bij het vlieg wiel aan de drijvende zijde van de motor. Dit is echter de meest ongunstige plaats met betrekking tot bereikbaarheid van de ruimte van de wielen en de ketting. Daarom zijn we genoodzaakt het drijvende wiel deelbaar te maken. Hoe gedeelde kettingwielen kunnen worden



uitgevoerd, blijkt uit de hieronder afgebeelde figuur. Het deelvlak gaat steeds door twee tandkuilen. Bij een simplex ketting zijn dus twee halve ringen nodig: zie de rechter doorsnede. Betreft het een wiel voor een duplex ketting, dan kan de uitvoering gebeuren met vier halve ringen: zie de linker doorsnede. De onderlinge verbinding van de ringen gebeurt met pasbouten.

Gedeelde kettingwielen

4.8.8.3 Spaninrichtingen

De wrijving in het scharnierpunt van de rollenketting veroorzaakt slijtage. Dit heeft een lengtetoeename tot gevolg en maakt dat de ketting van tijd tot tijd moet worden nagespannen. De maximale lengtetoeename ligt tussen de 1 en 3%. De slijtage wordt beïnvloed door de smering en de optredende scharnierpuntdruk en kan gemeten worden met een kaliber.

Het kaliber wordt, daarbij 10 steken overbruggend, tussen de rollen van de ketting gestoken. Dit kaliber geeft niet alleen de nulpuntwaarde weer, maar ook de toelaatbare speling en de speling waarbij de ketting vervangen moet worden.

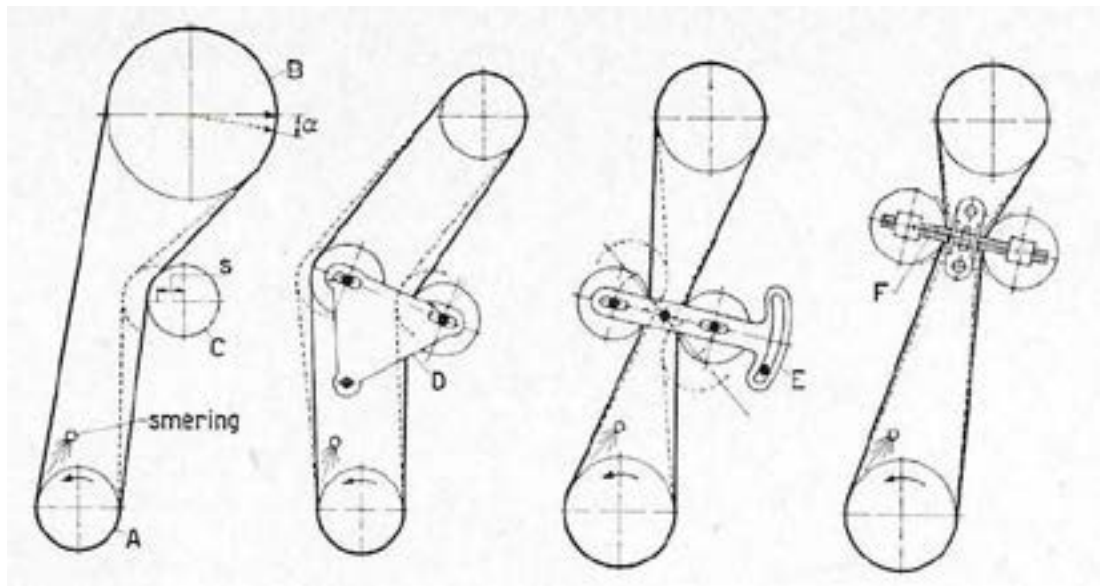


Kaliber voor het opmeten van de kettingspeling

Het opmeten moet bij elke grote revisiebeurt van de motor gebeuren. Naast het opmeten moet ook worden nagegaan of alle rollen gangbaar zijn.

Dit doen we door elke rol met de duim en wijsvinger één of meerdere keren rond te draaien. Als een rol niet soepel ronddraait, is dit een teken van ongelijkmatige slijtage van de rol en/of de bus waar deze om draait. Een dergelijke slijtage kan breuk van de ketting tot gevolg hebben met desastreuze gevolgen voor de in- en uitlaatkleppen en/of de zuigerbodems. De meetwaarden en de bevindingen van deze inspectie moeten worden opgetekend in een logboek of machinejournaal.

Als gevolg van de blijvende rek in een ketting en de slijtage zal deze langer worden en moet de ketting opnieuw gespannen worden. Voor het naspannen van de rollenketting wordt door de verschillende motorfabrikanten een aantal systemen toegepast. Hierbij wordt de spanrol aan één zijde (duwende part) of aan beide zijden (duwende en trekkende part) van de ketting aangebracht.



Principe werking spanrolsystemen

De inrichting van de verschillende systemen wordt verklaard met bovenstaande figuren. Het meest principiële verschil bij deze inrichtingen zit in het enkel- of dubbelzijdig opspannen. Bij het enkelzijdig opspannen verdraait de nok waardoor het tijdstip van openen en sluiten van de in- en uitlaatkleppen later begint en ook het begin en einde van de brandstofinspuiting verloopt. Dit maakt het noodzakelijk dat de nokkenas verstelbaar moet zijn en na elke opspanning van de ketting ook de nokkenas opnieuw moet worden afgesteld. In de figuur moet de nokkenas een hoek α worden teruggedraaid.

Dit euvel is overigens te voorkomen met een tussenas met kettingwiel, zoals Werkspoor bij de eerder afgebeelde motor type R150 heeft toegepast.

Het verloop bij het opspannen van het kettingwiel tussen de krukas en het tussenwiel is linksom, terwijl die van het tussenwiel en de wielen van de aan te drijven nokkenassen rechtsom is. Bij een nagenoeg gelijke lengte van de twee kettingen zal ook gelijke slijtage optreden en heeft het naspannen geen invloed op de stand van de nokken.

4.8.8.4 Smering

Een rollenketting bestaat uit onderdelen die tijdens bedrijf met grote trek- en drukkrachten over elkaar heen glijden. De belangrijkste contactvlakken die een goede smering nodig hebben, zijn de pen en de bus en tussen de bus en de rol omdat als gevolg van de scharnierde beweging van deze onderdelen er geen sterke smeerfilm kan worden opgebouwd, zoals het geval is bij roterende onderdelen. Om ervoor te zorgen dat deze onderdelen niet of minder slijten, is een goede smering van groot belang. In een verbrandingsmotor wordt de ketting gesmeerd met de motorolie waarmee ook de andere motor onderdelen worden gesmeerd. De smering vindt plaats onder druk met een sproeipijpje boven het trekkende deel van de ketting bij het drijvende kettingwiel. In de hiervoor afgebeelde figuur met de spanrolsystemen is de plaats van de sproeipijp aangegeven. De plaats aan de binnenkant van het kettingwiel zorgt ervoor dat de smeeroilie tussen de scharnierpunten dringt en niet onmiddellijk door de kettingsnelheid eraf wordt geslingerd.

4.9 Frames zuigers en cilinders

4.9.1 Motorframes

De frames die in het beginstadium van de ontwikkeling van motoren werden toegepast, werden voor zowel de horizontaal als verticaal opgestelde motor afgeleid van die van stoommachines. In een aantal van onze museale gemalen staan daar tastbare voorbeelden van. Dat het krachtenspel dat zich in een motor afspeelt niet 1 op 1 is te vergelijken met een stoommachine heeft ertoe geleid dat de motor sinds het begin van de twintigste eeuw ook wat betreft het frame een bijna revolutionaire ontwikkeling heeft doorgemaakt.

Een motorframe brengt de krachten die op de zuiger en de cilinder werken over op de zogenaamde voetplaat. De voetplaat rust op de machinefundatie die bij gemalen verankerd is in de constructie van het bemalingsgebouw. Samen zorgen ze ervoor dat het in de motor ontwikkelde koppel kan worden overgebracht op het aan te drijven werktuig of machine en dat daarbij voorkomen wordt dat de motor om zijn eigen as draait. Verder herbergt het frame de verschillende onderdelen die nodig zijn voor het in stand houden van het proces dat in de motor plaatsvindt. Ook biedt het plaats voor het onderbrengen van hulpstoffen, zoals smeerolie en zijn er constructies op aangebracht voor zogenaamde hulpwerktuigen. De hoge gasdrukken en temperaturen in de motor vereisen een sterke frameconstructie.

4.9.1.1 Materiaal en toe te laten spanning

Voordat het elektrisch lassen zijn intrede in de techniek deed, werd uitsluitend gietijzer voor de vervaardiging van motorframes gebruikt. De toe te laten buigspanning σ_b van gietijzer varieert tussen de 100 - 250 kg/cm². Frames van motoren waaraan hoge eisen werden gesteld, zoals bij scheepsmachines, werden van gietstaal en later geheel of gedeeltelijk van gelast plaatstaal gemaakt. Voor gietstaal kan met een toelaatbare buigspanning van $\sigma_b = 250 - 500$ kg/cm² rekening worden gehouden. Voor het taaiere plaatstaal houden we, afhankelijk van de staalsoort, bij berekeningen een buigsterkte aan van $\sigma_b = 400 - 800$ kg/cm².

Al sinds de jaren vijftig van de vorige eeuw wordt bij verticaal opgestelde motoren de cilinder verbonden met de voetplaat door lange doorgaande stalen bouten. Deze bouten met een toelaatbare treksterkte $\sigma_t = 800$ kg/cm² nemen de grote trekkrachten op, terwijl het frame aan de zijdelingse krachten wordt onderworpen. We bereiken hiermee een grote gewichtsbesparing, een minder stijve machine en een betere toegankelijkheid voor onderhoud van de hoofdas- en krukpenlagers.

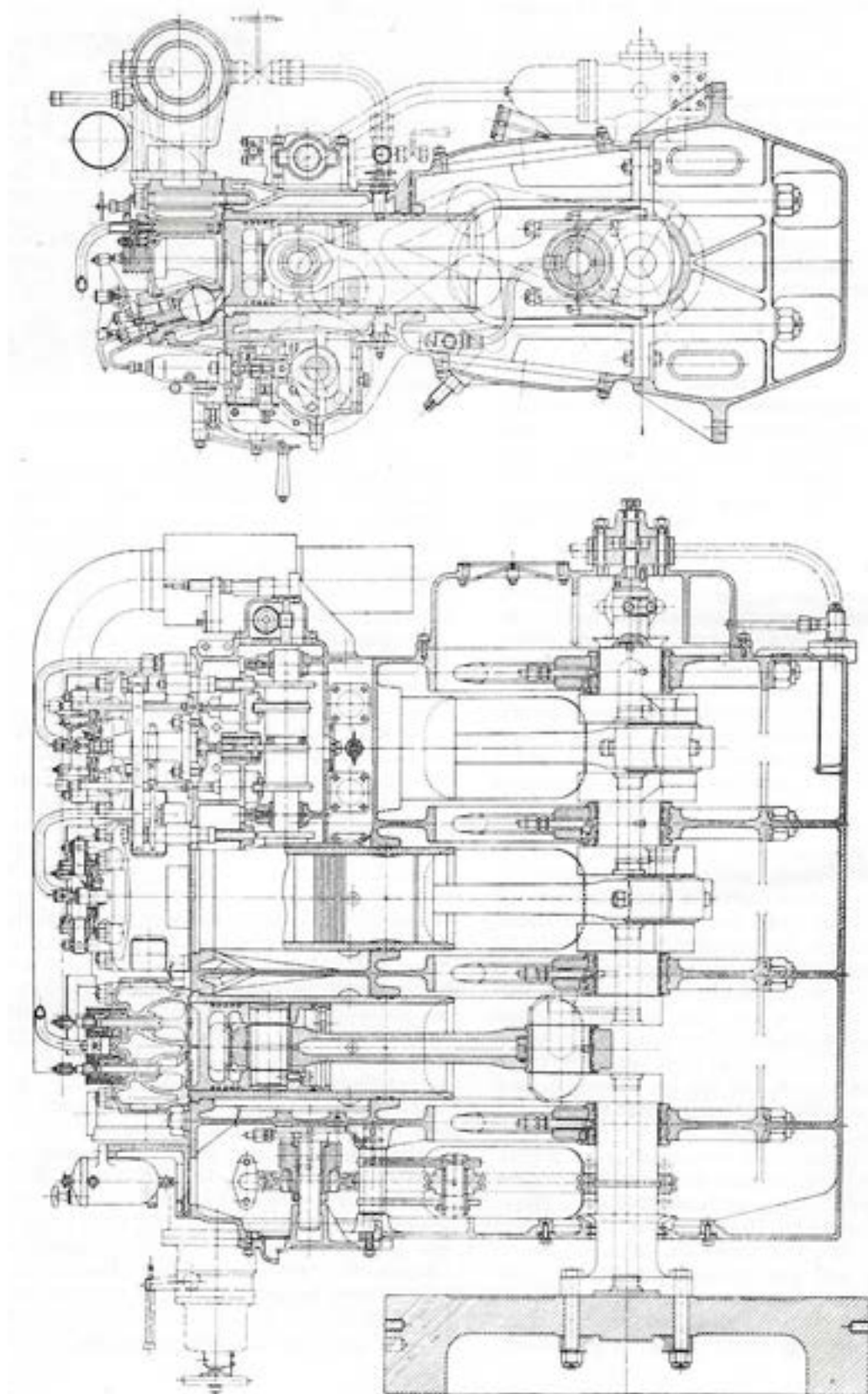
4.9.1.2 Frames voor horizontale machines

Bij horizontale machines werden zogenaamde gaffelframes toegepast. Dit soort frames ondersteunen de cilinder over een groot gedeelte van de lengte en hebben aan beide zijden van de kruk een hoofdaslager. De volgende afbeelding is van een Deutz (trunkzuiger)motor met een gaffelframe. Alleen bij zeer grote machines werd soms een zogenaamd bajonetframe toegepast met slechts één lager naast de kruk.

4.9.1.3 Frames voor verticale machines

Bij de verticale machine gebruiken we geheel gesloten frames, van gietijzer, gietstaal en gelast staal en frames waarbij de krachten door stalen ankers en gietijzeren kolommen worden opgenomen. Met het oog op de overvloedige smering zijn de laatstgenoemde frames met plaatstalen deksels afgesloten.

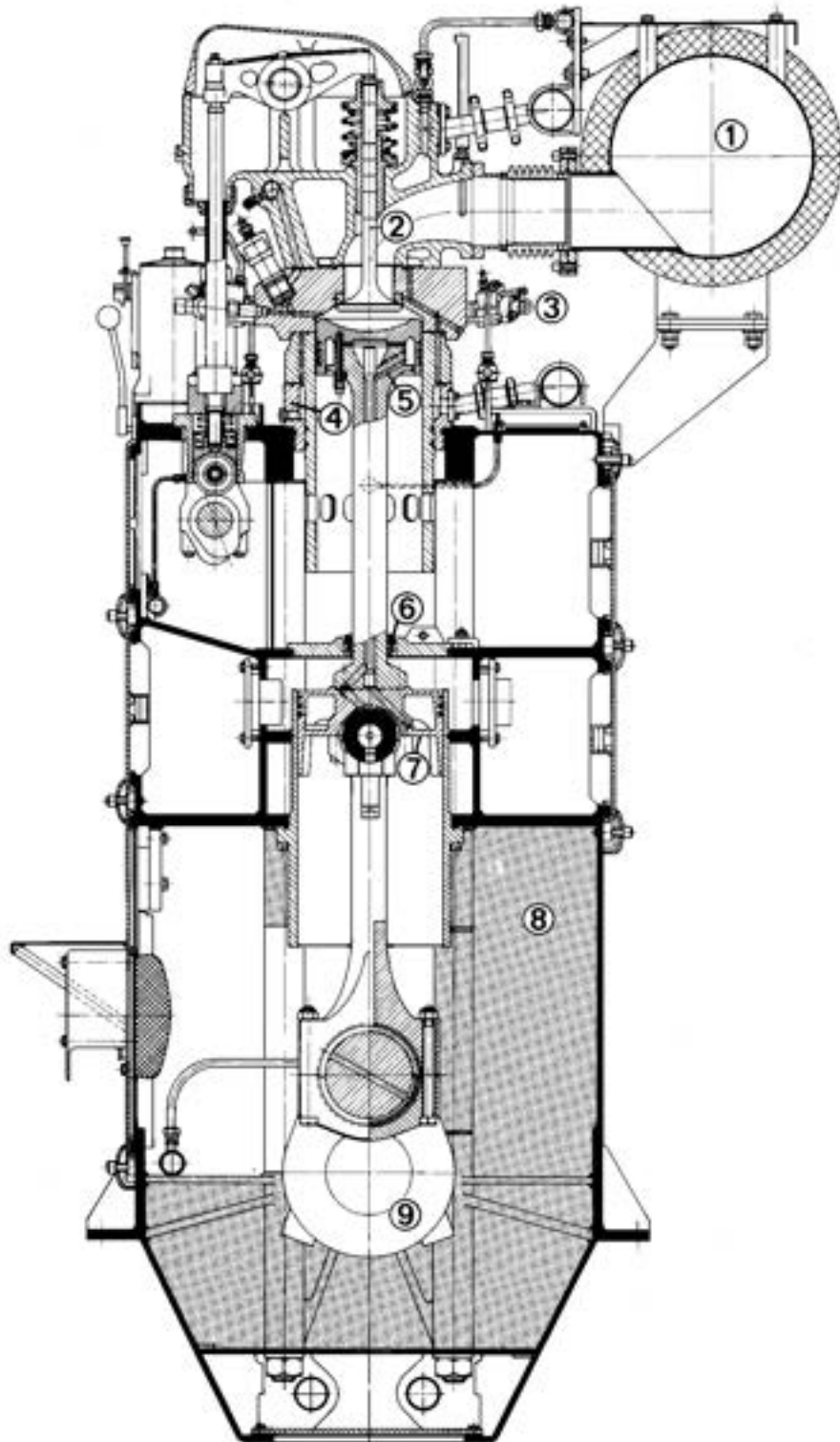
Bij het gesloten frame brengt het frame zelf de krachten die op de cilinder werken op de voetplaat over. Bij de modernere machines, zoals bij de hierna afgebeelde Stork-Ricardo motor, gebeurt dit door sterke stalen ankers waardoor de machine iets lichter kan worden geconstrueerd. In de afbeelding van de motor zijn deze ankers goed te zien in de dwarsdoorsnede en in de langsdoorsnede bij cilinder 3.



Trekankers bij Stork-Ricardo motor

Bij kleine motoren vormen voetplaat, frame en cilinderblok vaak één gietstuk, waardoor een relatief lichte en voldoende stijve constructie ontstaat. Bij grotere motoren zijn de voetplaat, het frame en het cilinderblok meestal afzonderlijk gietstukken. We hebben dan minder te maken met de giettechnische perikelen, zoals het vormen van het model en de onvermijdelijke krimp c.q. krimpspanning die het gietstuk onherstelbaar kan beschadigen.

Tegenwoordig worden de frames om het gewicht te beperken van elektrisch gelast plaatstaal gemaakt dat wordt samengevoegd met de gegoten delen. Hierna volgt een voorbeeld van een motor met een gelast frame.



Gelast motorframe van Bolnes tweetaktdieselmotor

Stalen ankers en bouten houden de verschillende van pasvlakken voorziene delen bijeen. Hierbij zijn vaak de delen zo geconstrueerd dat het cilinder aantal eenvoudig kan worden uitgebreid en zodoende het motorvermogen wordt opgevoerd. Eén bepaald motortype kan dan afhankelijk van het gevraagde vermogen met 2, 3, 6 en soms 8 cilinders worden geleverd.

4.9.2 Trekankers

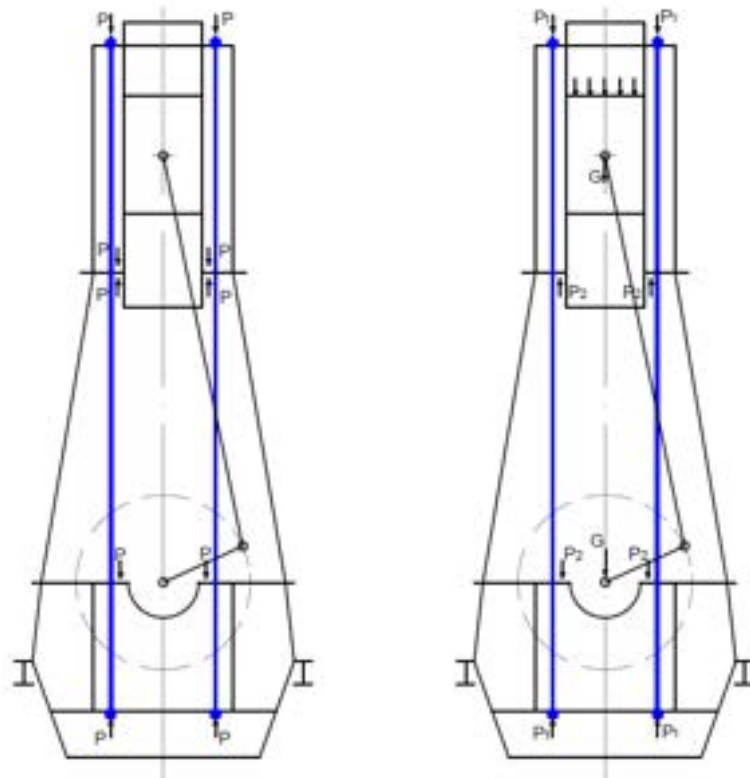
Hiervoor is aangegeven dat de gasdruk op het cilinderdeksel door de cilinders, de kolommen en de fundatieplaat op de hoofdlagers wordt overgebracht om als reactie te dienen voor de door de zuiger en de drijfstang op de krukas overgebrachte zuigerdruk. Voor het opnemen van deze krachten gebruiken we lange zware bouten of trekankers, die van de top van de cilinder tot onder de hoofdlagers van de fundatie doorlopen. Deze ankers zijn in de dwarsdoorsnedes van motoren te herkennen aan de onderste bevestigingsmoeren.

De kracht waarmee deze trekankers worden gespannen, is van groot belang. Deze moet er namelijk voor zorgen dat de stapeling van fundatie, kolommen en cilinder, ondanks de grote gasdruk die de stapeling uit elkaar tracht te drukken, toch met een flinke aanlegdruk op elkaar blijft. De daartoe op te wekken kracht veroorzaakt in het trekanker een verlenging, dus trekspanning, en in de omkasting een verkorting, dus drukspanning.

Het is van belang de functie van de ankers en het krachten spel hierin en in de omkasting na te gaan en te begrijpen om bij een eventuele grootscheepse revisie, waarbij de omkasting van zijn fundatie wordt gelicht, juist te kunnen handelen.

In de volgende twee figuren is dit krachten spel aangegeven voor een schematisch weergegeven motor.

In de linker figuur staat de motor stil en bedraagt de kracht per trekanker P kg. De krachten op de deelvlakken bedragen eveneens P kg. De rechter figuur geeft deze krachten weer als de machine draait en een gasdruk G ontwikkelt.



Krachtenspel als gevolg van trekankers op de cilinder en de motorfundatie

De krachten in de trekankers en op de deelvlakken zijn dan respectievelijk P_1 en P_2 geworden. Het principiële verband tussen de krachten P , P_1 en P_2 wordt met de volgende grafiek weergegeven. Daarin zijn horizontaal de krachten in de omkasting en de trekankers uitgezet en verticaal de indrukking en verlenging als gevolg van deze krachten.

In het punt O is de omkasting juist zoveel ingedrukt en het anker zover uitgerekt, dat ze op gelijke hoogte liggen. Het verband tussen verlenging of indrukking door een kracht wordt volgens de wet van Hooke uit de mechanica weergegeven door een rechte lijn. Dat wil zeggen dat als de kracht twee keer zo groot wordt de verlenging of indrukking evenredig toe- of afneemt. Voor het trekanker is dat de lijn BE , die de horizontale lijn in F snijdt. Daarmee is de kracht P bepaald die aan het anker de verlenging BO moet geven. Dezelfde kracht geeft de vereiste indrukking OA aan de omkasting, waardoor de lijn AD ontstaat. Hiermee wordt het verband aangegeven tussen de kracht waarmee de omkasting ingedrukt wordt en deze indrukking de horizontale as ook in F moet snijden. P is om die reden de voorspankracht van het anker.

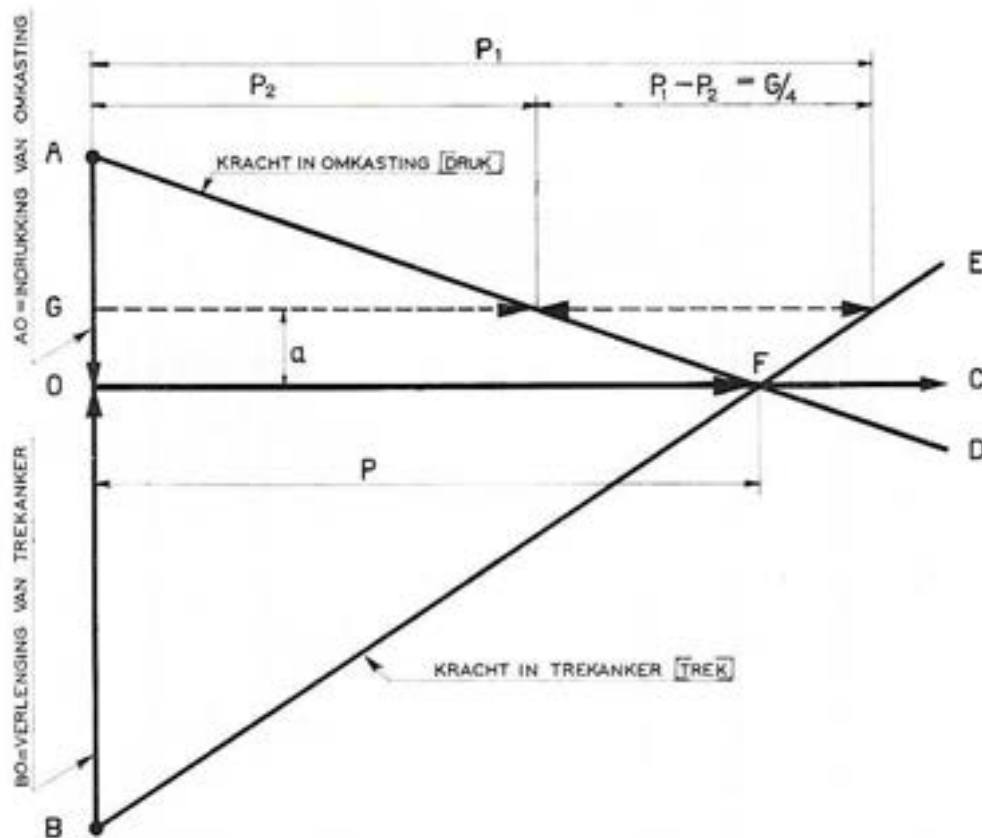


Diagram trekanker-verlenging en omkasting-verkorting

Treedt nu een verbrandingsdruk G op, dan trekt deze de omkasting in verticale richting iets uit elkaar, dat wil zeggen de trekankers (4 per cilinder) worden een maat a langer en de omkasting verliest een maat a van haar indrukking. In de figuur betekent dit dat punt O een maat a hoger komt te liggen, dus naar G verplaatst. Hiermee is de kracht in de omkasting vermindert tot de waarde P_2 die behoort bij de kleiner geworden indrukking AG , en de kracht in het trekanker vergroot tot P_1 die behoort bij het langer geworden trekanker.

Het is nu zaak dat P_2 een voldoende grote waarde behoudt om de aanlegdruk tussen de cilinder - kolom en kolom - fundatieplaat in stand te houden. Bekijken we het evenwicht van de cilinder, dan blijkt dat $P_1 - P_2$ gelijk moet zijn aan de kracht veroorzaakt door de gasdruk per trekanker, dus gelijk aan $G/4$. In de grafiek is deze kracht en de daardoor verminderde indrukking direct af te lezen.

Een veilige waarde van P_2 is te bereiken door P , dat is de voorspanning van de trekankers, groot te maken. In de praktijk benadert deze de dubbele waarde van de door de gasdruk veroorzaakte kracht.

Het op spanning brengen van de trekankers moet met grote zorgvuldigheid gebeuren zodat elk anker de juiste en dus onderling gelijke voorspanning krijgt. Het op spanning brengen gebeurt bij de relatief kleine motoren voor de pompaandrijving in gemalen met een momentsleutel. Bij grote motoren maken we gebruik van een hydraulisch spaninrichting.

In alle gevallen brengen we de ankerbouten paarsgewijs en in meerdere stappen op spanning. Elke stap moet bij alle ankerbouten van de motor zijn afgerond voor we aan de volgende stap beginnen. Soms voorzien de onderhouds- en bedieningshandleidingen in de gegevens voor de aanhaalmomenten en de volgorde voor het aanhalen. Is dit niet het geval, dan moeten we bij demontage van de kolommen het aanhaalmoment reconstrueren of berekenen aan de hand van de doorsnede van de ankerbout en de maximale gasdruk.

De spanning die met het aanhalen van de ankerbouten in het motorframe wordt gebracht, vervormt de fundatieplaat. Het uitlijnen van de krukas en het pasmaken van de lagers kan dan ook pas plaatsvinden als deze bouten zijn aangehaald.

Of de ankerbouten nog op de juiste spanning staan, kan eenvoudig worden gecontroleerd door er met de vlakke kant van een lichte (300 gr) bankhamer tegenaan te slaan. Een geoefend oor zal dan een tamelijk hoge toon waarnemen, waarbij geldt: hoe hoger de toon hoe strakker de ankerbout is aangehaald. Bij alle ankerbouten in de betreffende motor moeten we ongeveer dezelfde toon waarnemen. Is dat niet het geval en nemen we een dof geluid waar, dan staat de ankerbout niet meer op de juiste spanning als gevolg van vermoeiing, overrekking of breuk.

De manier van controleren van het op de juiste spanning staan van bouten met een bankhamer geldt ook voor andere boutverbindingen in en buiten de motor. Een dergelijke inspectie moet met enige regelmaat worden uitgevoerd. In jargon heet dat carter-inspectie. In de regel wordt tijdens deze inspectie ook het inwendige van de motor op olie lekkage gecontroleerd. Met de handpomp wordt dan het oliesysteem op druk gebracht, waarbij gelijktijdig de lagers en het oliesysteem worden gecontroleerd op het plaatselijk vrijkomen van grote hoeveelheden olie. Bij lagers duidt dit op lagerschade, bij andere onderdelen op breuk of loszittende verbindingen. Als er geen olie vrijkomt op plaatsen waar dat wel het geval zou moeten zijn, dan duidt dit op verstopping van de olietoevoerkanalen. Als er weinig olie vrijkomt, moet de oorzaak gezocht worden bij een gedeeltelijke verstopping of lekkage op een andere plaats in het systeem. In het laatste geval zal er geen of slechts moeizaam voldoende oliedruk kunnen worden opgebouwd. De oliedruk bedraagt in de regel 4 kg/cm².

4.10 Zuigers en toebehoren

4.10.1 Zuigers

Zuigers van motoren lopen in de cilinder en zijn met een zuigerstang (kruishoofdmotoren) of een drijfstang (trunkzuigermotoren) met de andere machinedelen verbonden. Zuigers hebben een aantal functies. Zo moet de zuiger gasdicht afdichten, grote krachten in langsrichting en bij trunkzuigermotoren ook in dwarsrichting overbrengen. Ook moet de zuiger bestand zijn tegen kortstondige hoge temperaturen en bij tweetaktmotoren de toevoer van verbrandingslucht en in sommige gevallen ook nog de afvoer van de verbrandingsgassen regelen. Bovendien moet de zuiger voldoende warmte afvoeren naar de omgeving, dat wil zeggen de water- of luchtgekoelde cilindervoering. Vaak is de speciale vorm van de zuigerbodem van belang bij de menging van de verbrandingslucht met de brandstof. Al met al maakt dit dat aan deze zuigers hoge eisen worden gesteld.

4.10.1.1 Gebruikte materialen

In het algemeen werden, en worden nog steeds, zuigers vervaardigd van gietijzer. Gietijzer is goedkoop en heeft in combinatie met een gietijzeren voering goede loopeigenschappen. Voor grote langzaam lopende motoren gebruiken we (giet)staal. Voor snel lopende motoren maken we gebruik van aluminium of een aluminiumlegering, bijvoorbeeld silumin. Aluminium zuigers zijn kostbaarder dan gietijzeren zuigers en de bevestiging van de zuigerpen is lastig. Daar tegenover staat dat de massa geringer is en we dus met kleine versnellingskrachten rekening hoeven te houden.

Aluminium geleidt de warmte beter waardoor de warmteafvoer naar de cilinder beter is. Ook de slijtage van een aluminium zuiger in een gietijzeren uitvoering is klein in vergelijking met de uitvoering van beide onderdelen in gietijzer.

4.10.1.2 Koeling

Voor vermogens groter dan 100 pk per cilinder is het noodzakelijk de zuiger met een vloeistof te koelen. Bij kleinere vermogens wordt de door de zuigerbodem opgenomen warmte voor het grootste gedeelte via de zuigerveren en de cilinderwand naar het cilinderkoelwater, of in geval van luchtkoeling via de koelribben, afgevoerd. In enkele gevallen van ook bij gemalen toegepaste motoren wordt de zuiger gekoeld met de bij de machine toegepaste smeerolie. In alle gevallen is een goede warmtegeleidingscoëfficiënt van het materiaal gewenst.

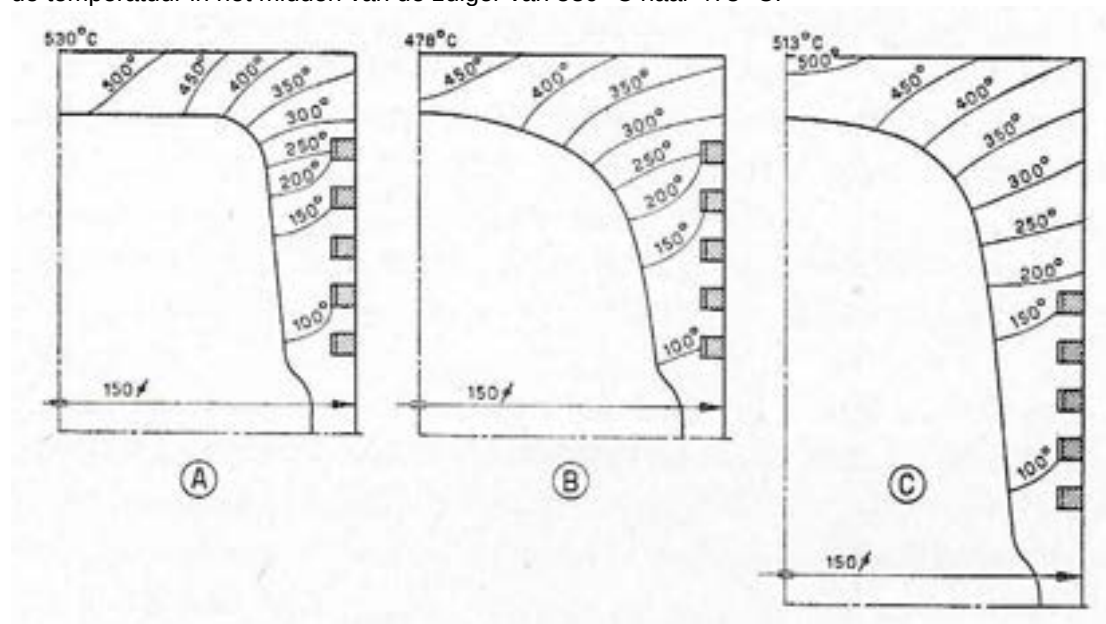
Het midden van de zuigerbodem is de warmste plaats; bij zuigers van gietijzer is de temperatuur beperkt tot 400 à 500 °C, bij aluminiumlegering bij voorkeur tot een lagere waarde. Met vloeistof gekoelde zuigers hebben een belangrijk lagere maximum toelaatbare temperatuur.

Als koelmiddel voor zuigers komt zowel water als olie in aanmerking. De toe- en afvoer van de koelvloeistof gebeurt door telescooppijpen, scharnierpijpen of door de holle zuigerstang. Bij trunkzuigermotoren doet de holle drijfstang dienst als toevoerkanaal van de koelolie. We passen hier altijd smeerolie toe die via de krukas- en krukpenlagers wordt toegevoerd. Met dezelfde olie worden gelijktijdig deze lagers gesmeerd en voorkomen we corrosie in geval van lekkage wanneer we bijvoorbeeld water zouden toepassen.

Uit proeven is gebleken dat circa 5% van de totale warmte -die door de toegevoerde brandstof wordt geleverd- met de koelvloeistof van de zuigers wordt afgevoerd. Met dit gegeven is de hoeveelheid koelvloeistof te berekenen die per tijdseenheid moet circuleren.

Bij zogenaamde ongekoelde zuigers wordt de warmte hoofdzakelijk door de zuigerveren afgevoerd. Speciaal de bovenste zuigerveer is daarbij het meest effectief. Deze wordt namelijk door de gassen die erachter dringen met grote kracht tegen de cilinderwand gedrukt waardoor een goede overdracht van warmte plaatsvindt. Dit zien we ook terug bij de behandeling van de zuigerveren.

De dikte van de zuigerbodem en van het materiaal achter de veren moet voldoende groot zijn om de warmte gemakkelijk af te kunnen voeren. De invloed van de materiaaldiktes van de zuigerbodem en van die achter de zuigerveren is in het verleden berekend, maar kan tegenwoordig ook nauwkeurig worden gemeten. Het resultaat hiervan blijkt uit de volgende figuren. Door een grotere afrondingstraal tussen de zuigerbodem en het materiaal achter het verenpakket toe te passen, daalt de temperatuur in het midden van de zuiger van 530 °C naar 478 °C.



Invloed materiaaldikte en plaats zuigerveren op de temperatuur bij een ongekoelde zuiger

Ook de plaats van de bovenste zuigerveer is belangrijk. Door deze lager te plaatsen steeg de temperatuur in het midden van de zuigerbodem tot 530 °C. De veer kwam in een koeler en dus gunstiger gebied te liggen. Ongekoelde zuigers krijgen een belangrijk dikkere bodem dan wanneer zij met een vloeistof worden gekoeld. Dit is nodig om de warmte zonder een te groot temperatuurverschil te kunnen afvoeren.

Is het bovengedeelte te warm, dan kan dat leiden tot het vastbakken van de zuigerveren terwijl de kans op scheuren van de bodem toeneemt. De scheur treedt dan meestal op bij de eerste zuigerveer waardoor de bodem losraakt van de rest van het zuigerlichaam.

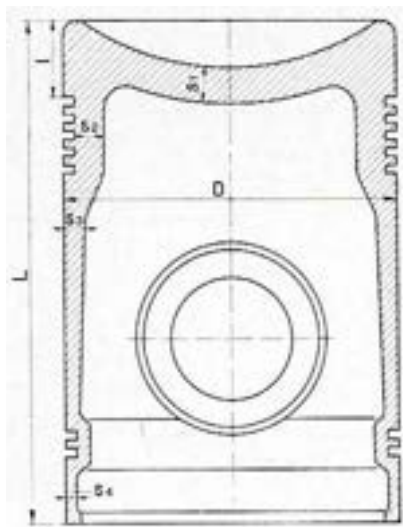
Een dergelijk mankement is in de regel slechts vast te stellen aan een verminderd vermogen van de motor en overdruk in het carter en een tikkend geluid. Het loszittende deel wordt tijdens bedrijf door de weliswaar verminderde compressie- en verbrandingsdruk op zijn plaats gehouden, maar kan desondanks carterexplosie, beschadiging van de kleppen en van de cilindervoering veroorzaken. Een thermische overbelasting treedt op bij onderling scheef afgestelde brandstofpompen of ernstig gesleten regelstangcomponenten.

4.10.1.3 Afmetingen

De lengte van de zuiger van kruishoofdmotoren of van motoren waar de spoelzuiger ook dienst doet als kruishoofd wordt in hoofdzaak bepaald door het benodigde aantal zuigerveren. Trunkzuigers daarentegen moeten de zijdelingse drijfstaangkracht naar de cilinderwand overbrengen. De totale lengte L is daar bij 1,5 à 2 maal de diameter D van de zuiger, bij snellopende dieselmotoren is dit 1,1 à 1,5 maal D , dus kleiner, om het oscillerende gewicht en de afmetingen van de machine te beperken.

De levensduur van een trunkzuiger neemt af naarmate de L/D kleiner en daarmee de vlaktedruk groter wordt.

Bij tweetaktmotoren moet de zuiger voldoende lang zijn om in de bovenste stand de poorten beneden in de cilinder gesloten te houden.



Hierna volgen enige empirisch bepaalde waarden, die bij de constructie van zuigers van motoren van middelbare grootte en gemaakt van gietijzer als richtlijn kunnen dienen.

$s_1 \approx 0,10 D$ voor motoren met een gekoelde zuiger.

Van motoren met ongekoelde zuigers is met het oog op de warmteafvoer, de dikte van de bodem groter, namelijk:

$s_1 \approx 0,12 D$ en $s_1 \approx 0,17 D$ bij respectievelijk een viertakt- en een tweetaktmotor.

$s_2 \approx 0,08 D$

$s_3 \approx 0,06 D$

$s_4 \approx 0,04 D$

$L \approx (0,15 \text{ à } 0,25) D$

Maatschets voor empirisch bepaalde zuigerafmetingen

4.10.2 Zuigerpen

Bij trunkzuigermotoren grijpt de kleine kop van de drijfstaang om de zuigerpen (zie ook de paragraaf drijfstaangconstructies). Deze zuigerpen kan vast met de zuiger zijn verbonden of los (verdraaibaar), dit noemen we dan een zwevende pen, waarbij de borging tegen verdraaien achterwege blijft.

De passing in de zuigernaven is zo dat de pen, bij bedrijfstemperatuur onder invloed van de schommelende beweging van de drijfstaang, enigszins om haar lengteas kan draaien. Daarmee

voorkomen we dat de pen ovaal slijt en de zuiger niet vervormt als gevolg van het temperatuurverschil tussen de zuiger en de pen.

De pen mag onder invloed van de belasting en de temperatuur niet klemmen, terwijl de speling tussen de pen en de gaten in de naaf minimaal moet zijn om te voorkomen dat de pen gaat 'hameren'. De grootste zuigerdiameters met een zwevende zuigerpen zijn circa 350 mm.

Voor de bevestiging van de zuigerpen in de zuiger is door motorfabrikanten een tamelijk breed scala aan zuigerpenconstructies bedacht in de loop van de tijd. Bij inspecties en reparaties van de zuiger is het belangrijk te weten welke constructie is toegepast. Daarom worden van een aantal bekende constructies op de volgende bladzijde voorbeelden gegeven. Aan de hand daarvan kunnen we een inspectie of reparatie goed voorbereiden en goed uitvoeren.

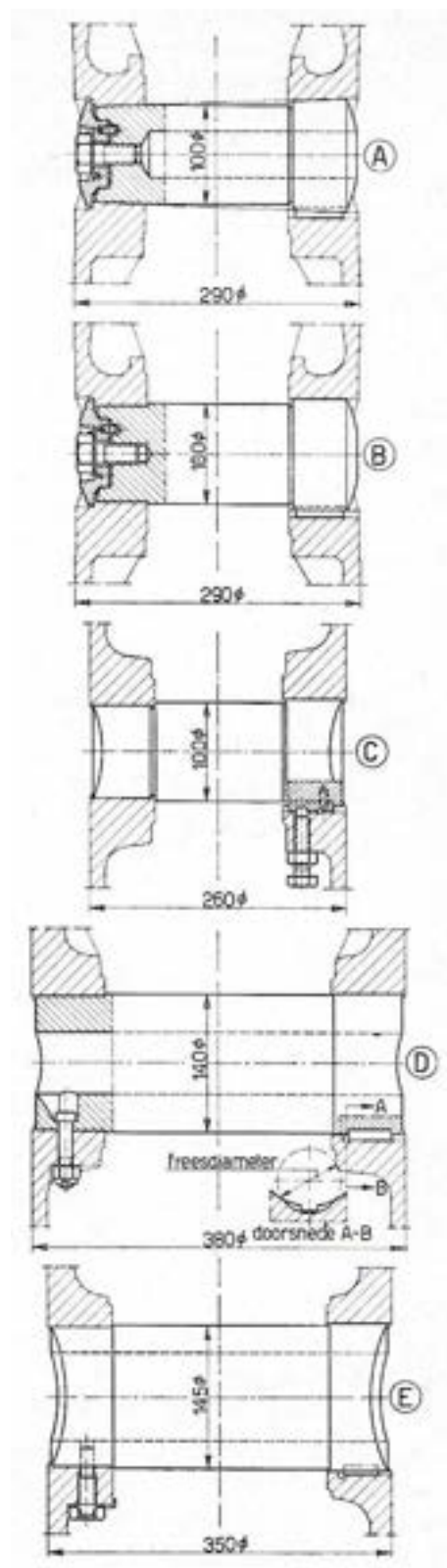
De met A gemerkte constructie in de linker serie afbeeldingen is met een tapse pen, die door een tapbout wordt aangetrokken. Een inlegspie voorkomt het verdraaien. Een bezwaar tegen een tapse pen is dat deze los komt te liggen als de temperatuur van de zuiger aanmerkelijk hoger wordt dan van de pen ter plaatse.

Bij de met B gemerkte constructie zien we een nagenoeg gelijke uitvoering, maar is de pen trapvormig uitgevoerd.

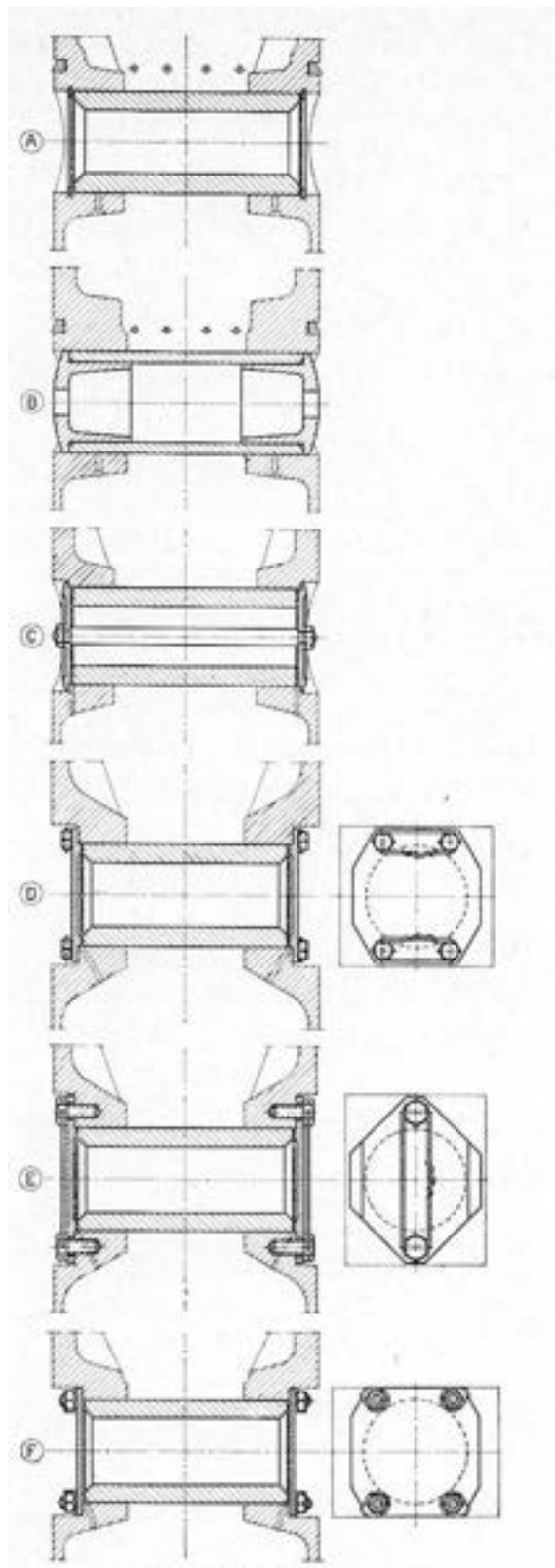
Bij met C gemerkte constructie wordt de pen niet door een tapbout aangetrokken. Het verschuiven van de pen wordt hier voorkomen door een tapbout (borgbout) die zich gedeeltelijk in de spie bevindt.

Bij de nagenoeg gelijke zuigerpenconstructies van D en E loopt de spie niet over de gehele naaflengte door. De klemming van de naaf om de pen gaat zo niet verloren, terwijl wordt verhinderd dat de smeerolie via de spiegleuf de cilinderwand kan bereiken.

Een doorlopende bout, of zoals bij E een bout met pen, dient hier als borg tegen het verschuiven van de zuigerpen. In de doorsnede A-B van de zuigerpenconstructie D is aangegeven hoe met behulp van een kleine zaagfreessnede de spiebaan kan worden gestoken.



Constructies met vaste zuigerpen



Constructies met zwevende zuigerpen

In de rechterserie worden voorbeelden gegeven van zogenaamde zwevende zuigerpennen. Bij zuigerpenconstructie A wordt de pen opgesloten tussen twee seegerringen. Hier zijn dat naar buiten spannende veren, die elk in een groef van één van de zuigernaven zijn aangebracht.

Bij B verhinderen zuigerpendoppen van een aluminiumlegering of brons dat de harde stalen pennen de voering raken en deze beschadigen.

Voor smering van de zuigerpen zijn in beide gevallen de naven voorzien van gaten, die spatolie uit de krukkast opvangen. De olieschraapveer is boven de pen geplaatst om te beletten dat er olie via de zuigerpen in de verbrandingsruimte terechtkomt.

Bij grotere motoren is een meer solide opsluiting wenselijk. We gebruiken hiervoor vaak platen die ook voor een oliedichte afsluiting zorgen. De olieschraapveer op de zuiger bevindt zich bij deze constructie dan ook niet boven de zuigerpen, maar eronder.

4.10.2.1 Materiaal zuigerpen

Is de vlaktedruk op de pen laag, zoals bij grote motoren, dan komt hiervoor ongelegeerd staal met een laag koolstofgehalte (koolstofgehalte) in aanmerking. Om slijtage te beperken, kunnen zij worden gecementeerd en daarna gehard (zie voor dit procedé: materialen in deze Leidraad). De pen wordt daarmee aan de buitenkant hard en slijtvast, terwijl het materiaal naar de kern toe taai blijft.

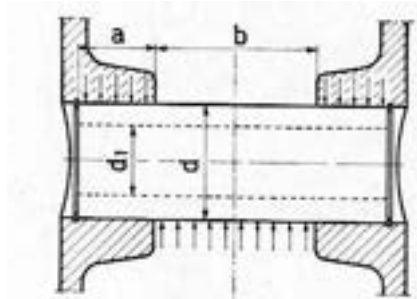
Is de vlaktedruk echter hoog, zoals bij snellopende dieselmotoren, dan passen we gelegeerde staalsoorten toe, zoals staal met 0,12 tot 0,18% koolstof (C), 0,6 tot 0,9% chroom (Cr), 0,4 tot 0,6% mangaan (Mg) en maximaal 0,4% silicium (Si).

Voor de kleinere motoren komen ook nikkel (Ni) en vanadium (V) in aanmerking. Uit ervaring is gebleken dat de chemische samenstelling, de soort van het materiaal, niet de belangrijkste waarborg is tegen breuk van de zuigerpen. Een slakkenvrij materiaal en de gladheid van het oppervlak zijn in dit opzicht even belangrijk, zo niet belangrijker.

De oppervlaktelaag moet verder goede weerstand tegen slijtage bieden. Bij holle zuigerpennen moet ook het binnenoppervlak zuiver glad zijn bewerkt om vermoeiingsbreuk door kerfwerking te voorkomen. Aan de fabricage van zuigerpennen moet dan ook de uiterste zorg worden besteed, omdat bij breuk de gevolgen voor de machine desastreus kunnen zijn. Ditzelfde geldt ook voor de reguliere inspectie van dit hoogbelaste machineonderdeel.

4.10.2.2 Berekening zuigerpen

Een massieve zuigerpen wordt als gevolg van de kracht op de zuiger belast op doorbuiging. Een holle zuigerpen moet ook nog op afschuiving worden berekend. Voor de volgende berekening wordt gebruik gemaakt van onderstaande tekening van de zuigerpen en de naven ter plaatse.



Het maximale buigmoment treedt op in het midden van de pen (kritische doorsnede) en is bij gelijkmatig verdeelde belasting:

$$M = \frac{P}{2} \left(\frac{a+b}{2} \right) \text{ [kg. cm]}$$

Hierin is P de maximale kracht op de zuiger en als gevolg daarvan op de zuigerpen.

Belasting zuigerpen

Deze kracht P wordt als volgt bepaald met behulp van de maximale druk $p_{\max}$ in de verbrandingsruimte:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p_{\max} \text{ [kg]}$$

Hierbij is D de diameter van de cilinder in cm en $p_{\max}$ de maximale verbrandingsdruk in kg/cm².

Het weerstandsmoment voor een massieve ronde pen is:

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Het weerstandsmoment voor een holle ronde pen is:

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{d^4 - d_1^4}{d} \right) \text{ [cm}^3\text{]}$$

De berekende buigspanning is:

$$\sigma = \frac{M}{W_b} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Voorbeeld

Een dieselmotor is uitgevoerd met van holle zuigerpennen voorziene zuigers. De zuiger heeft een diameter van 150 mm terwijl de hoogste verbrandingsdruk 47 kg/cm² bedraagt

De zuigerpen heeft een uit- en inwendige diameter van respectievelijk 60 en 35 mm. De totale lengte van de zuigerpen is 120 mm waarvan 60 mm ter plaatse van de drijfstangkop en twee keer 30 mm ter plaatse van de naven in de zuiger.

De kracht P op de zuiger bedraagt:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p_{\max} = \frac{3,14}{4} \cdot 15^2 \cdot 47 = 8305 \text{ [kg]}$$

Het buigmoment M voor deze pen met deze kracht bedraagt:

$$M = \frac{P}{2} \left(\frac{a+b}{2} \right) = \frac{8305}{2} \left(\frac{3+6}{2} \right) = 18686 \text{ [kg. cm]}$$

Het weerstandsmoment tegen buigen W_b bedraagt:

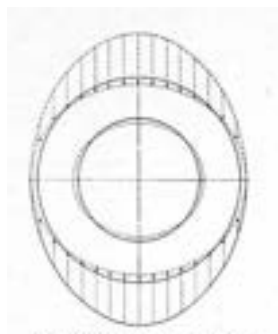
$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{d^4 - d_1^4}{d} \right) = \frac{3,14}{32} \cdot \left(\frac{6^4 - 3,5^4}{6} \right) = 18,7 \text{ [cm}^3\text{]}$$

De buigspanning voor deze holle zuigerpen bedraagt:

$$\sigma = \frac{M}{W_b} = \frac{18686}{18,7} = 999 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

De met behulp van voorgaande formules berekende buigspanning uit dit voorbeeld (afgerond 1000 kg/cm²) moet worden vergeleken met de toelaatbare buigspanning en altijd lager zijn. Toelaatbare buigspanningen voor ongelegeerd en gecementeerd staal bedragen 800 à 900 kg/cm². Bij chroom nikkelstaal laten we buigspanningen toe van 1500 à 2000 kg/cm².

Een holle zuigerpen wordt ook gecontroleerd op afschuiving. Verder is bij een holle pen met een relatief kleine wanddikte een berekening op vervorming gewenst. Dan kunnen we een oordeel vormen over de mogelijkheid van het klemmen van de zuigerpen in de tapgaten van de zuiger waardoor het effect van het zweven verloren gaat en alsnog ongelijkmatige slijtage optreedt. Het gat in de pen maken we doorgaans niet groter dan 0,6 keer de diameter van de pen.



Zeer belangrijk is de vlaktedruk van de pen en het drijfstaangmetaal en tussen de pen en de tappin in de zuiger. De waarden die hieronder worden gegeven, zijn gebaseerd op de maximale verbrandingsdruk, dus zonder rekening te houden met de traagheidskrachten die de vlaktedruk verkleinen en dus positief beïnvloeden. Voor grote machines die zijn uitgevoerd met gecementeerde en geslepen zuigerpennen in bronzen metalen gaan we tot circa 240 kg/cm². Een vaste pen werkt zich los als de vlaktedruk tussen de pen en de zuigernaven te groot is. Daarom beperken we de vlaktedruk hier tot 250 kg/cm² bij gietijzeren zuigers.

Vervorming holle zuigerpen

De vlaktedruk voor de tappin in de zuiger uit het voorbeeld wordt als volgt bepaald:

$$\sigma_o = \frac{\frac{P}{2}}{a.d} = \frac{\frac{8305}{2}}{3 \cdot 6} = 231 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

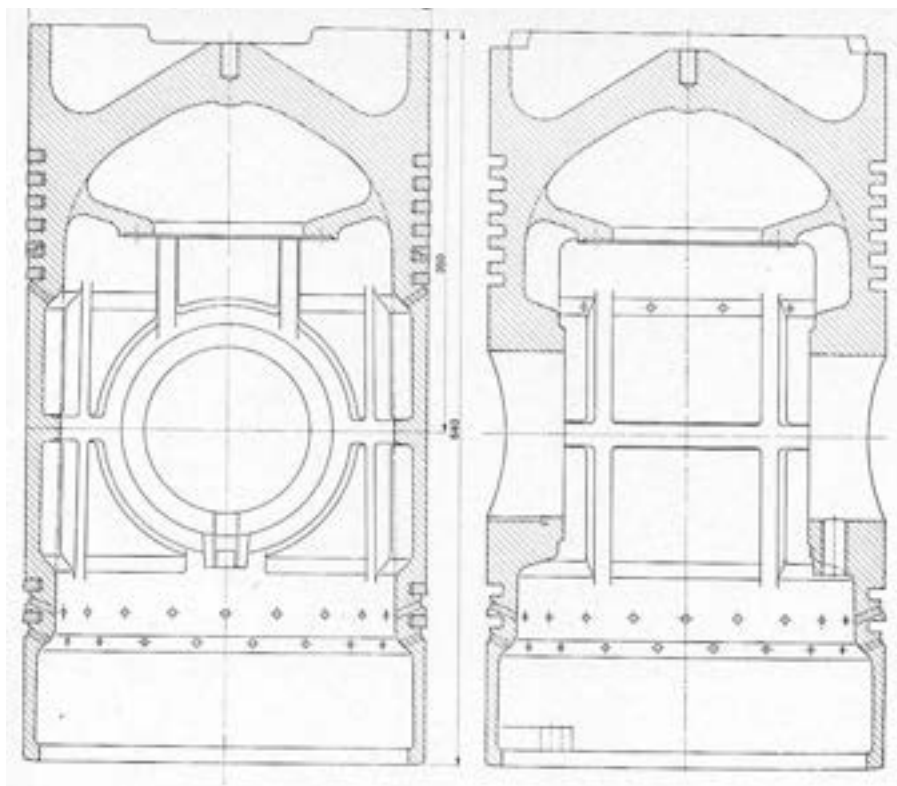
Deze berekende vlaktedruk is dus toelaatbaar.

Bij snellopende en voor de toepassing in gemalen betrekkelijk jonge motoren passen we aluminium zuigers toe. Daarbij zijn we genoodzaakt vanwege de hogere maximale verbrandingsdruk om tussen de pen en het metaal vlaktedrukken van 300 tot 350 kg/cm² toe te laten.

Bij grote minder snellopende motoren is de dikte d van de zuigerpen ongeveer 0,40 à 0,45 keer de zuigerdiameter D . Bij snellopende dieselmotoren is d ongeveer 0,4 D en de breedte b tussen de naven ongeveer 0,45 D . Een kleine naafafstand b is gunstig, omdat daardoor het buigmoment minder wordt en dit de doorbuiging van de zuigerpen beperkt. We moeten er rekening mee houden dat een kleinere naafafstand de vlaktedruk van het drijfstangkop metaal vergroot.

4.10.3 Zuigerveren

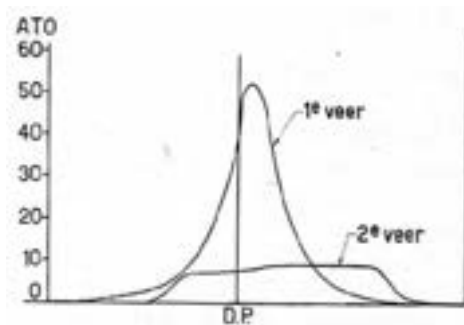
Bij zuigerveren onderscheiden wij afdichtingsveren en olie-afstrijkveren of, met de meer gebruikelijke naam, schraapveren. Grote motoren hebben vijf à zes afdichtingsveren, snellopende dieselmotoren hebben meestal drie afdichtingsveren. In de volgende figuur wordt een voorbeeld gegeven van een zuiger en het zuigerverenpakket van een Stork-Hesselman dieselmotor met trunkzuigers.



Zuigerverenpakket ongekoelde trunkzuiger Stork-Hesselman dieselmotor

Zuigerveren horen goed af te dichten. Niet alleen om het drukverlies te beperken, maar ook om het doorblazen van de hete gassen te vermijden. Dit laatste om vernietiging van de smeeroliefilm, alsook aantasting van de zuigerveren en het zuigerloopvlak te voorkomen.

Voor een goede werking van de veren is het nodig dat zij zich in de groeven of sponningen van de zuiger kunnen bewegen. Een zekere speling onder alle omstandigheden is daarom noodzakelijk.



Het gevolg daarvan is dat gassen onder hoge druk achter de veren dringen en de betreffende veer met grote kracht tegen de cilinderwand drukken.

Dit geldt speciaal voor de afdichtingsveer die het dichtst bij de verbrandingsruimte zit. Uit proeven bij grote motoren blijkt dat de druk achter die zuigerveer nagenoeg de gasdruk in de cilinder volgt, terwijl de druk achter de tweede veer niet hoger wordt dan 8 kg/cm². Een en ander wordt geïllustreerd in de figuur hiernaast.

Gasdruk achter de twee bovenste zuigerveren

Bij snellopende motoren is, in vergelijking met langzaam lopende motoren, de druk achter de eerste veer geringer dan de druk in de cilinder. Door deze druk en de eigen spankracht worden de veren tegen de cilinderwand gedrukt. Om die vlaktedruk laag te houden, moet de verticale speling in de groeven gering zijn, maar voldoende groot om te voorkomen dat de veren tijdens bedrijf klemmen (ringsticking) als gevolg van vervorming van de zuiger door temperatuur en belasting.

Bij tweetaktmotoren moet de speling groter zijn dan bij viertaktmotoren. Olieschraapveren kunnen volstaan met een kleinere speling dan afdichtingsveren.

Het materiaal van zuigerveren is gegoten ijzer van speciale kwaliteit. Deze is zachter dan het loopvlak van de bijbehorende cilinder. De bijbehorende hardheden van Brinell zijn bijvoorbeeld respectievelijk 180 en 220 kg/cm².

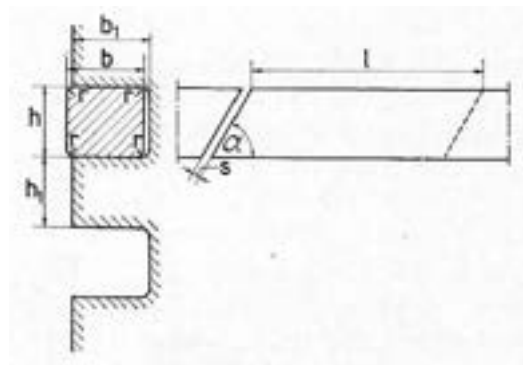
Voor de afmetingen en de slotspeling van zuigerveren kunnen we de volgende tabel hanteren:

Cilinder diameter (mm)	100	200	300	400	500
b (mm)	4	7	10	12	17
h (mm)	5	7	9	11	12
s (mm)	0,5	1	1	1	1,5
l (mm)	10	20	30	40	60
r (mm)	0,5	0,5	1	1	1,5

Zuigerveermaatvoering en slotspeling

De aanlegdruk tegen de cilinderwand als gevolg van de eigen veerkracht wordt mede bepaald door de afstand l en is 0,3 à 1 kg/cm², respectievelijk voor grote en kleine cilinderdiameters.

Hierbij is l de opening tussen de veereinden in ongespannen toestand. Deze lengte bepaalt de veerspanning en kan bij het vervangen van de zuigerveren bij het nieuwe pakket zuigerveren worden opgemeten met een schuifmaat. Het spreekt voor zich dat bij grote afwijkingen niet de juiste aanlegdruk van de veer in de cilinder wordt verkregen en dat deze nieuwe veren niet gemonteerd mogen worden. Bij gebruikte veren zal als gevolg van vermoeiing doorgaans een iets kleinere dan de voorgeschreven opening worden gemeten.



h = hoogte van de veer

h_1 = hoogte van de dam tussen de sponningen in de zuiger

b = breedte van de veer

b_1 = diepte van de sponning in de zuiger

r = afrondingstraal van de veer

s = slotspeling in gespannen toestand

α = hoek waaronder de veer is doorgezaagd

Zuigerveer maataanduiding

De diepte van de veergroef of sponning b_1 is, al naar gelang de cilinderdiameter, 1 à 2 mm meer dan de veerbreedte b . De hoogte van de dammen is ongeveer gelijk of iets groter dan de hoogte van de veer.

De ringen van de in de afbeelding getoonde vierkante of rechthoekige Ramsbottom zuigerveren zijn, anders dan zogeheten duplexzuigerveren, onder een hoek van 60° doorgezaagd. De veereinden moeten bij montage een zo grote onderlinge afstand s hebben, dat zij bij bedrijfstemperatuur niet tegen elkaar drukken.

De speling s controleren we door de (nieuwe) veer voordat deze om de zuiger wordt gelegd, in het nauwste gedeelte van de cilinder te leggen en met een voelmaat de speling op te meten.

Het nauwste gedeelte vinden we aan de onderzijde van de cilinder, de plaats waar de cilinder het minst slijt, of juist helemaal bovenaan in de cilinder, in het gedeelte dat niet door zuigerveren wordt belopen. Een voorwaarde is dat deze plek niet ingebrand, schoon en zuiver glad geschuurd is.

Van nieuwe zuigerveren worden de hoeken van fabriekswege gebroken met een kleine afrondingsstraal om ervoor te zorgen dat de smeerolie niet wordt weggestreken, maar tussen de veer en het loopvlak wordt gezogen. De afronding is er ook voor om te voorkomen dat bij montage van de zuiger stukjes uit de veer breken. Bij de behandeling van het inbrengen van een zuiger in de cilinder wordt hierop dieper ingegaan.

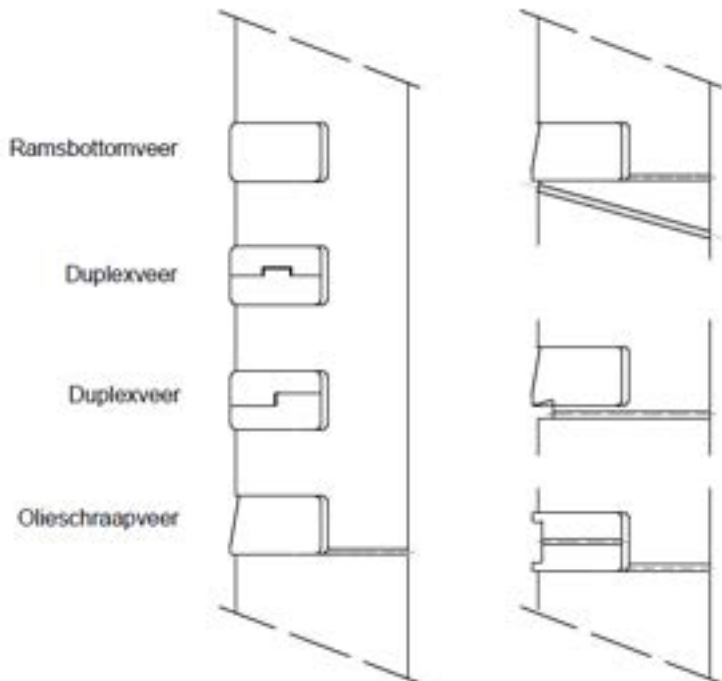
Als na verloop van tijd de veren scherpe randen vertonen, dan moeten ze opnieuw worden gebroken. Dit gebeurt tijdens een grote revisiebeurt waarbij de zuigers worden getrokken.

De veren worden dan van de zuiger genomen en bij gebleken geschiktheid voor verder gebruik met gebruikmaking van een zoetvijn van nieuwe afrondingen voorzien. Omdat de randen na langdurig bedrijf vlijmscherp zijn geworden, is het zaak om de handen goed te beschermen tegen verwonden.

Om een betere afdichting te krijgen, worden zuigers, behalve van de hiervoor afgebeelde Ramsbottom veren, vaak ook voorzien van één of meer bijzondere zuigerveren, zoals duplexveren en limietveren. Zij worden gasdichte veren genoemd. Een duplexveer wordt gevormd door een boven- en een onderveer, waarbij ervoor wordt gezorgd dat de meestal rechte doorsnijdingen of lassen niet boven elkaar liggen. De veerdoorsnede heeft de vorm van een liggende L. Sommige motorfabrikanten voorzien de veren van een zogenaamd mes en een groef, zodat ze onderling gecentreerd blijven.

Behalve afdichtingsveren zijn motorzuigers ook voorzien van één of meer afstrijk- of schraapveren. Deze hebben tot doel overtollige smeerolie, die bijvoorbeeld vanuit de krukast tegen de cilinderwand spat, bij het omlaag gaan van de zuiger van de wand af te strijken. Dit voorkomt dat smeerolie in de verbrandingsruimte komt, daar verkooft of zich met soms toegepaste speciale cilinderolie vermengt. Goed werkende schraapveren zijn belangrijk bij het streven naar een gunstig smeerolieverbruik.

Veel voorkomende types zijn afgebeeld aan de rechterzijde van de hierna getoonde afbeelding.

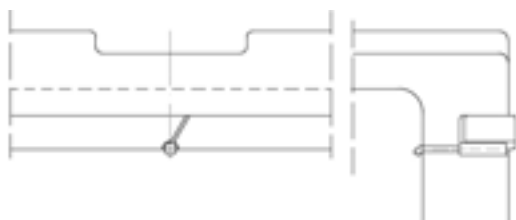


Verschillende soorten dichtingsveren en olieschraapveren

Beweegt de zuiger omlaag, dan wordt de overtollige smeerolie van de cilinderwand geschraapt en komt in een onder de veer aanwezige groef van waaruit zij door een aantal gaatjes in de zuiger wordt afgevoerd. Ook zijn er uitvoeringen waar in de veer en/of achter de veer in de zuiger gaatjes zijn geboord waardoor de olie kan worden afgevoerd.

Bij kruishoofdmotoren wordt de cilindersmeerolie door gaatjes in de cilinderwand en met behulp van een pompje toegevoerd. De schraapveer wordt dan met de scherpe kant naar boven op de zuiger gelegd. Dit zorgt ervoor dat bij de omhooggaande beweging van de zuiger de smeerolie wordt verdeeld over het belopen deel van het cilinderoppervlak. Een voorbeeld hiervan is de tweetaktmotor met spoelzuiger van Bolnes (zie de afbeelding bij de behandeling van trekankers in deze Leidraad).

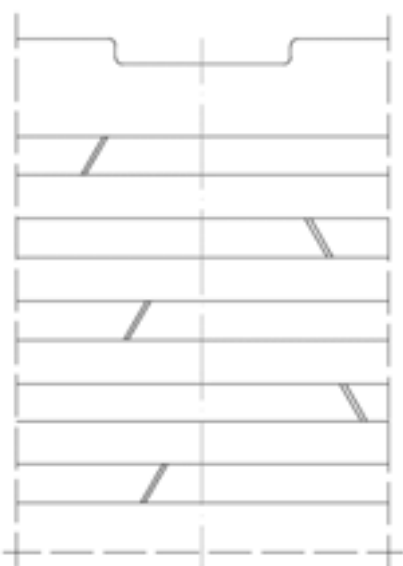
Als de veren een schuine las hebben, dan hebben de lassen -bij het in werking zijn van de machine- de neiging zich in een rechte lijn boven elkaar te stellen. Dit is ongewenst, omdat dan de gassen door de boven elkaar liggende kleine openingen te gemakkelijk doorblazen en daar ter plaatse van



de dammen tussen de veren beschadigen. Dit verschijnsel is te voorkomen door de lassen gelijkmatig over de zuigeromtrek te verdelen en de ter plaatse van de las geplaatste pen het verdraaien te beletten. Een en ander is op de afbeelding hiernaast te zien.

Borgen van zuigerveer met pen

Beter is het de veren vrij te laten te draaien in hun sponning, door ze om en om met een naar links en rechts wijzende las in de sponning te leggen. De zuigerveren stellen zichzelf tijdens bedrijf zo in

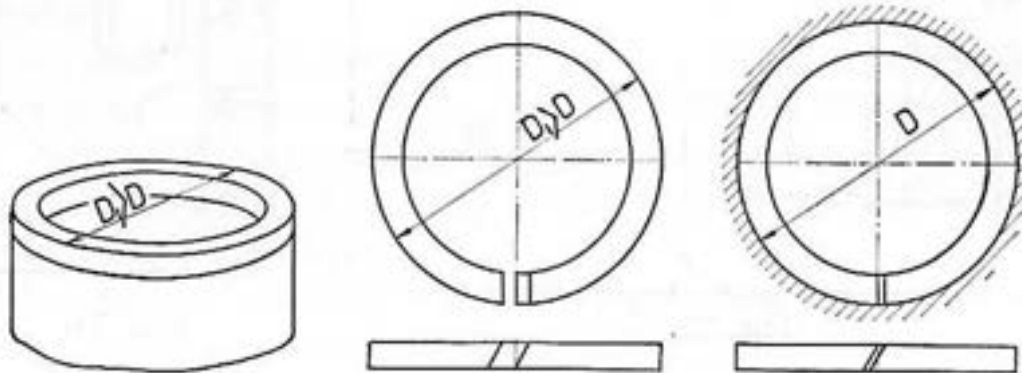


dat de lassen niet boven elkaar komen te liggen. Bij montage van de zuigerveren moeten we er goed op letten dat de schuine lassen de goede kant op wijzen en bij voorbaat verdeeld over de omtrek worden aangebracht. Als er dus vier zuigerveren moeten worden gemonteerd dan moet de las van elke volgende veer 90° verdraaid in de groef worden aangebracht.

Wijze van montage zuigerveren

Voor de vervaardiging van rechthoekige veren, zoals de Ramsbottom zuigerveren, gieten we een bus van gietijzer, waarvoor het materiaal is verkregen door wit ruwijzer te smelten met oud gietijzer en afval, zoals draaikrollen van smeedbaar ijzer. Dit harde, fijnkorrelige gietijzer bezit grote taaheid en is zachter dan de cilinderwand waardoor de relatief goedkope veren meer slijten dan de cilinderwand.

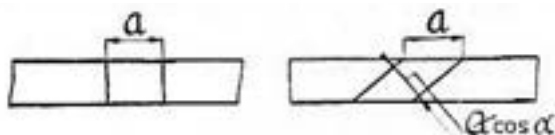
De bus wordt inwendig schoon gedraaid en uitwendig afgedraaid op een diameter, die afhankelijk van de middellijn van de cilinder, enkele millimeters groter is. Vervolgens worden de veren afgestoken en wordt een stuk uit de veer genomen. Daarna buigen we de veer in de klauwplaat van een draaibank naar binnen zodat de doorsneden op elkaar komen te liggen. Vervolgens solderen we de einden aan elkaar. De veer, die nu onrond is, wordt daarna nauwkeurig op de cilinderdiameter afgedraaid. Moeten de veren van gelijke breedte zijn, dan wordt gelijktijdig ook de binnenomtrek uitgeboord.



Bewerkingsvolgorde Ramsbottom zuigerveer

De veer past nu nauwkeurig in de cilinder. Maken we de las los, dan heeft ze in de cilinder enige spanning. Buiten de cilinder is de veer onrond, spanningsvrij en ligt de las een betrekkelijk groot stuk open. Na de laatste bewerking van de veer nemen we nog een klein stukje van de las weg, zodat deze zich naar binnen kan bewegen bij het passeren van oneffenheden in de cilinderwand en bij ongelijkmatige verwarming en als gevolg daarvan de uitzetting van de veer en de cilinder.

De las maken we meestal schuin om te voorkomen dat er langsgroeven in de cilinderwand ontstaan.



Rechte en schuine las

4.10.4 Constructie om temperatuurspanningen te beperken

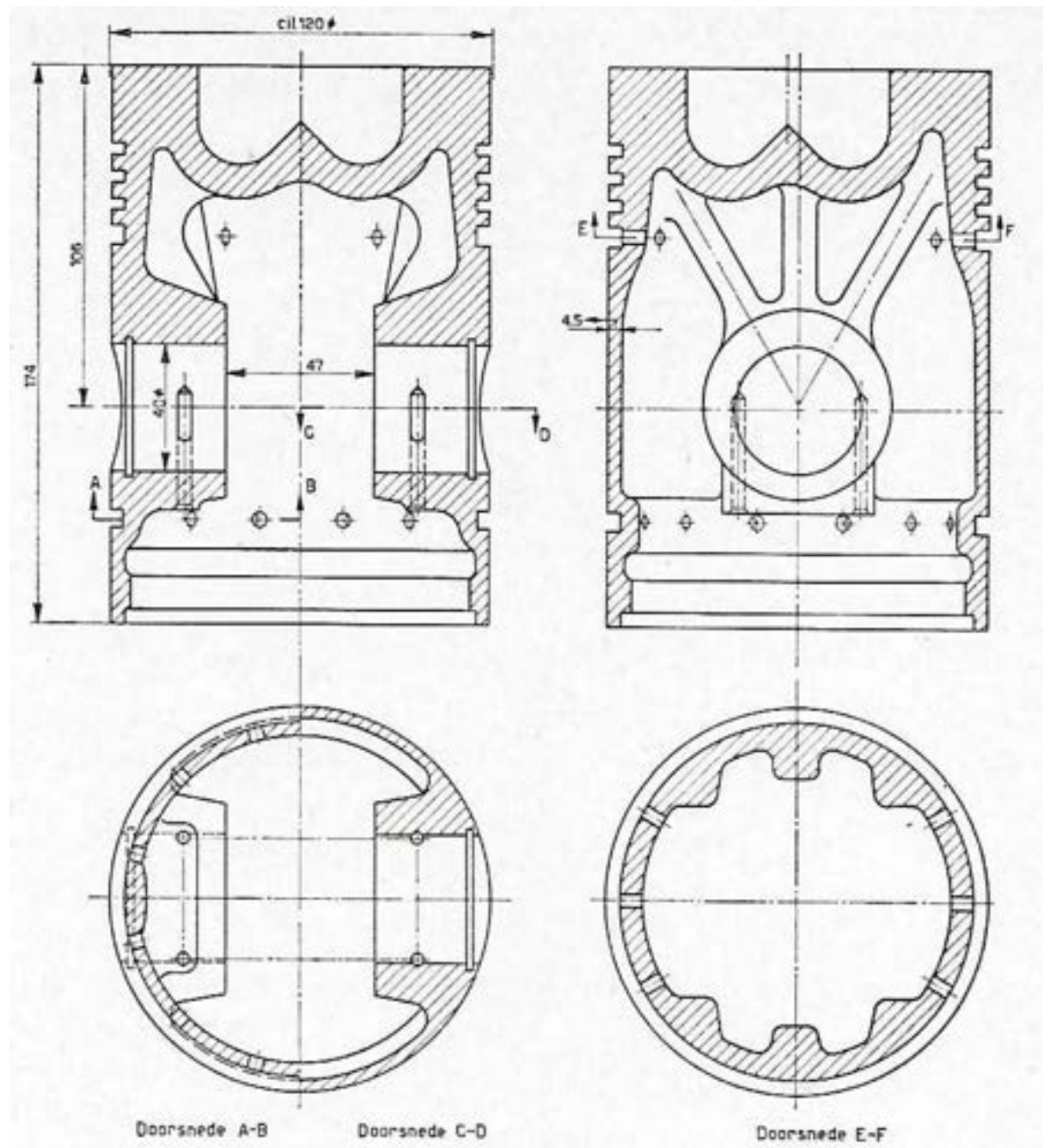
In bedrijfstoestand zal de temperatuur van het bovenste gedeelte (bodem) van een zuiger enige honderden graden verschillen met dat van het benedendeel (zie ook de afbeeldingen waarin de isothermen zijn getekend bij de behandeling van de koeling van de zuiger). Als gevolg van die grote temperatuurverschillen zal de zuiger sterk vervormen. Dit moet met zo klein mogelijke verschillen gebeuren om de daaruit voortvloeiende materiaalspanningen te beperken. Daarom wordt bij voorkeur het materiaal van de zuigerbodem niet met ribben stijf verbonden met het materiaal achter de zuigerveren. Ribben aan de zuigerbodem verhogen ook de maximale buigspanning die als gevolg van de verbrandingsdruk optreedt.

Bij ongekoelde zuigers hebben ribben die aan de zuigerbodem zijn gegoten echter het voordeel dat zij een gedeelte van de warmte rechtstreeks, dus zonder bodemrand, via de lager en dus gunstiger gelegen veren naar de cilinderwand afvoeren. Daardoor zal de zuigerbodem een lagere temperatuur hebben, terwijl de warmtebelasting van de bovenste zuigervere wat kleiner zal zijn. Om de buigspanning en de temperatuur-spanningen te beperken, worden de ribben dik gemaakt en zo laag mogelijk in het zuigerlichaam aangebracht. Elke fabrikant heeft in de loop van de tijd voor elk type motor een eigen constructie bedacht. De oplossingen zijn dan ook talrijk. Hierna geven we een aantal voorbeelden en wordt de constructie ervan summier beschreven.

4.10.4.1 Perkins

Op de volgende tekening zien we een zuiger van een Perkins dieselmotor. Het materiaal is een aluminium legering. Boven en onder de zuigerpen is een olieschraapveer aangebracht. De zwevende zuigerpen wordt opgesloten door twee 'seegerringen'. Elke zuigernaaf is van twee gaten voorzien die smeeroil opvangen voor de zuigerpen.

De naven worden elk door drie zware ribben gesteund en werken mee bij de afvoer van de warmte van de zuigerbodem. Wat bij deze bijzondere zuigerconstructie (de diepe uitholling van de zuigerbodem) opvalt, is het ontbreken van een spatscherm dat voorkomt dat smeeroil tegen de zuigerbodem komt, daar verkooft en de motor vervuult.



Ongekoelde zuiger Perkins motor

4.10.4.2 Stork

De gietijzeren zuiger van de eerdere afbeelding van de Stork-Hesselman motor is voorzien van een aangegoten rand waaraan een dunne stalen plaat is bevestigd. Deze voorkomt dat de smeerolie tegen de hete zuigerbodem spat, daar verkooft en dus verloren gaat, maar ook de motor sterk

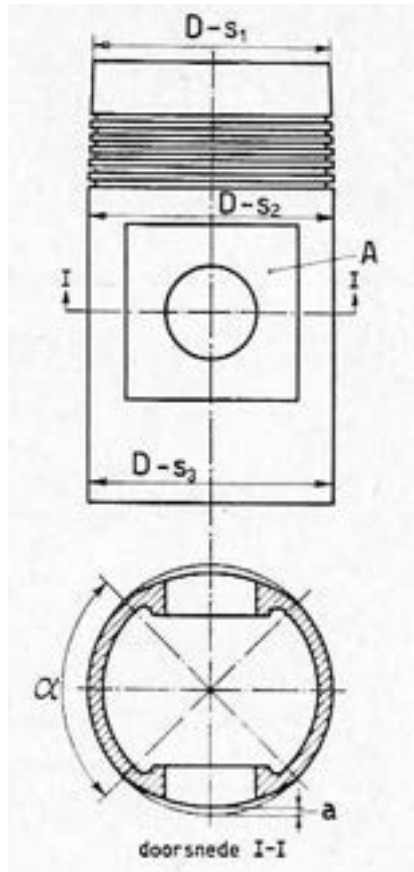
De zuigermantel is tussen de beide naven met ribben verstijfd waardoor de zijdelingse krachten beter kunnen worden opgenomen. Uit de doorsnede A-B blijkt dat ter hoogte van de naven de zuigermantel slechts over een gedeelte van de omtrek tegen de cilinder draagt, wat de kans op klemmen, als gevolg van vervorming van de zuiger, kleiner maakt. Op de tekening zijn de bewerkingsmaten en de bijbehorende tolerantie aangegeven. Hieruit is af te leiden dat de diameter van de zuiger aan de bovenkant 2,2 mm kleiner is dan ter hoogte van de bovenkant van de bovenste schraapveer en over dit gedeelte conisch is gedraaid. De zuigerveergroeven zijn bewerkt voor een H7 passing. Dit wordt in het passingstelsel aangemerkt als een glijdende passing. Ook de gaten in de naaf zijn zo glad en nauwkeurig bewerkt dat een net zo nauwkeurig bewerkte zuigerpen glijdend is aan te brengen. Hoe ruim deze passing is, wordt bij de passingaanduiding van de zuigerveer, respectievelijk de zuigerpen, pas duidelijk. Deze wordt bij de as met een kleine letter en cijfer aangegeven; bijvoorbeeld g6.

De combinatie van bijvoorbeeld 60 H7/g6 staat voor een zuiver lopende passing met maximum speling van +0,059 mm en een minimum speling van +0,010 mm.

Zo staat de passingaanduiding 75 H8/p7 voor bijvoorbeeld de perspassing van een zuigerpen. Deze heeft dan een maximum speling van +0,014 mm een minimum speling van -0,062 mm, c.q. een gemiddelde speling van -0,024 mm. Gemiddeld is de pen 0,024 mm dikker dan het gat in de naaf. De maatvoering en de nauwkeurigheid ervan is terug te vinden in de speciale tabellen of in studieboeken voor de metaalbewerking.

4.10.5 Zuigerspeling

De zuigertemperatuur tijdens bedrijf is hoger dan die van de cilinderwand. Daarom moet de zuiger in koude toestand, en natuurlijk ook tijdens bedrijf, voldoende speling hebben om het gevaar van vastlopen te vermijden. Om 'kloppen' van de zuiger te voorkomen, mag deze speling echter niet te groot zijn. Zij is ter plaatse van de zuigerbodem het grootst, omdat hier de temperatuur het hoogst en -als gevolg hiervan- de uitzetting van het zuigermateriaal het grootst is. Het gedeelte boven de onderste afdichtingsveer is doorgaans taps, het overige deel cilindrisch of iets taps.



Als richtwaarden voor de speling van gietijzeren zuigers worden de volgende waarden gehanteerd. Deze richtwaarden zijn gebaseerd op kamertemperatuur (15 °C) en de cilinderdiameter D van een niet-gebruikte cilinder.

Bij de bovenrand (zuigerbodem) $s_1 = 0,004 \text{ à } 0,007 D$

Bij de onderste afdichtingsveer $s_2 = 0,0008 \text{ à } 0,0012 D$

Bij de benedenrand $s_3 = 0,0005 \text{ à } 0,0010 D$

De grotere uitzettingscoëfficiënt van lichtmetaal maakt het noodzakelijk dat de spelingen van lichtmetalen zuigers groter zijn dan hierboven is aangegeven.

De zuigertemperatuur hangt onder andere af van de belasting, het soort brandstof inspuitsysteem, de mate waarin de warmte kan worden afgevoerd etc.

Maatschets voor zuigerspeling

De volgende tabel geeft hiervan een indruk.

Systeem	Materiaal zuiger	Temperatuur °C			
		Midden bovenzvlak	Bovenrand	Tussenrand onder laatste zuigerveer	Benedenrand
Directe inspuiting	Geg.ijzer	400 – 440	340 – 380	150 – 170	120 – 140
	Alum. legering	330 – 360	200 – 220	140 – 160	110 – 130
Voorkamer	Alum. legering	360 – 440	230 – 310	150 – 200	110 – 130
Luchtkamer	Alum. legering	330 – 380	220 – 270	140 – 160	110 – 130

Zuigertemperaturen snellopende dieselmotoren

Zijn de bedrijfstemperaturen van de cilindervoering en die van de zuiger op een bepaalde plaats bekend, dan is de nodige speling met behulp van de lineaire uitzettingscoëfficiënt van de toegepaste zuiger- en cilindervoeringmaterialen ook te berekenen of na te rekenen in het geval van een al bestaande situatie.

In studieboeken en vakliteratuur wordt erop gewezen dat de speling die een zuiger moet hebben in de cilinder om betrouwbaar te kunnen werken, afhankelijk is van meerdere factoren en slechts door ervaring kan worden gevonden. Zo zal een trunkzuiger door de zijdelingse drijfstangkracht vervormen, vooral in de omgeving van de zuigerpen. Vaak slijpen we daarom ter plaatse van de zuigernaven enig materiaal weg om te voorkomen dat de zuiger de voering raakt en beschadigt.

Als gevolg van slijtage van de cilindervoering neemt de zuigerspeling toe. Deze slijtage is het grootst aan de bovenkant van de cilinder. Dit heeft gevolgen voor de zuigerveren en moet tijdig worden onderkend en verholpen. Bij de behandeling van de cilindervoeringen gaan we hierop nader in.

4.10.6 Lichtmetalen zuigers

Als lichtmetaal voor zuigers van snellopende dieselmotoren wordt veel gebruik gemaakt van legeringen van koper en aluminium of silicium en aluminium. Een nadeel van lichtmetaal is de grote lineaire uitzettingscoëfficiënt waardoor de zuiger in koude toestand, dus bij het aanlopen, een grote speling heeft en de motor gaat kloppen. Maar door na het gieten en persen van de zuiger deze ook nog een warmtebehandeling te geven, kan de aanvankelijke treksterkte worden verdubbeld en de lineaire uitzetting binnen redelijke grenzen worden gehouden.

De warmtegeleidingscoëfficiënt van aluminium (175 kcal/m.h.°C) is aanzienlijk groter dan die van gietijzer (45 kcal/m.h.°C) waardoor veel meer warmte per tijd- en oppervlakte-eenheid wordt afgevoerd en als gevolg hiervan de zuigerbodtemperatuur lager is; wat bevorderlijk is voor de levensduur van de zuiger.

De warmtebehandeling is ook bevorderlijk voor de hardheid van het zuigermateriaal. De hardheid van het zuigermateriaal is met name van belang bij de zuigerveersponningen. Is deze te gering,

Temp. °C	Hardheid Brinell kg/mm ²
50	135
100	130
150	120
200	100
250	72
300	40

dan krijgen de veren snel ruimte in de sponningen, met het gevolg dat deze gaan hameren, wat steeds verder toeneemt. De hardheid neemt, zoals de tabel hiernaast toont, snel af bij een toename van de temperatuur. Uitgaande van een bedrijfstemperatuur van 200-270 °C ter plaatse van de bovenste zuigerveer bedraagt deze 100 tot ongeveer 60 Brinell. Bij gietijzer is dat aanmerkelijk meer, wat niet wegneemt dat ook de sponningen van gietijzeren zuigers op den duur ruimte vertonen en net als de aluminiumgelegeerde zuigers uitgestoken moeten worden en voorzien van nieuwe hogere veren.

Hardheid aluminium in relatie tot temperatuur

4.11 Cilinders

4.11.1 Cilinders algemeen

Cilinders van verbrandingsmotoren moeten weerstand bieden aan de verbrandingsdrukken van 50 kg/cm² bij grote motoren tot wel 80 kg/cm² bij kleinere snellopende motoren. De constructie moet zodanig zijn dat ook de materiaalspanningen, die optreden als gevolg van de grote temperatuurverschillen, binnen de toelaatbare grenzen blijven. De hoge temperatuur die boven in de cilinder optreedt, circa 1600 °C, maakt in het algemeen waterkoeling noodzakelijk. De cilinders worden daarom dubbelwandig uitgevoerd. De binnenwand, die meestal als afzonderlijk onderdeel wordt uitgevoerd, is zowel mechanisch als thermisch zwaar belast. Enkele fabrikanten van kleinere motoren koelen de cilinders met lucht.

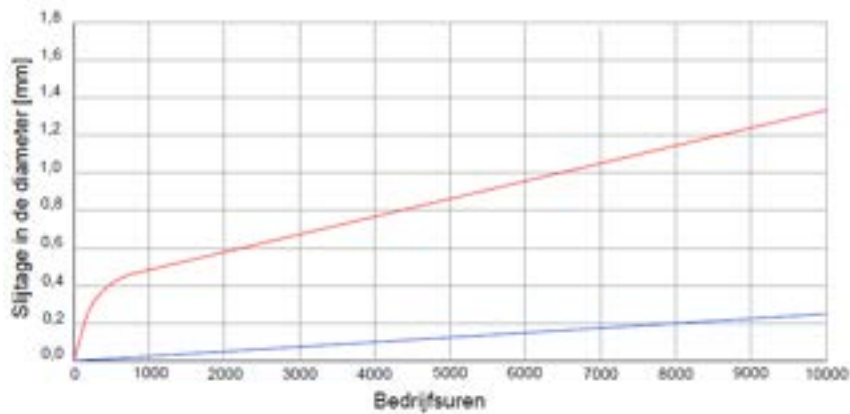
4.11.1.1 Materiaal

Het materiaal voor het cilinderblok is meestal gietijzer, bij sommige grote motoren gietstaal. Voor modernere snellopende en kleinere motoren wordt vaak een aluminium legering toegepast. De cilinders worden altijd gegoten, vanwege de vaak grillige vormen en openingen, zoals de spoelpoorten bij tweetakmotoren.

De eigenlijke cilinder moet een goed loopvlak bieden aan de zuiger. Daarom wordt het gietijzeren cilinderblok meestal -en een aluminiumgelegeerd cilinderblok altijd- van een aparte voering van een goede kwaliteit perlitisch gietijzer voorzien. De Brinell hardheid hiervan bedraagt 200 à 250 kg/mm². Om een hogere graad van hardheid te krijgen om slijtage tegen te gaan, worden voeringen soms genitreerd of met een hardere laag bedekt door hardverchromen. Voeringslijtage is voor een belangrijk deel ook het gevolg van chemische aantasting door verbrandingsproducten.

In dieselolie zit tussen de 0,5 tot 1,5% zwavel (S) dat met water (H₂O) zwavelzuur (H₂SO₄) vormt. Bij het aanlopen van een koude motor condenseert dit sterke zuur in de cilinder, wat aantasting van het cilindermateriaal tot gevolg heeft. Het is daarom aan te bevelen om een motor voor het aanzetten te verwarmen.

Chroom wordt in veel mindere mate aangetast dan gietijzer en is bovendien zeer hard. Beide eigenschappen beperken in hoge mate de slijtage, zoals in het volgende diagram wordt weergegeven door de rode lijn voor gietijzer en de blauwe lijn voor een verchroomde voering. De chroomlaag wordt langs galvanische weg aangebracht en is afhankelijk van de cilinderdiameter slechts 0,05 tot 0,50 mm dik. We zorgen er bij het procedé voor dat de laag enigszins poreus is, zodat de cilindersmeeroliefilm zich beter op de cilinderwand kan handhaven.



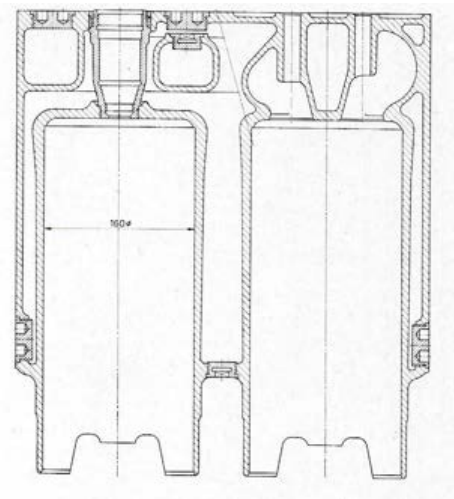
Slijtagediagram cilindervoering

Uit het diagram is af te lezen dat de voeringslijtage van een nieuwe voering naar verhouding buitengewoon hoog is onmiddellijk na het aanzetten van de motor, als deze nog koud is. Het cilinderloopvlak is dan nog droog en tegen de koude vlakken condenseren schadelijke dampen. Bij een nieuwe voering is de slijtage terug te voeren tot het inlopen waarbij de fijne nerven van de bewerking moeten worden afgesleten. Opvallend is dat bij verchromde voeringen deze beginslijtage zich niet voordoet.

Algemeen geldende cijfers voor cilinderslijtage zijn moeilijk te geven. Toename van de cilinderdiameter met 0,1 mm per 1000 draaiuren schijnt een gunstig en in de regel haalbaar resultaat. Dit aantal draaiuren is voor motoren in museale omstandigheden niet realistisch. Daarom kunnen we beter de daadwerkelijke slijtage van tijd tot tijd meten en per cilinder vastleggen in een grafiek en aan de hand van dat patroon het moment van vervanging of bewerking bepalen door middel van kotteren.

4.11.1.2 Uitvoeringsvormen

Bij kleine horizontale machines, maar ook bij grotere antieke motoren, vormen het cilinderdeksel, de cilinder en de voering één gemeenschappelijk gietstuk. In de techniek noemen we dit een blinde cilinder. Een dergelijke constructie kan bij bedrijfstemperaturen aanleiding geven tot grote materiaalspanningen.

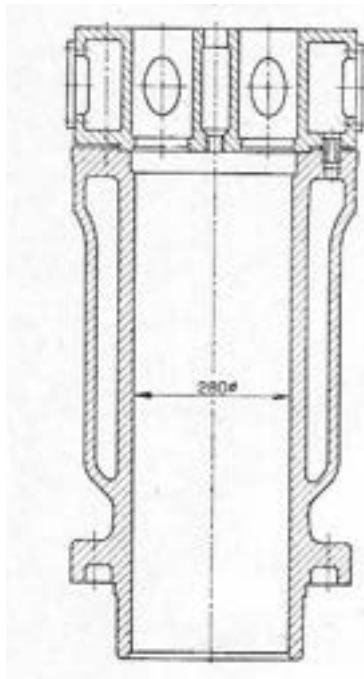


Uitvoering met blinde cilinder

De gemiddelde temperatuur van de cilinderwand is hoger dan die van de koelmantel, zodat de uitzetting van de cilinder door de koelmantel wordt tegengewerkt en dus (temperatuur) spanningen opwekt. Een dergelijke constructie heeft ook als nadeel dat de zuiger en de drijfstaag via de krukast moeten worden gemonteerd c.q. bij reparaties gedemonteerd.

Verder kunnen we voor het zuigerloopvlak niet de gewenste soort gietijzer kiezen. Alhoewel de uitvoering goedkoop is, hebben we deze soort lang geleden verlaten en daarom is deze slechts zelden toegepast in museale gemalen.

De volgende constructie met een afzonderlijk cilinderdeksel, maar cilinderloopvlak en koelmantel uit één stuk, wordt vaak bij zowel horizontaal als verticaal opgestelde motoren toegepast. Deze constructie treffen we aan bij de motoraandrijving van de opvoerwerktuigen in museale gemalen.

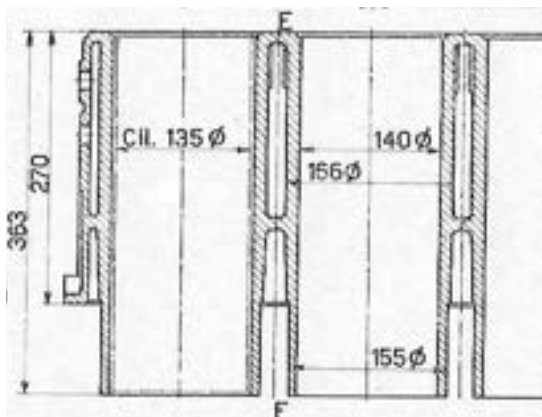


Naast de bij de vorige constructie met blinde cilinder beschreven vervormingsmoeilijkheden, treedt hier bovendien het bezwaar op dat de radiale uitzetting van het bovengedeelte van de eigenlijke cilinder wordt gehinderd door het koelere materiaal van de koelmantel die er omheen zit.

Ook dit brengt de nodige materiaalspanningen met zich mee, maar hier bestaat de mogelijkheid om de zuiger te verwijderen, inclusief de drijfstang aan de kant van de cilinderdeksel. Bij horizontaal opgestelde motoren wordt daar overigens zelden gebruik van gemaakt omdat we in dat geval niet alleen het cilinderdeksel, maar vaak ook de klepbewegingsinrichting moeten verwijderen.

Uitvoering met open cilinder

In de volgende figuur wordt de constructie getoond die Thomassen toepaste bij zijn Thomassen-Frichs motor. Thomassen liet in het gegoten ijzeren cilinderblok de onderste helft van de cilinderwand geheel vrij. De cilindermantel is op ongeveer halve hoogte door een horizontale wand met de koelmantel verbonden, die enige uitzetting in axiale richting toelaat. Deze en de vorige constructie maken een stijve bouw van het cilinderblok en een kleine cilinderafstand c.q. compacte bouw mogelijk.

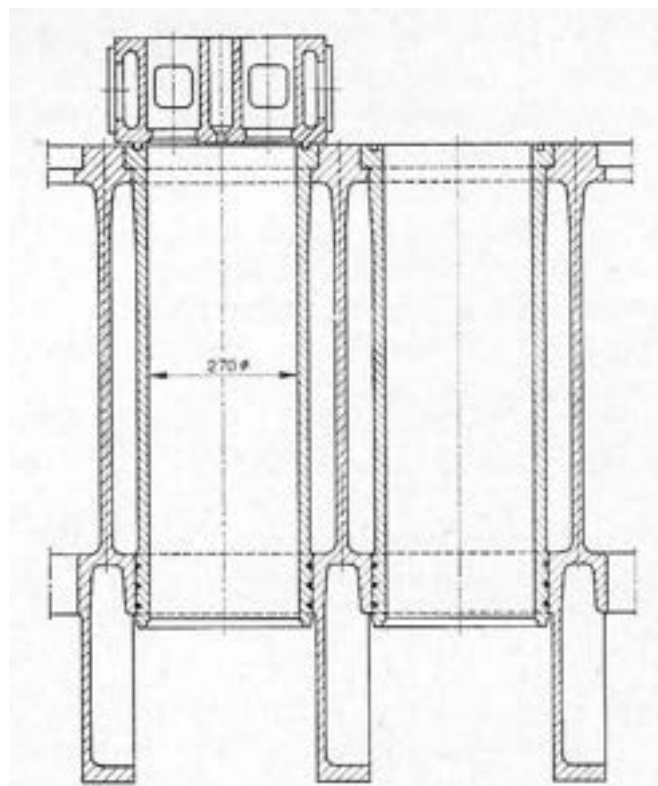


Open cilinder met droge voering

De gietijzeren cilinders bij deze motor zijn voorzien van een zogenaamde 'droge' voering. Deze bestaat uit een relatief dunwandige bus met een kraag van een slijtvast materiaal met goede loopeigenschappen die in de gietijzeren cilindervoering wordt gekrompen of geperst. De bus, in dit geval met een dikte van 2,5 mm, maakt over het volle buitenoppervlak contact met de voering, zodat de warmteoverdracht niet wordt gehinderd. In tegenstelling tot een natte voering, is bij een droge voering lekkage naar bijvoorbeeld het carter, uitgesloten.

In het geval van slijtage en eventuele afkeuring kan deze dunne voering betrekkelijk eenvoudig verwijderd worden en een nieuwe worden aangebracht.

De beste, maar duurste constructie staat hierna afgebeeld. Behalve een apart cilinderdeksel treffen we hier een afzonderlijke 'natte' voering aan. Deze kan in axiale richting ongehinderd uitzetten waardoor geen warmtespanningen ontstaan. Ook wordt het gietstuk eenvoudiger en daardoor makkelijker te maken en te bewerken. Ook kan deze nu, net als bij de droge voering, worden gemaakt van het meest geschikte materiaal en daarnaast betrekkelijk eenvoudig worden vervangen als de slijtage te ver is opgelopen. Dit gebeurt bij gietijzeren voeringen meestal als de diameter in het bovenste -van het door de zuigerveren belopen- deel van de cilinder 1% in diameter is toegenomen.



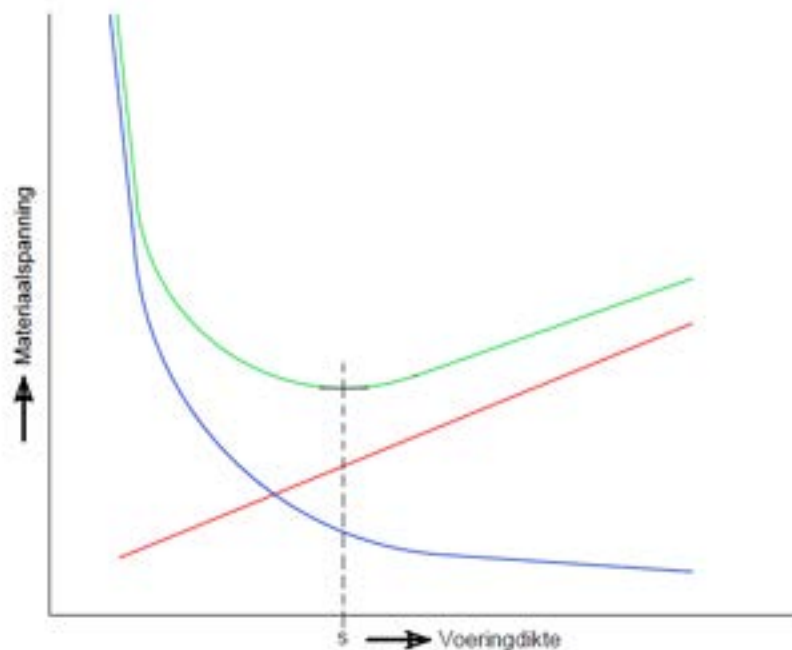
Open cilinder met aparte (natte) voering

De dikte van de cilindervoering wordt bepaald door de tangentiële normaalspanning in deze voering. Deze tangentiële normaalspanning is de algebraïsche som van trekspanning als gevolg van de verbrandingsdruk en de temperatuurspanning die wordt veroorzaakt door de uitzetting van het cilindermateriaal die een drukspanning aan de binnenzijde en een trekspanning aan de buitenzijde van de voering veroorzaakt.

Grote hoeveelheden warmte moeten door de cilinderwand worden afgevoerd naar het koelwater die als gevolg hiervan temperatuurspanningen veroorzaken. Deze temperatuurspanningen nemen toe met de dikte van het materiaal. Hoe dikker de wanddikte van de voering, hoe geringer de materiaalspanning is als gevolg van de gasdruk, maar hoe hoger de temperatuur- of warmtespanning wordt.

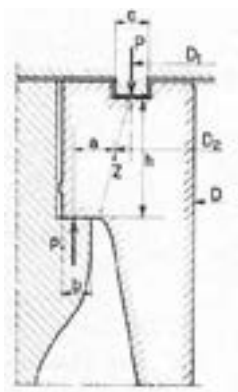
Als we in een diagram voor een bepaalde cilinderdiameter de beide genoemde spanningen voor verschillende voeringdiktes uitzetten, dan krijgen we voor de gasdrukspanning lijn a die exponentieel daalt bij toenemende wanddikte.

Voor de temperatuurspanningen krijgen we een lineair met de wanddikte toenemende lijn b. De som van beide, de totale tangentiële spanning, wordt voorgesteld door een groene lijn. Deze lijn vertoont een minimum s die de gunstigste wanddikte voorstelt van de cilindervoering.



Materiaalspanningen in de voering versus voering dikte

Als de wandikte om constructieve redenen groter of kleiner wordt genomen dan de meest gunstige, betekent dit dat de totaalspanning toeneemt, de voering sterker wordt belast en scheurvorming kan optreden. Deze verdikking doet zich noodzakelijkerwijs voor bij de oplegrand van de voering in de cilinder. Naast de rand waarmee de voering wordt opgelegd in de cilinder is er ook oppervlak nodig voor de pakkinggroef waarmee de rand (prent) van het cilinderdeksel op de voering steunt.



De breedte b van de oplegrand is circa 0,03 van de inwendige voeringdiameter D . Als het cilinderblok van een aluminium legering is gemaakt, wordt de oplegrand groter gemaakt. De breedte c voor de koperen pakkingring is 0,03 à 0,05 D , terwijl voor de hoogte h van de rand circa 0,12 D wordt genomen.

Omdat de voorspankracht van de dekseltapeinden een onzekere factor is, terwijl de temperatuurspanningen ook van invloed zijn, volstaat voor het bepalen van de spanningen in deze rand een benaderende berekening.

Omdat de voorspankracht van de dekseltapeinden een onzekere factor is, terwijl de temperatuurspanningen ook van invloed zijn, volstaat voor het bepalen van de spanningen in deze rand een benaderende berekening.

Krachten op oplegrand

Daarbij wordt uitgegaan van een kracht P :

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 p_{\max} \text{ [kg]}$$

Hierbij is D_1 de gemiddelde diameter van de pakkingrand en $p_{\max}$ de maximale verbrandingsdruk die bij grote motoren circa 50 kg/cm², en bij kleine snellopende motoren 60 à 80 kg/cm² bedraagt.

De schuifspanning is dan:

$$\tau = \frac{P}{\pi D_2 h} = \text{[kg/cm}^2\text{]} \text{ (vergelijkbare waarden 80 à 100 kg/cm}^2\text{)}$$

De buigspanning is dan:

$$\sigma = \frac{6Pa}{\pi D_2 h^2} = \text{[kg/cm}^2\text{]} \text{ (vergelijkbare waarden 250 à 300 kg/cm}^2\text{)}$$

Hierbij worden h en a uitgedrukt in cm.

Om de optredende buigspanning te beperken, is het nodig dat de afstand a zo klein mogelijk wordt gemaakt of door de krachten P in elkaars verlengde te laten werken. Een voorbeeld hiervan is de constructie die motorenfabriek Brons toepaste en waarvan hierna een gedetailleerde dwarsdoorsnede wordt getoond.

Gebaseerd op empirische waarden nemen we voor de dikte van de voering in relatie tot de binnendiameter D hiervan ter hoogte van de bevestigingsrand 0,07 tot 0,08 keer de diameter terwijl de dikte van de voering naar beneden kan afnemen tot 0,05 keer de diameter.

Voor snellopende dieselmotoren berekenen we de wanddikte s van de voering weleens met de formule die gebruikt wordt voor de sterkteberekening van dikwandige buizen:

$$s = 0,5 D \left(\sqrt{\frac{\sigma + 0,4 p_{\max}}{\sigma - 1,3 p_{\max}}} - 1 \right) [\text{cm}]$$

Hierbij is vertaald naar een cilindervoering:

s de wanddikte van de voering

D de cilinderdiameter in cm

T de toelaatbare treksterkte van de voering, bijvoorbeeld 500 kg/cm²

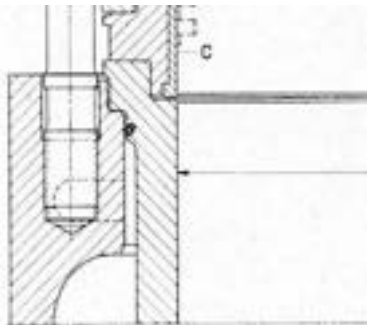
P_{max} de maximaal optredende verbrandingsdruk in de cilinder, bijvoorbeeld 70 kg/cm²

$$s = 0,5 D \left(\sqrt{\frac{500 + 0,4 \cdot 70}{500 - 1,3 \cdot 70}} - 1 \right) \approx 0,07 D [\text{cm}]$$

Droge voeringen zijn geheel omgeven en in contact met de cilinderwand. Via de cilinderwand worden de krachten opgenomen en de warmte afgevoerd. Zij kunnen derhalve zeer dun zijn. In het voorbeeld van de fabrikant van de Thomassen-Frichs motor is deze slechts 2,5 mm.

4.11.2 Uitvoering van de cilindervoering

Cilindervoeringen van (diesel)motoren zijn voorzien van een rand, zie de volgende afbeelding van een Werkspoor motor. Deze rand wordt met geringe speling in een uitsparing van het cilinderblok geschoven (n6 is de aanduiding voor een schuifpassing in het passingstelsel) en door het cilinderdeksel aangedrukt. De afwerking aan de onderzijde van deze rand is meestal zo glad dat

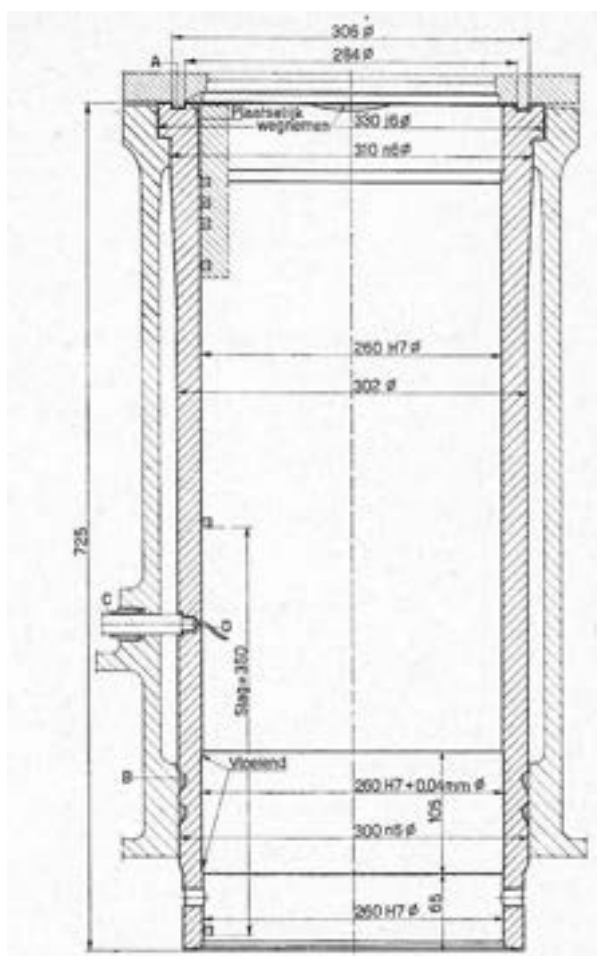


voor afdichting tegen het koelwater een weinig kit voldoende is, dus zonder een pakkingring. Vroeger gebruikte men hiervoor het giftige en nu verboden loodwit, zinkwit of menie. Tegenwoordig is er een scala aan kitten te koop die voor een goede afdichting zorgen van 'koud' op elkaar geplaatste machinedelen.

Sommige constructeurs achten dit niet voldoende en brengen onder de rand nog een rubberring aan, zoals de figuur hiernaast laat zien.

Rubberring onder oplegrand

Het onderste deel van de voering wordt bij de voeringconstructie van Werkspoor van twee rubberringen voorzien die zorgdragen voor de afdichting van de koelwaterruimte, zodat al naar gelang de bedrijfssituatie, de voering kan uitzetten en krimpen. Ook bij deze afdichting wordt een schuivende passing (n6) toegepast. Dit betekent dat de voering bij het aanbrengen met enige kracht in de cilinder moet worden gedrukt. Om de voering bij montage en demontage makkelijk de bovenrand te kunnen laten passeren, is het onderste deel slanker uitgevoerd en van een schuin toelopende zoekrand voorzien.



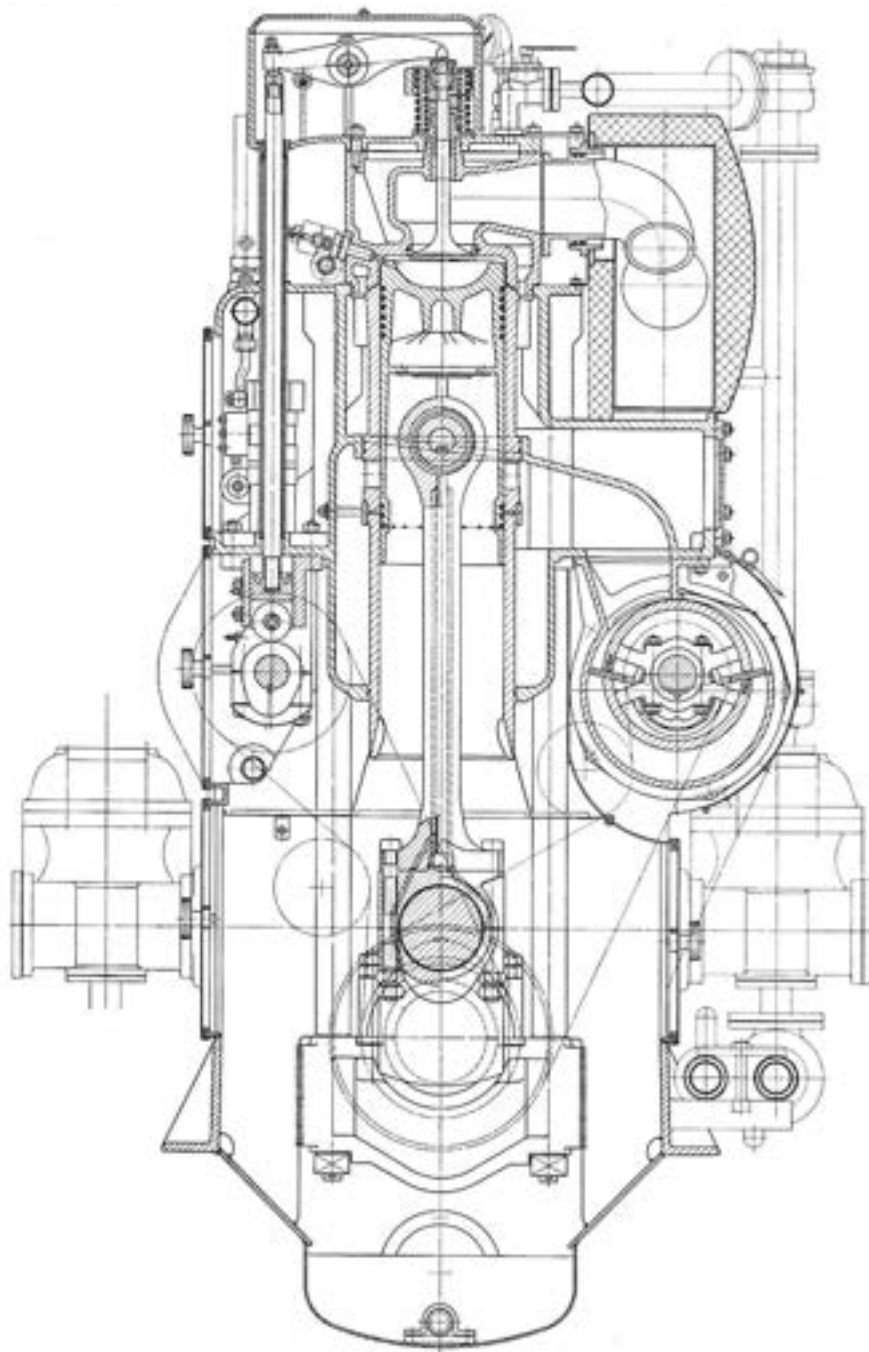
Cilindervoering Werkspoor motor

De centreerrand van het cilinderdeksel past met een geringe radiale speling in de groef van de voering. In deze groef is een koperen ring aangebracht met een dikte van circa 1 mm. Hiermee wordt een goede afdichting tegen de hoge gasdruk verkregen. Koper is een relatief zacht materiaal dat eventuele oneffenheden opvult als het in de groef onder druk wordt gezet en dicht daarom goed af.

Bovendien kan de ring door middel van verhitten en afschrikken in koud water (opnieuw) zacht worden gemaakt en hergebruikt.

Omdat de koperen ring tijdens gebruik enigszins wordt geplet en dus van vorm verandert, is het bij hergebruik noodzakelijk de buiten- en binnenomtrek met een vijl te bewerken. De koperen ring moet met ruime speling in de groef worden gelegd om te voorkomen dat deze hierin vast komt te zitten als het door het cilinderdeksel onder druk wordt gezet. De koperen ring is dan slechts met geweld uit de groef te verwijderen met het gevaar dat de bodem van de groef beschadigd raakt en door middel van schuren weer moet worden opgezuiverd. In de paragraaf over zuiger trekken wordt hierop nader ingegaan.

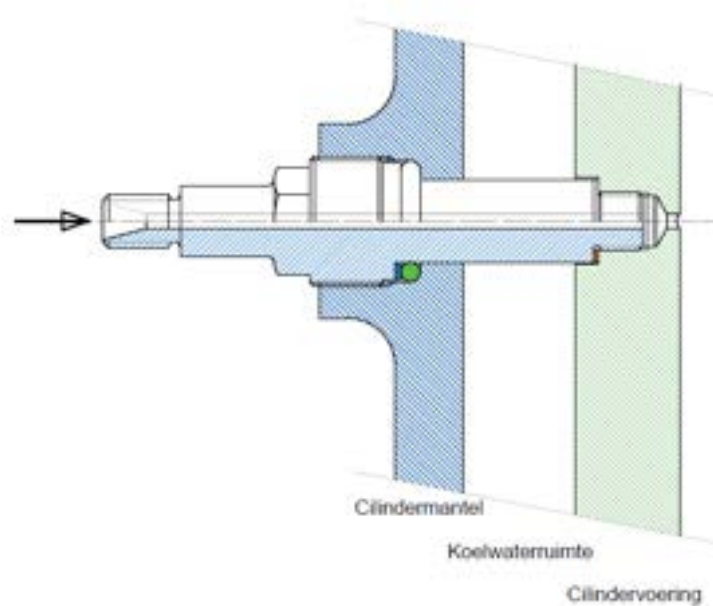
Brons heeft bij haar BG en GV tweetaktdieselmotoren een constructie waar een getande afdichtingsrand van het cilinderdeksel in lijn staat met de eveneens getande cilindervoering. Hierdoor ontstaat een soort labyrint waarbij de vlakken 'koud', dus zonder tussenkomst van een pakking, op elkaar worden gedrukt en voor een gasdichte afdichting zorgen. De aan de cilindervoering gegoten nokken steunen op het cilinderblok. Hierdoor wordt bereikt dat het koelwater bij de overgang van de voering naar de cilinderkop rechtstreeks contact heeft met deze onderdelen en een gelijkmatige voeringtemperatuur wordt bereikt. De koelwaterafdichting op die plaats wordt bereikt met een rubberen O-ring die in de groef van de pasrand van het cilinderdeksel wordt gelegd. Bij een tweetaktmotor moet de koelwaterruimte van de cilinder ook rondom de in- en -soms ook- de uitlaat- poorten worden afgedicht. De meeste constructeurs kiezen ook hier voor een afdichting met rubberringen



Dwarsdoorsnede Bronsmotor, type GB

Bij de hiervoor getoonde Bronsmotor met langsspoeling vindt de afdichting van de spoelluchtruimte naar het carter plaats met slechts een rubberring vanwege het geringe drukverschil en omdat een eventuele lucht lekkage, anders dan dit het geval is met koelwater, weinig of geen schade aanricht. In de gevallen waar de cilindersmering met behulp van een cilindersmeerapparaat onder druk plaatsvindt, wordt de cilindermantel doorboort en een dikwandige pijp in de voering geschroefd.

De cilindermantel is aan de binnenzijde, daar waar de toevoer van de smeeroilie plaatsvindt, voorzien van iets schuin aflopende groeven om de smeeroilie gelijkmatig over de omtrek van de cilinder te verdelen.



Voorbeeld van cilindersmeeroilieaansluiting

De smeeroilieaansluiting op de cilinder maakt dat het terugplaatsen van een voering met uiterste precisie moet worden uitgevoerd. Als namelijk de voering iets verdraaid wordt teruggeplaatst, kunnen we de olietoevoerpijp niet aanbrengen of de schroefdraad beschadigen. Een ander minstens zo belangrijk punt van aandacht is dat we vóór het demonteren van de voering deze smeeroilieaansluiting verwijderen.

4.12 Onderhoud zuigers en cilinder

4.12.1 Onderhoud zuigers, zuigerveren en cilindervoering

Onderhouds- en bedieningshandleidingen voor motoren behandelen vaak alleen de meest elementaire handelingen voor het bedrijven van een motor en mogelijke storingen. Verder voorzien zij in enkele constructie- en detailtekeningen en een lijst van onderdelen met eventuele de bestelnummers. In veel situaties bij gemalen zijn deze gegevens zoekgeraakt of verloren gegaan. Het onderkennen en succesvol uitvoeren van noodzakelijke reparaties -die aan de vaak oude motoren moeten worden uitgevoerd- hangt dan af van de kennis en bovenal de vaardigheden van de met de bediening en onderhoud belaste vrijwilliger. Zo'n vrijwilliger is niet in alle gevallen voorhanden. Daarom doen we in deze Leidraad door middel van een uitgebreide beschrijving en illustraties een handreiking voor het onderhoud en de reparaties aan de zuigers en de daarmee verwante cilindervoeringen.

4.12.1.1 Aanleiding voor groot onderhoud

Motoren in museale gemalen worden slechts incidenteel ingezet en bereiken daardoor nooit het maximale aantal draaiuren -ongeveer 10.000 bij continu bedrijf- dat voor een grote onderhoudsbeurt staat. Hierbij worden de cilinderdeksels verwijderd en de zuigers getrokken. Omdat de oude motoren in gemalen minder vaak en veelal in deellast worden bedreven, vervuilen ze sneller en moet er om die reden niet op basis van draaiuren, maar op basis van tijd een uitgebreide revisie worden doorgevoerd. Hierbij valt te denken aan een interval van eens in de vijf jaar. Deze revisie dient tegelijkertijd als training van de met het onderhoud en bediening belaste vrijwilligers van het gemaal. Soms kan een minder goed presteren van de motor aanleiding zijn om eerder in te grijpen en om door middel van onderzoek de oorzaak voor de verminderde prestaties op te sporen.

Verminderde prestaties kunnen worden afgeleid uit het roken van de motor en de door middel van een indicator vast te stellen compressiegegevens. Ook zijn afwijkende temperaturen, zoals de temperatuur van de uitlaatgassen, sterke verkleuring van de smeerolie en vervuiling van de inwendige motoronderdelen indicatoren voor een verminderde prestatie die een eerder ingrijpen noodzakelijk maken. In deze Leidraad wordt hierop bij de behandeling van het indicator toestel, motorbrandstoffen en smeerolie verder ingegaan.

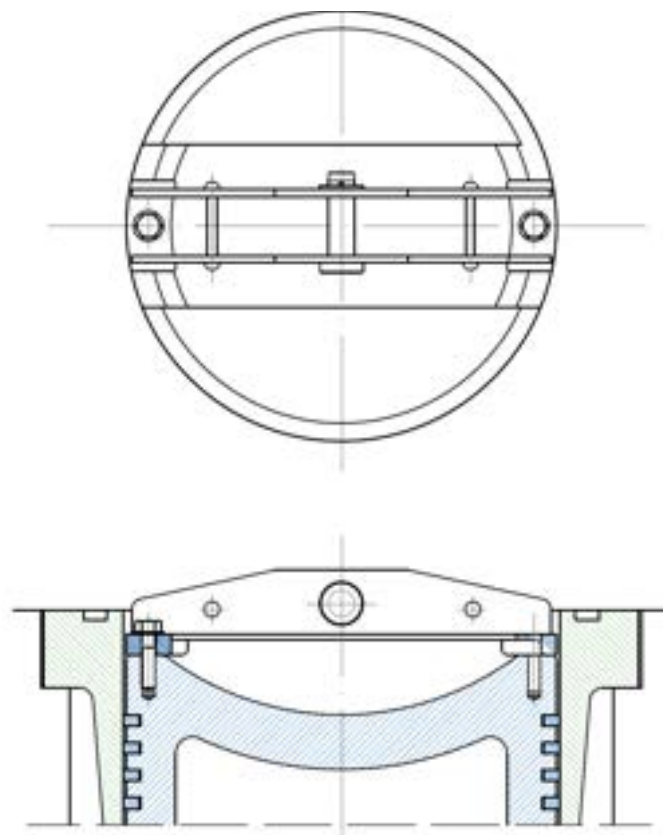
4.12.1.2 Voorbereiding

Voor we aan een revisie of survey van een motor beginnen, moeten we ons goed oriënteren op de volgende zaken:

- Hoe is een en ander samengesteld
- Zijn er werktekeningen of moeten we onderdelen fotografisch vastleggen
- Wat is de werkvolgorde
- Wat is de beschikbare ruimte om gedemonteerde onderdelen uit te stallen
- Welke hijsgereedschappen en -middelen zijn nodig
- Nagaan of er reserveonderdelen zijn, zoals bijvoorbeeld zuigerveren
- Opsporen van speciaal gereedschappen en passende sleutels

220/726

Het spreekt voor zich dat de betreffende zuiger voor het uitvoeren van deze handelingen door middel van tornen in de hoogste stand wordt gebracht. Dit is ook de stand waarbij de krukken bovenaan staat en de drijfstangbouten goed bereikbaar zijn en losgenomen kunnen worden. Vervolgens markeren we de drijfstangvoet, als er nog geen markering aanwezig is, zodat we de zuiger weer in dezelfde positie terug kunnen plaatsen, dus niet 180° verdraaid. Na het verwijderen van de lagerkap kan de zuiger uit de cilinder worden gehesen en aan onderzoek worden onderworpen. We maken hierbij gebruik van een hijsstrop die door de centraal geplaatste oogbout in de zuiger is gestoken of aan het speciale hijsjuk is bevestigd (zie afbeelding).



Speciaal hijsjuk voor zuiger met draadgaten in de zuigerrand

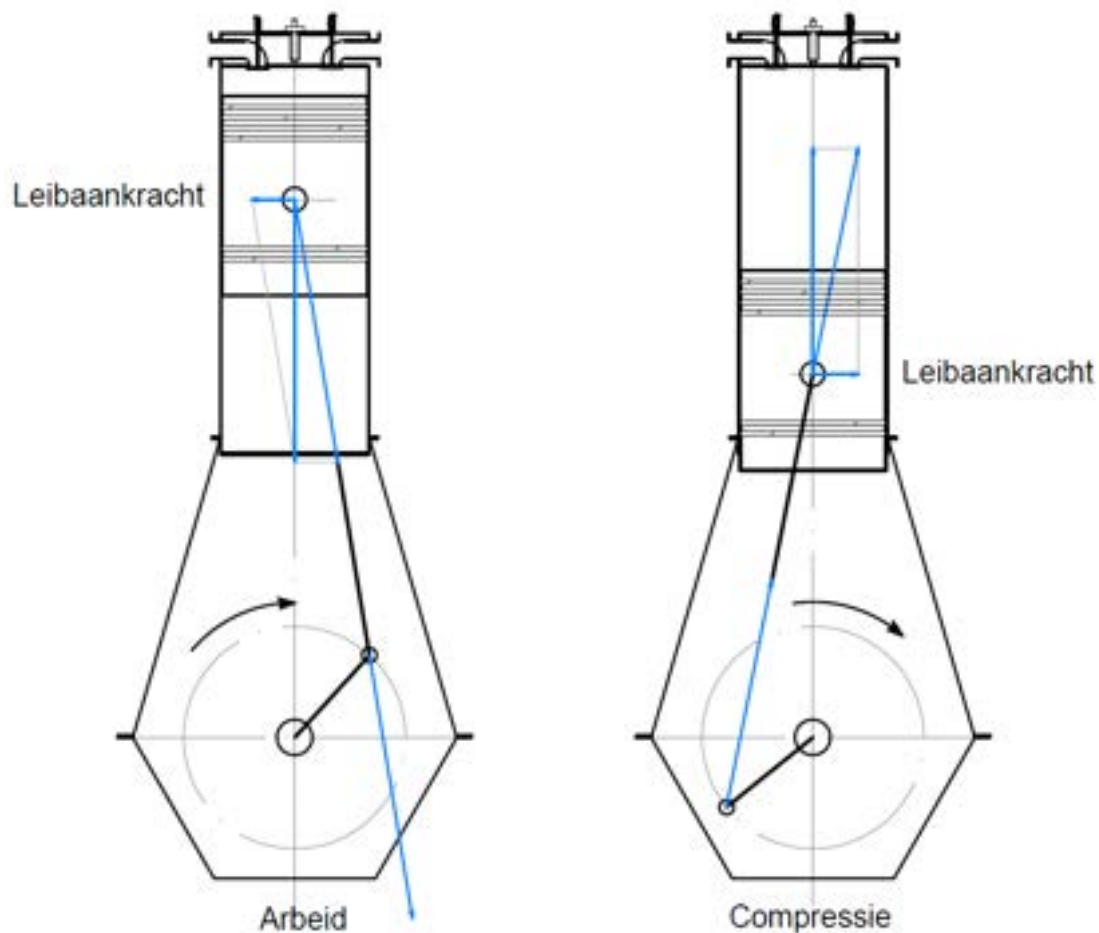
Het is verstandig om, nadat de zuiger uit de cilinder is gehesen en naar een reparatieruimte is verplaatst, deze in de takel te laten hangen, zodat deze om haar lengteas samen met de drijfstang rondgedraaid kan worden voor inspectie, het schoonmaken en uitvoeren van metingen.

4.12.1.4 Draagbeeld van de zuiger

De door de gasdruk op de zuiger uitgeoefende kracht resulteert bij een trunkzuigermotor niet alleen in een kracht in de lengterichting van de drijfstang, maar ook in een kracht tegen de cilinderwand. De zuiger wordt tijdens de arbeidsslag en de compressie met kracht tegen de cilinderwand gedrukt.

Deze kracht blijkt kleiner naarmate de drijfstang minder schuin staat, dat wil zeggen naarmate de lengte van de drijfstang vergeleken met de kruklenkte groter is. Deze zogenaamde normaalkracht wordt verdeeld over een deel van de zuiger die we de leibaandruk noemen.

Gewoonlijk ligt de verhouding van de drijfstanglengte tot de kruklenkte tussen de 4,5 en 5,5 : 1. Hoewel de hoge leibaandruk bij motoren alleen bij de arbeidslag en de compressieslag optreedt, moet de vlaktedruk gering worden gehouden om de zuiger en cilinderwand te sparen. Daarom wordt de zuiger zo lang gemaakt als constructief mogelijk is. De grootste leibaankracht bedraagt ongeveer 10% van de kracht veroorzaakt door de hoogste verbrandingsdruk.



Leibaankrachten tijdens de verbranding en de compressie van de verbrandingslucht

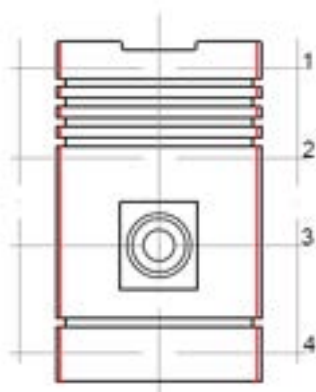
Als gevolg van deze onvermijdelijke leibaandruk zal zowel de zuiger als de voering slijten en zullen we haaks ten opzichte van de zuigerpen slijtagesporen aantreffen. Op de zuigervlakken aan de kopse kant van de zuigerpen zullen we geen slijtage aantreffen. Deze slijtageplekken zijn in de regel donkerbruin of zwart gekleurd. De plaatsen waar zich slijtage voordoet, moeten worden beschreven en fotografisch vastgelegd.

De mate van slijtage moet worden gemeten en ook worden vastgelegd, zodat we ons bij volgende inspecties een beeld kunnen vormen van de eventuele toename van de slijtage in de tijd. Ook kunnen we bij een meercilindermotor met deze gegevens een beeld krijgen van de per cilinder onderlinge verschillen in slijtage.

Het opmeten wordt uitgevoerd met een grote schuifmaat of een krompasser. De met de krompasser vastgestelde diameter wordt met behulp van een speermaat, uitgerust met een binnen-micrometer, in getalwaarden omgezet. Er wordt gemeten op de vier meetvlakken (in de tekening aangegeven),



zowel in langs- als dwarsrichting van de motor. Deze waarden worden in een tabel vastgelegd en vergeleken met de originele nominale waarden van de betreffende zuiger. Aan de hand van deze meetwaarden is eenvoudig de onrondheid te berekenen en kan bepaald worden of de zuiger nog dienst kan doen.



Meetvlakken en coördinaten voor het opmeten van de motorzuiger

Met behulp van de opgestelde tabel kunnen we zowel de mate van slijtage als de onrondheid van de zuiger vaststellen en bepalen of de zuiger vervangen moet worden. Hierbij wordt opgemerkt dat we in de regel nauwelijks of geen slijtage zullen vaststellen in de langsrichting van de motor, wel kan er enige vorm van onrondheid worden waargenomen als gevolg van de grote krachten op de zuigerpentappen. Dit is ook de reden dat sommige motorfabrikanten ter plaatse van deze tappent de zuiger verjongen. In de tekening wordt dit in het zijaanzicht voorgesteld door een vierkant vlak. Bij een motor uitgerust met een dergelijke voorziening kan in het betreffende meetvlak (3) de slijtage en onrondheid niet worden gemeten. Door net boven en net onder het verjongde gedeelte van de zuiger te meten, kunnen we dit iets omzeilen.

Stichting Het Behouden Waard te Klaasdorp Gemaal De Eendrachtspolder Betreft : Pompaandrijving 1 Onderwerp : Revisie Stork-Werkspoor dieselmotor type HKW 304 Onderdeel : Meetrapport zuigers Datum : 12 augustus 1975 Machinist : H. Herms Opmerking : Alle maten worden uitgedrukt in mm, tenzij anders vermeld						
Zuiger cilinder 1						
Meetvlak	Nominale diameter	Gemeten volgens de coördinaten		Afwijking t.o.v. nominale diameter		Onrondheid
		Voor - Achter	Links - Rechts	Voor - Achter	Links - Rechts	
1						
2						
3						
4						
Zuiger cilinder 2						
1						
2						
3						
4						
Zuiger cilinder 3						
Etc.						

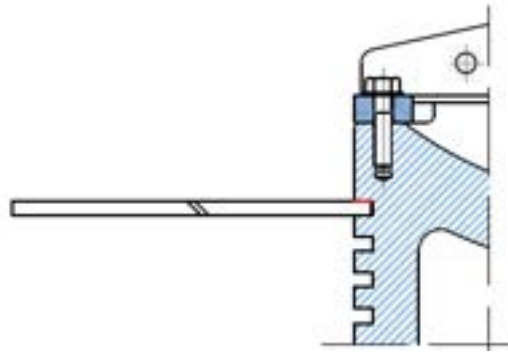
Voorbeeld meetrapport zuigers

4.12.1.5 Zuigerveren

Het eerste dat we tegen kunnen komen bij de verwijderde zuiger zijn gebroken zuigerveren. Dit beperkt zich meestal tot de twee bovenste compressieveren. De gebroken veer of veren kunnen worden verwijderd en later, door stukken hiervan als een steekbeitel aan te scherpen, gebruikt worden om de veersponningen schoon te maken. Het wegnemen van de veren levert mogelijk enige moeilijkheden, omdat deze diep in de sponningen liggen. We schuiven de bovenste veer naar één zijde in de sponning en plaatsen dan tussen de veer en de zuigerwand enige dunne stroken metaal, bijvoorbeeld dun koper. Deze stroken verdelen we vervolgens over de omtrek van de zuiger, zodat de veer buiten de contour van de zuiger komt te liggen en over deze stroken metaal naar boven kan worden geschoven. We werken vervolgens op dezelfde wijze de eronder liggende veren via de bovengelegen groeven omhoog. Daarbij zorgen we ervoor dat de las van de veer steeds op een metaalstrook ligt, zodat bij het omhoog werken de veer niet in de cilinder kan krassen.

We moeten erop letten dat bij montage van de veren deze weer in dezelfde sponning worden aangebracht. Daarom merken we de veren aan de binnenkant met een licht ingeslagen center. Vervolgens maken we de zuiger schoon met bijvoorbeeld petroleum. Hierbij kan het nodig zijn dat, vooral bij de compressieveren, de vastgekoekte verbrandingsresten in de sponningen met een speciale beitel (gemaakt van bijvoorbeeld een gebroken zuigerveer) verwijderd worden.

Om te controleren of de veren overal goed in de sponningen passen, rollen we ze langzaam door de gehele groef en proberen zo of er niet te veel speling is.



Controle veerspel in sponning

Deze methode is vrij grof en vereist enige ervaring om vast te kunnen stellen of de speling, op de tekening in rood aangegeven, niet te groot is.

Nauwkeuriger is om het om zowel de sponning als de veer op te meten met een schuifmaat of micrometer. Ook kunnen we met een voeler de axiale speling van de veer in de sponning vaststellen. In het laatste geval weten we dan alleen niet waar de slijtage zich heeft voorgedaan. Ook van deze meetsessie maken we aantekeningen in het reparatierapport.

Bij een te grote speling als gevolg van slijtage van de sponningen moet, als de zuiger geen andere slijtage en of grote maatafwijkingen vertoont, overwogen worden de sponningen op te steken en de zuiger van dickere veren te voorzien. In geval van overwegend slijtage van de veren moeten we deze vervangen door nieuwe exemplaren.

Nadat de zuiger is schoongemaakt, moet deze ook onderzocht worden op scheurvorming. Bij gegoten zuigers kunnen we, naast een visuele inspectie, een akoestische test doen met behulp van een lichte bankhamer. We tikken met de hamer op de zuigerbodem en op de binnenkant van de zuiger. Er wordt dan onder normale omstandigheden een helder klinkend geluid geproduceerd. Is dit niet het geval, dan moet door verdere visuele inspectie de zuiger verder worden onderzocht, waarbij van een penetrant gebruik wordt gemaakt.

Een geëigende plaats voor scheurvorming is de sponning van de bovenste compressieveer. De zuigerwand is hier scherp ingesneden, terwijl dat deel wordt blootgesteld aan grote warmtespanningen. Bij een aantal voorbeelden uit de praktijk werd een scherpe breuklijn waargenomen en lag het afgebroken deel van de zuiger los op het onderste deel. Doet zich breuk voor terwijl de motor in bedrijf is, dan zal dit worden opgemerkt door een verhoogde druk in het carter en het wegvallen van een deel van het motorvermogen. In het ergste geval kan een carterexplosie optreden.

Bij het trekken van de zuiger maken we altijd van de gelegenheid gebruik om ook de speling van de zuigerpen te controleren. Is de zuigerpen gemakkelijk te demonteren, dan wordt deze losgenomen en opgemeten. Vaak is de pen in de zuiger geperst en is het beter om deze te laten zitten en op de volgende manier de speling te bepalen. We draaien daarvoor de zuiger in het verticale vlak en zetten deze met de bodem op een vlakke ondergrond. De krukstang wijst dan naar boven. We bewegen nu de drijfstang heen en weer in de lengterichting van de pen. Treedt er alleen verschuiving op, dan is de speling nihil. Kunnen we de drijfstang iets heen en weer slingeren, dan wijst dit op enige speling. Een slinging van 1,5 mm gemeten aan de bovenzijde van de drijfstang, is toelaatbaar. Bij meer speling, dat wil zeggen de slinging is groter, moeten we ingrijpen. Doorgaans moet dan de pen en het lager in de kop van de drijfstang vervangen worden. Voor zo'n reparatie zijn specialistische gereedschappen nodig en zeer ervaren vaklieden. Daarom besteden we hier in deze Leidraad verder geen aandacht aan.

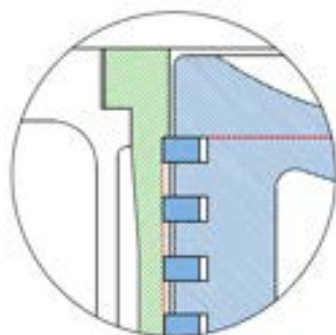
4.12.1.6 Terugplaatsen van de zuiger

Nadat alle noodzakelijk maatregelen zijn getroffen en eventuele reparaties zijn uitgevoerd, kunnen we de zuiger terugplaatsten. Eerst moeten de zuigerveren (oude of nieuwe) worden opgelegd, maar pas nadat de doorgaans messcherpe randen van de veren zijn gebroken. Het breken gebeurt met een zoetvijn (vijn met een fijne kap) die we onder een hoek van 45 graden langs de gebogen buitenrand van de veer bewegen. Om te voorkomen dat de vijn telkens volloopt met het (giet)ijzervijlsel strijken we deze voor gebruik dicht met bordkrijt. Het breken van de scherpe veerranden is vooral van belang bij de eerste compressieveer van een zuiger als die in een enigszins gesleten cilindervoering wordt geplaatst en waarvan de stootrand onvoldoende is weggenomen. De veer zal in die situatie al bij de eerste omwentelingen na de revisie tegen de stootrand botsen en breken. Een en ander wordt met de rode lijnen (de markering van de gesleten vlakken) in de volgende tekening geïllustreerd. Nadat de scherpe randen zijn gebroken, controleren we de slotspeling van de zuigerveren. Hiertoe wordt de veer in de cilinder geduwd tot de plaats met de kleinste diameter.

Op die plaats onder in de cilinder wordt met behulp van voelermaten de speling van de las opgemeten en vastgelegd. Sommige machinisten leggen de veer net boven de plaats van de

bovenste compressieveer in de cilinder, omdat daar gemakkelijker kan worden gemeten. Zij houden dan rekening met de daar meestal grotere diameter van de voering.

De controle van de slotspeling is vooral bedoeld om te voorkomen dat er onvoldoende speling is, waardoor er overmatige slijtage optreedt of de veer breekt. Een te geringe speling moeten we corrigeren door bij de las met een vijn materiaal weg te nemen. Een te grote speling, meestal het gevolg van overmatig cilindervoeringslijtage, kan niet worden gecorrigeerd.



Situatie zuigerveren in uitgesleten cilindervoering

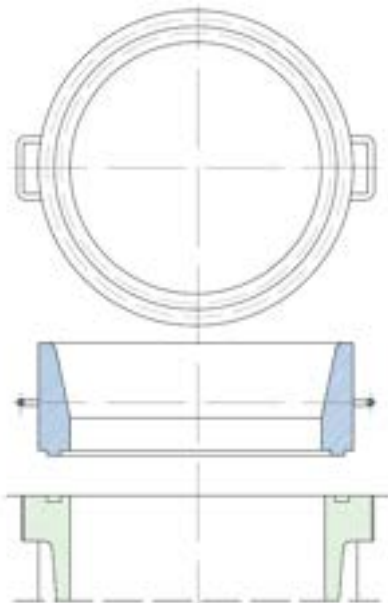
De controle van de slotspeling is vooral bedoeld om te voorkomen dat er onvoldoende speling is, waardoor er overmatige slijtage optreedt of de veer breekt.

Een te geringe speling moeten we corrigeren door bij de las met een vijl materiaal weg te nemen. Een te grote speling, meestal het gevolg van overmatig cilindervoeringslijtage, kan niet worden gecorrigeerd.

Bij het aanbrengen van de zuigerveren maken we gebruik van de metaalstroken die zijn gebruikt bij de demontage van de veren. We beginnen met het opleggen van de onderste veer en werken dan naar boven toe en zorgen ervoor dat er geen krassen op de zuiger komen. De veren en sponningen worden ingevet met cilinderolie of met de reguliere smeerolie voor de motor en gecontroleerd op een soepele beweging van de veren, door ze met de hand rond te draaien.

Het spreekt voor zich dat bij zuigerveren met een borg de las tegenover deze borg moet worden gedraaid en de veer daarna niet meer verdraaid mag worden bij het inbrengen van de zuiger.

Bij het inbrengen van de zuiger maken we gebruik van het afgebeelde hulpstuk. Het hulpstuk, dat bestaat uit een conisch uitgedraaide stalen ring, wordt boven op de cilindervoering geplaatst en met behulp van de pasrand in de voering gecentreerd. De diameter van het cilindrische gedeelte van het hulpstuk is even groot als die van de cilindervoering. De daardoor verkregen bijna naadloze overgang tussen het hulpstuk en de cilindervoering zorgt ervoor dat bij het inhijzen van de zuiger het verenpakket soepel in de cilinder glijdt.



We zorgen ervoor dat de ring goed is geolied en we bewegen de strop, waarmee de zuiger in de takel is opgehangen bij het inbrengen, heen en weer. De zuiger zal dan door zijn eigen gewicht in de cilinder zakken. Het inbrengen van de zuiger zonder zo'n hulpstuk leidt vaak tot de breuk van zuigerveren en/of de beschadiging van het zuigeroppervlak en wordt daarom met klem afgeraden.

Hulpstuk voor het inbrengen van de zuiger

4.12.1.7 Cilindervoering

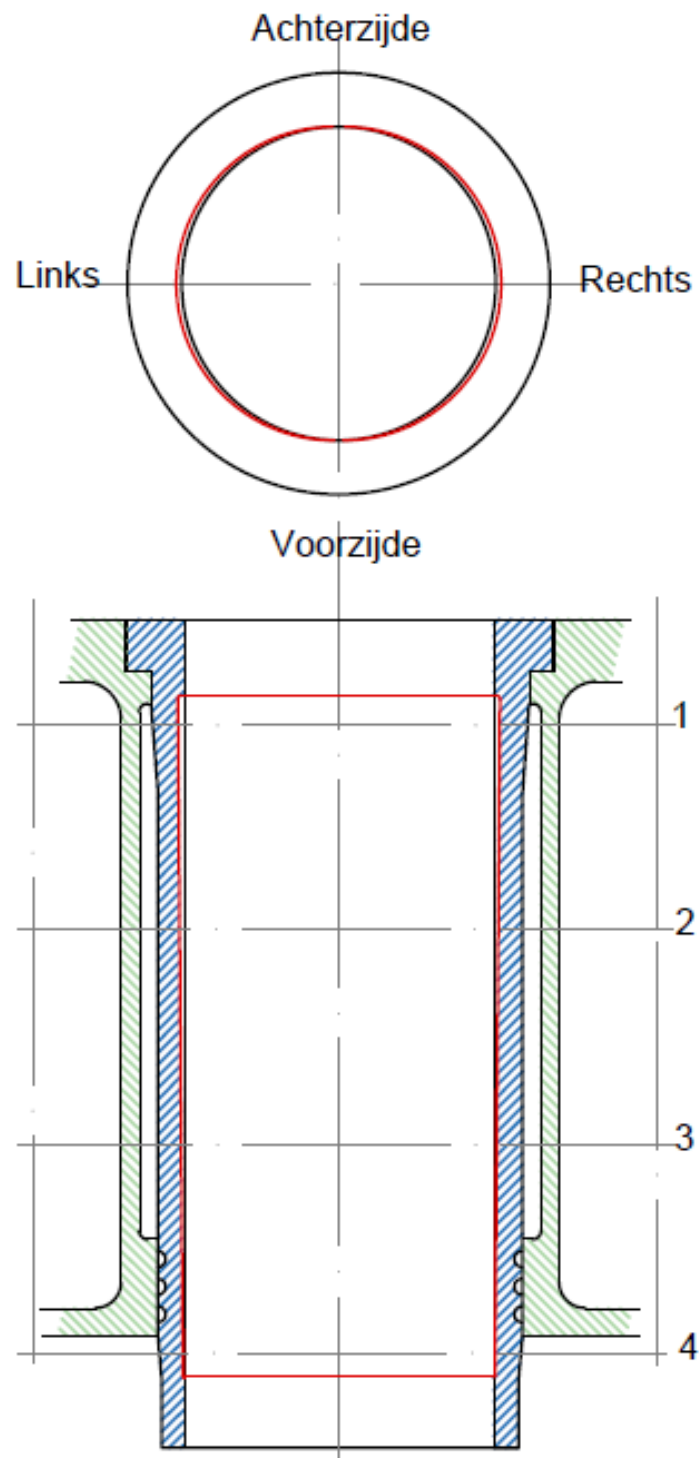
De oorzaak van een lage compressiedruk is een te grote zuigerspeling en het ontsnappen van verbrandingsgassen langs een ondichte zuiger. Vertoont de cilinder groeven, dan kan dit wijzen op een of meerdere gebroken zuigerveren of stukken van andere gebroken of losgeraakte onderdelen die tussen de cilinder en de zuiger klem zijn geraakt. Zijn de groeven diep, dan moeten we de cilinder opnieuw uitboren of de (eventueel aanwezige) losse cilindervoering vervangen. Ondiepe groeven, mits ze niet te groot zijn, corrigeren we meestal niet vanwege de hoge kosten.

Vertoont de cilinderwand ruwe plekken, dan wijst dit op een onvoldoende smering als gevolg van een tekort aan smeerolie of onvoldoende smerend vermogen als gevolg van chemische reacties van de olie met de verbrandingsresten op de cilinderwand. Zijn deze beschadigingen klein, dan worden zij vanzelf weer glad geslepen tijdens bedrijf.

Bij elke revisie of inspectie van de cilindervoering meten we op een aantal plaatsen de slijtage op en leggen de gevonden meetwaarden vast in een reparatierapport. Aan de hand van de visuele waarnemingen en deze meetwaarden kan worden bepaald welke maatregelen er getroffen moeten worden om de motor verantwoord te kunnen blijven bedrijven. Onder verantwoord verstaan we dat er zodanige maatregelen getroffen (moeten) worden dat er geen onherstellbare schade kan ontstaan waardoor de motor verloren gaat als werkend museumstuk.

Het opmeten voeren we uit met een voetjespasser en schuifmaat, of een speermaat, uitgerust met een binnen-micrometer, en zetten we om in getalwaarden. We meten de in de tekening aangegeven vier meetvlakken zowel in langs- als in dwarsrichting van de motor. Deze waarden worden in een tabel vastgelegd en vergeleken met de originele nominale waarden van de betreffende zuiger. Aan de hand van deze meetwaarden kan, net als bij de zuiger, eenvoudig de onrondheid berekend worden en bepaald worden of de voering nog dienst kan doen. Als tussen de meetwaarden in het meetvlak 1 en 4, dus boven en onder in de cilinder, een groter verschil wordt vastgesteld dan 1,25 mm, dan moet de cilinder worden geslepen of gekotterd. Hetzelfde geldt ook als de onrondheid van de voering groter is dan 0,60 mm. Deze waarden zijn richtwaarden voor niet-verchroomde voeringen en voor een niet-museale bedrijfssituatie. De slijtage die bij verchroomde voeringen wordt toegelaten, hangt af van de dikte van de opgebrachte laag en mag deze nooit overschrijden. Verchroomde voeringen worden bij overschrijding van de slijtagenorm van een nieuwe chroomlaag voorzien. In beide gevallen moet de cilindervoering uit de cilinder worden genomen en door een gespecialiseerd bedrijf worden bewerkt of behandeld.

Deze leidraad beschrijft de bediening en het onderhoud van motoren die slechts incidenteel worden gebruikt en waaraan geen hoge eisen worden gesteld aan een betrouwbaar en economisch verantwoord bedrijf. Daarom kan in veel gevallen worden afgeweken van een aantal normen en richtwaarden, zolang dit niet tot schade aan de motor leidt. We noemen hier specifiek de als gevolg van slijtage ontstane stootrand in de voering. Deze stootrand moet altijd worden weggenomen door het handmatig wegslijpen of door het ter plaatse honen van de cilinder. Hoe dit wordt uitgevoerd, beschrijven we verderop in deze Leidraad.



Meetvlakken en coördinaten voor het opmeten van de cilindervoering

Stichting Het Behouden Waard te Klaasdorp Gemaal De Eendrachtspolder Betreft : Pompaandrijving 1 Onderwerp : Revisie Stork-Werkspoor dieselmotor type HKW 304 Onderdeel : Meetrapport cilindervoering Datum : 12 augustus 1975 Machinist : H. Herms Opmerking : Alle maten worden uitgedrukt in mm, tenzij anders vermeld						
Zuiger cilinder 1						
Meetvlak	Nominale diameter	Gemeten volgens de coördinaten		Afwijking t.o.v. nominale diameter		Onrondheid
		Voor - Achter	Links - Rechts	Voor - Achter	Links - Rechts	
1						
2						
3						
4						
Zuiger cilinder 2						
1						
2						
3						
4						
Zuiger cilinder 3						
Etc.						

Voorbeeld meetrapport cilindervoering

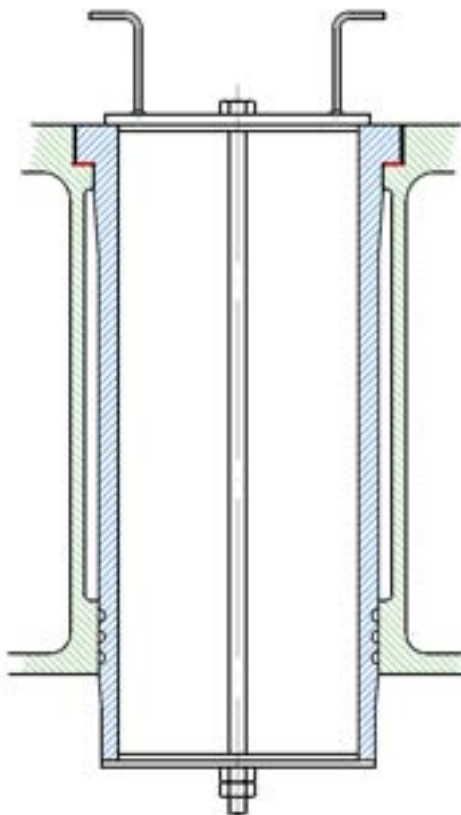
Soms is de pasrand van de voering aangetast en vertoont deze oneffenheden in de vorm van kleine putjes. Deze oneffenheden kunnen (als de oude cilindervoering zondermeer wordt teruggeplaatst) aanleiding zijn voor koelwaterlekkage en moeten dus worden weggewerkt. Dit gebeurt door middel van schuren. Ook bij nieuwe voeringen moet de pasrand licht worden ingeschuurd om ervoor te zorgen dat een goede afdichting wordt verkregen. Sommige motorfabrikanten leveren hiervoor de nodige hulpstukken; anders kunnen deze eenvoudig zelf worden gemaakt. De inrichting -zie de volgende tekening- bestaat uit twee deksels met een pasrand waartussen met behulp van een trekanker de cilindervoering wordt geklemd. Op het bovenste deksel zijn twee beugels gelast waarmee aan de cilindervoering een draaiende beweging kan worden gegeven en deze opgetild kan worden.

Voordat we beginnen met schuren zorgen we ervoor dat alle onderdelen schoon en de glijvlakken geolied zijn, zodat de voering zonder al te grote krachtinspanning in de cilinder is te verdraaien. Afhankelijk van de aard van de beschadiging beginnen we met eerst een grove schuurpasta, dan middel en vervolgens fijn. De pasta moet goed verdeeld en in niet al te grote hoeveelheden op alleen het pasvlak -in de tekening voorgesteld door een rode lijn- van de voering en de cilinder worden aangebracht. Bij het begin van een nieuwe schuursessie draaien we de cilindervoering een aantal keren rond, zodat de schuurpasta goed over het te schuren vlak wordt verdeeld.

Bij het schuren maken we een heen en weer gaande beweging, we lichten de voering steeds iets op en veranderen steeds van plaats. Afhankelijk van de grootte en het gewicht van de cilinder zijn hiervoor twee personen nodig. Zij moeten de beugels zo dicht mogelijk bij het deksel vastpakken om te voorkomen dat de voering scheef wordt gedrukt.

Zodra het dichtingsvlak van zowel de cilindervoering als de cilinder overal een egale en doffe grijze kleur vertoont, kunnen we aan de volgende sessie met een fijnere schuurpasta beginnen.

Bij de controle van de schuurresultaten en voordat de voering wordt gemonteerd, moeten we de vlakken en de omgeving ervan zorgvuldig schoonmaken.



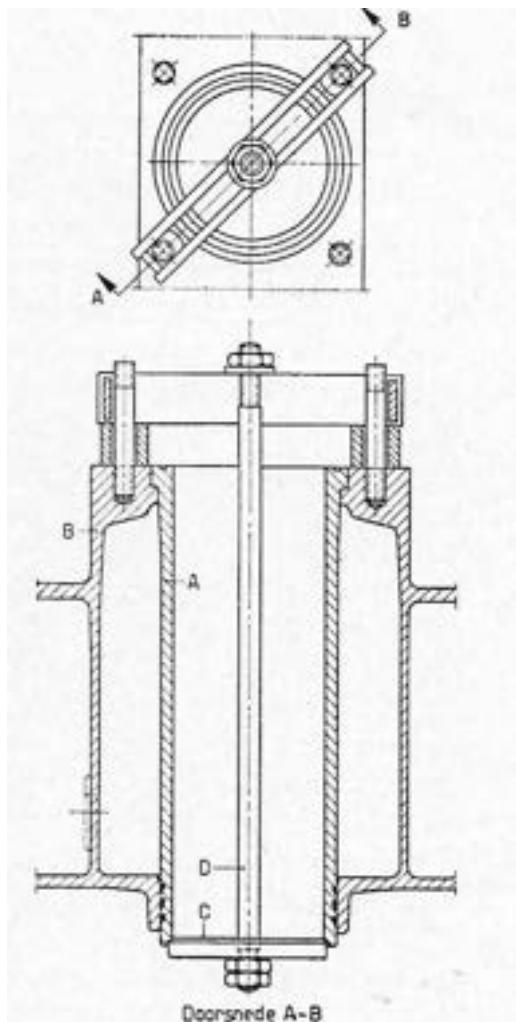
Gereedschap voor het schuren van de cilindervoeringpasrand

4.12.1.8 Demontage en montage cilindervoering

Bij de demontage van een voering maken we gebruik van het hulpgereedschap (zie afbeelding) dat bestaat uit een ronde plaat ter grootte van de cilinderdiameter met een centreerrand, een stevige brug met stempels die over de tapeinden waarmee de cilinderkop wordt bevestigd, wordt geplaatst en een stevige trekstang met onder en boven schroefdraad en de bijbehorende moeren en volgelingen. Bij het trekgereedschap hoort ook een zogenaamde oogmoer (hijsoog) die op de trekstang wordt geschroefd en waaraan een strop of de haak van het hijsgereedschap wordt bevestigd om de voering, nadat deze is losgetrokken, verder te kunnen verplaatsen.

Als het koelwater is afgetapt en alle onderdelen (die met de voering zijn verbonden) zijn losgemaakt, wordt het hulpgereedschap aangebracht en de trekstang met de moer aan de bovenzijde op

spanning gebracht. In het meest gunstige geval schiet de voering bij voldoende spanning los en soepel mee bewegen bij het verder aandraaien van de moer.



Vaak zit de voering vastgekoekt of zijn de pasranden geoxideerd en dan zijn we genoodzaakt om met behulp van petroleum of een penetrant de vastgekoekte verbinding los te weken. Dit losweken duurt soms dagen. We moeten daarbij de trekstang onder spanning laten staan. Zit na bijvoorbeeld een dag de voering nog steeds vast, dan kunnen we het losraken forceren door een flinke klap met een zware hamer op de onderkant van de trekstang. Het spreekt voor zich dat we bij een dergelijke reparatie de nodige maatregelen moeten treffen om te voorkomen dat achtergebleven koelwater en vaste bestanddelen, zoals bijvoorbeeld roestdeeltjes uit de koelwaterruimte, in het carter van de motor terecht komen. Een methode hiervoor is om een ruime strook zeildoek over de krukas te leggen, zodat eventuele rommel en vloeistoffen buiten de contour van de motor rollen of vloeien. Het is verstandig om na de reparatie het carter te wassen met petroleum en vervolgens de smeerolie te ververset. We masken hierbij gebruik van een zogenaamde bokkenpoot en/of een radiatorkwast. Bij het wassen wordt de zwarte koolaanslag verwijderd en samen met de andere ongerechtigheden met een poetsdoek uit het carter geveegd. Het gebruik van poetskatoen is niet toegestaan en de te gebruiken poetsdoeken mogen niet pluizen.

Voering trekgereedschap

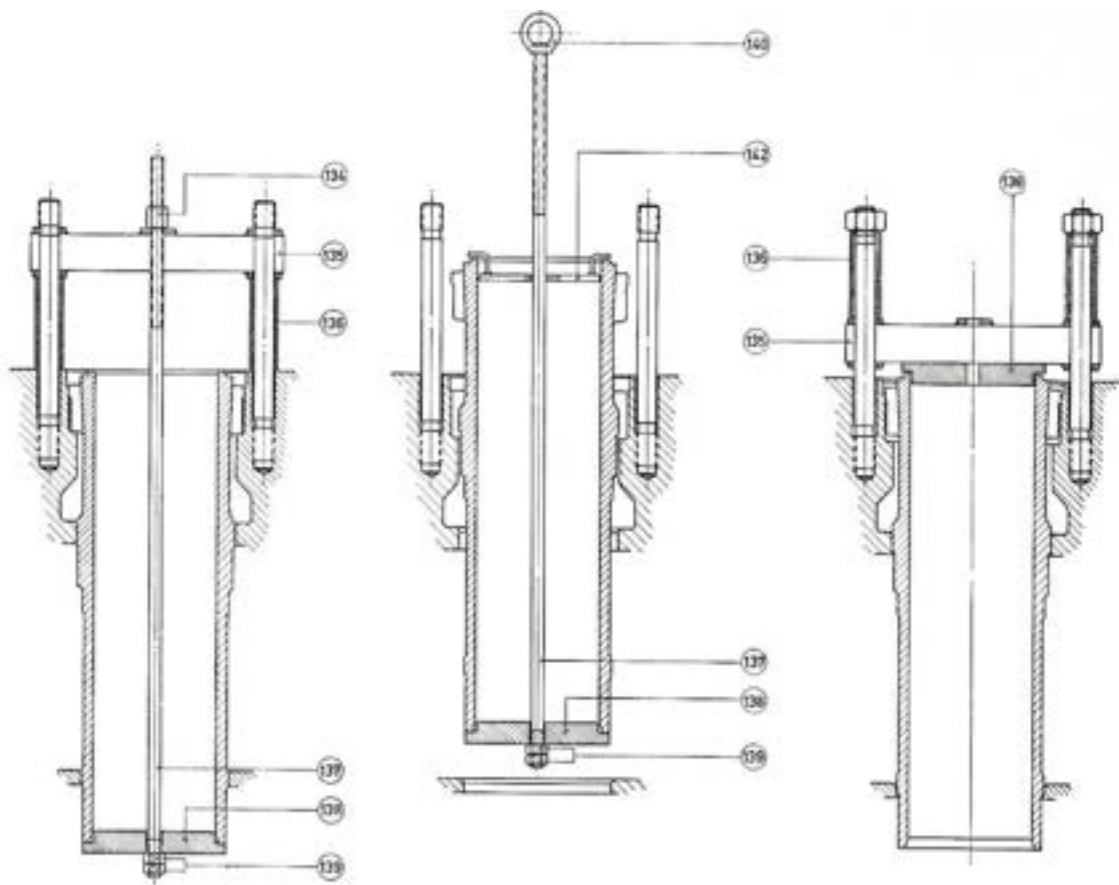
Sommige fabrikanten gebruiken de onderdelen van het voeringtrekgereedschap ook om de voering weer in de cilinder te persen. Een voorbeeld hiervan is het trek- en persgereedschap dat motorenfabriek Brons bij de GB (tweetakt)motoren leverde (zie de afbeelding op de volgende bladzijde). Het aanbrengen (zie de rechter figuur) van de relatief lange voering gebeurt in meerdere stappen omdat de schroefdraadlengte van de tapeinden beperkt is. We maken bij het aanbrengen van de voering gebruik van stempels (item 136) met verschillende lengte. Ook past Brons een centreerbeugel (item 142) toe om te voorkomen dat de trekstang verbuigt tijdens de hijswerkzaamheden van de voering. Deze beugel wordt nadat deze is losgetrokken aan de bovenzijde in de voering gehangen. Ook bij het aanbrengen van de voering wordt hiervan gebruik gemaakt.

In alle gevallen wordt zowel bij het trekken als opnieuw aanbrengen van de voering gebruik gemaakt van de tapeinden waarmee het cilinderdeksel op het cilinderblok van de motor is bevestigd.

De afdichting tussen de koelwaterruimte en andere ruimtes in de motor, bijvoorbeeld het carter, bestaat bij de hedendaagse motoren uit één of meerdere oliebestendige rubberen ringen. Deze zogenaamde O-ringen zitten strak opgesloten in een daarvoor in de voering aangebrachte groef en moeten bij het opnieuw aanbrengen van de cilindervoering vervangen worden.

Bij het aanbrengen moeten deze rubberen O-ringen enigszins gedeformeerd worden om voor een goede afdichting te kunnen zorgen. Deze vervorming zorgt voor de nodige aandrukkracht en daardoor wrijving tussen de voering en cilinderwand bij het aanbrengen.

Om deze wrijving te verminderen, kunnen we de rubberen ringen insmeren met groene of een andere soort zachte zeep. Deze zeep tast het rubber van de O-ringen niet aan, terwijl de overtollige zeep oplost in het koelwater en -anders dan olie of smeervet- de koeling (warmtedoorgang) niet nadelig beïnvloedt.



Trek- en persgereedschap cilindervoering

4.12.1.9 Schuren pakkinggroef cilindervoering

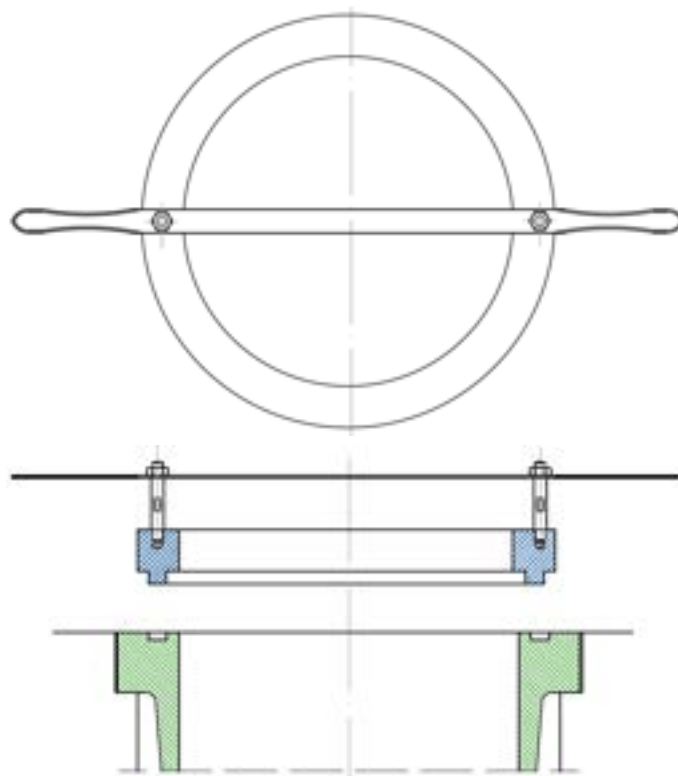
Een veel gebruikte manier om het cilinderdeksel goed af te dichten, is met een koperen ring in een in de bovenkant van de cilindervoering aangebrachte groef. De bodem van deze groef kan

beschadigd raken en moet door middel van schuren opgezuiverd worden om een goede afdichting te waarborgen. Hiervoor maken we gebruik van een schuurijzer (zie afbeelding op de volgende bladzijde).

Het schuurijzer bestaat uit een tamelijk zware stalen ring met aan de onderzijde een rand die met enige speling in de groef van de voering past. Met twee steunen -iets langer dan de cilinderdekseltapeinden- is deze ring aan het platte wringijzer vastgemaakt. Met het wringijzer wordt de voor het schuren nodige heen- en weergaande beweging gemaakt en de ring tijdens het schuurproces opgelicht. Net als bij het schuren van een beschadigd pasvlak van een voering zal de grofheid van het toe te passen schuurmiddel afhangen van de aard van de beschadiging van de pakkinggroef; dat wil zeggen als de groef nauwelijks beschadigd is, kan worden volstaan met het schuren met alleen een fijne schuurpasta. Het schuren moet op dezelfde wijze worden uitgevoerd als het pasvlak van een voering (zoals eerder in deze Leidraad beschreven).

Meestal is de rand van het schuurijzer gehard of ingezet, zodat deze weinig slijt tijdens het schuurproces. Toch zal na verloop van tijd deze rand groeven vertonen en onvoldoende vlak worden. Eventuele afwijkingen kunnen worden gecontroleerd door een stalen rij over de pasrand te leggen en aan de hand van het doorgelaten licht te controleren waar, en in welke mate, het schuurvlak is aangetast.

Door het wringijzer en de steunen te verwijderen, kan de ring op een draaibank worden geplaatst en de rand weer zuiver vlak geslepen worden.



Schuurijzer voor pakkinggroef in voering

Dit hiervoor afgebeelde schuurijzer is voor een cilindervoering met een pakkinggroef. Sommige motorfabrikanten, vooral die van de oudere motoren die we in gemalen aantreffen, voeren hun voering uit met een getrapte of geheel vlakke rand. Het spreekt voor zich dat de schuurrand van het schuurijzer daaraan aangepast moet zijn/worden.

4.12.2 Kotteren, slijpen en honen

De cilinder en/of cilindervoering wordt bij verbrandingsmotoren over de volle lengte op een kotter-, carrousel- of speciale cilinderboorbank recht uitgeboord. Grote cilinders moeten bij voorkeur in dezelfde stand geboord worden als de stand waarin zij dienst gaan doen, omdat bijvoorbeeld een verticaal geboorde cilinder door zijn eigen gewicht bij horizontale plaatsing iets onrond wordt. Er zijn dus twee soorten cilinderboorbanken; horizontale en verticale. De cilinder moet voor een goede afdichting zuiver rond en glad bewerkt zijn. Het middelste gedeelte van de binnenkant van de cilinder, waarlangs de zuigerveren lopen, noemen we de werkweg. Aan de einden is de cilinder iets wijder uitgedraaid om het ontstaan van stootranden te voorkomen. De buitenste zuigerveren steken dan in de uiterste stand iets over de rand van het schuine gedeelte, dus iets buiten de zuigerweg. De afschuining aan de dekselzijde heeft naast het voorkomen van een stootrand verder nog als doel om bij revisies de zuiger met het verenpakket gemakkelijker te kunnen monteren.

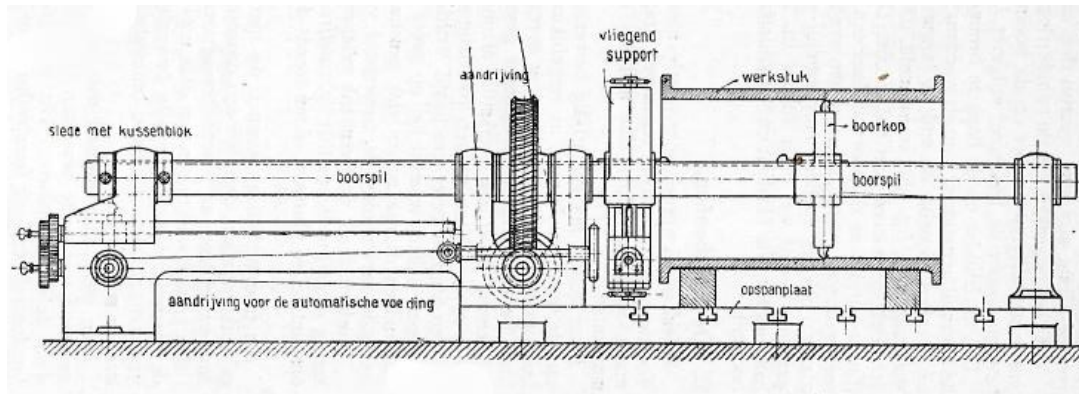
Deze afschuining is minimaal en zal op den duur geen effect hebben op het ontstaan van stootranden en de noodzaak deze te verwijderen om te voorkomen dat de zuigerveren breken (zie ook de eerdere tekening van de cilindervoering van een Werkspoor motor).



Relatie tussen zuigerslag en zuigerweg

Het gemiddelde temperatuurverschil tussen de boven- en onderzijde van de cilinders bij (enkelwerkende) motoren is groot. Dit betekent dat als gevolg van het uitzetten van het cilindermateriaal tijdens bedrijf (grote) maatverschillen optreden. De zuigerveren zullen continu de (overdreven voorgestelde) kegelvormige cilinderwand moeten volgen, wat (overmatige) slijtage van de veren en de sponningen tot gevolg heeft. Ook treedt eerder vermoeidheid op van het materiaal waar de veren van gemaakt zijn. Bij revisies is het zaak de cilinderdiameters zowel in de hoogte als in de breedte bij horizontale machines of van links naar rechts en van voor naar achter bij verticale motoren op een aantal plaatsen in de lengterichting van de cilinder nauwkeurig op te meten en dit vast te leggen. Aan de hand hiervan kunnen we het slijtagepatroon en de onrondheid vaststellen, dan wel bepalen of de cilinder opgeboord moet worden en nieuwe, overmaatse, zuigerveren moeten worden toegepast. Bij cilinders met een losse voering trekken en vervangen we de voering. Uit de meetgegevens kunnen we de slijtage in koude toestand afleiden.

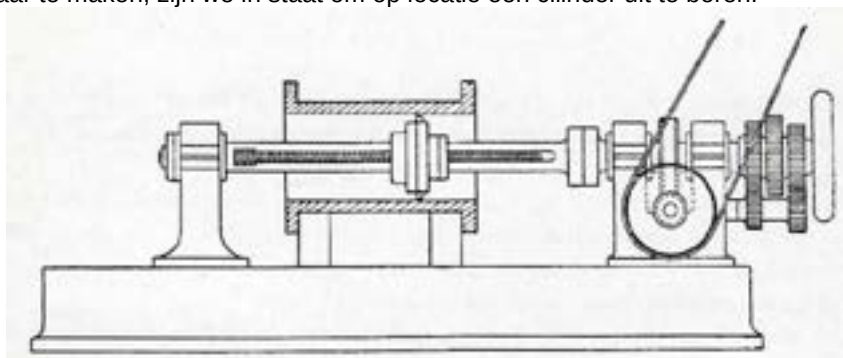
Die moeten we gebruiken bij het opboren van de cilinder of bij het boren van de nieuwe voering. Het boren gebeurt op een speciale cilinderboorbank of op een kotterbank (zie afbeeldingen).



Horizontale cilinderboorbank

Bij de afgebeelde cilinderboorbank wordt de te bewerken cilinder met behulp van steunen zuiver centrisch ten opzichte van de boorspil opgespannen. De op de boorspil gemonteerde boorkop is voorzien van één of twee beitels en wordt een ronddraaiende beweging gegeven met de worm/wormwieloverbrenging. De boorspil is aan de linkerzijde met een kussenblok aan een slede bevestigd. De boorspil maakt met haar beitels een wentelende beweging in de centrisch opgestelde cilinder, terwijl de slede wordt verschoven door middel van wisselwielen waarvan de roterende beweging wordt afgeleid van de boorspil. Het aantal tanden van de wisselwielen bepaalt de sneedikte en daarmee de ruwheid van het cilinderoppervlak.

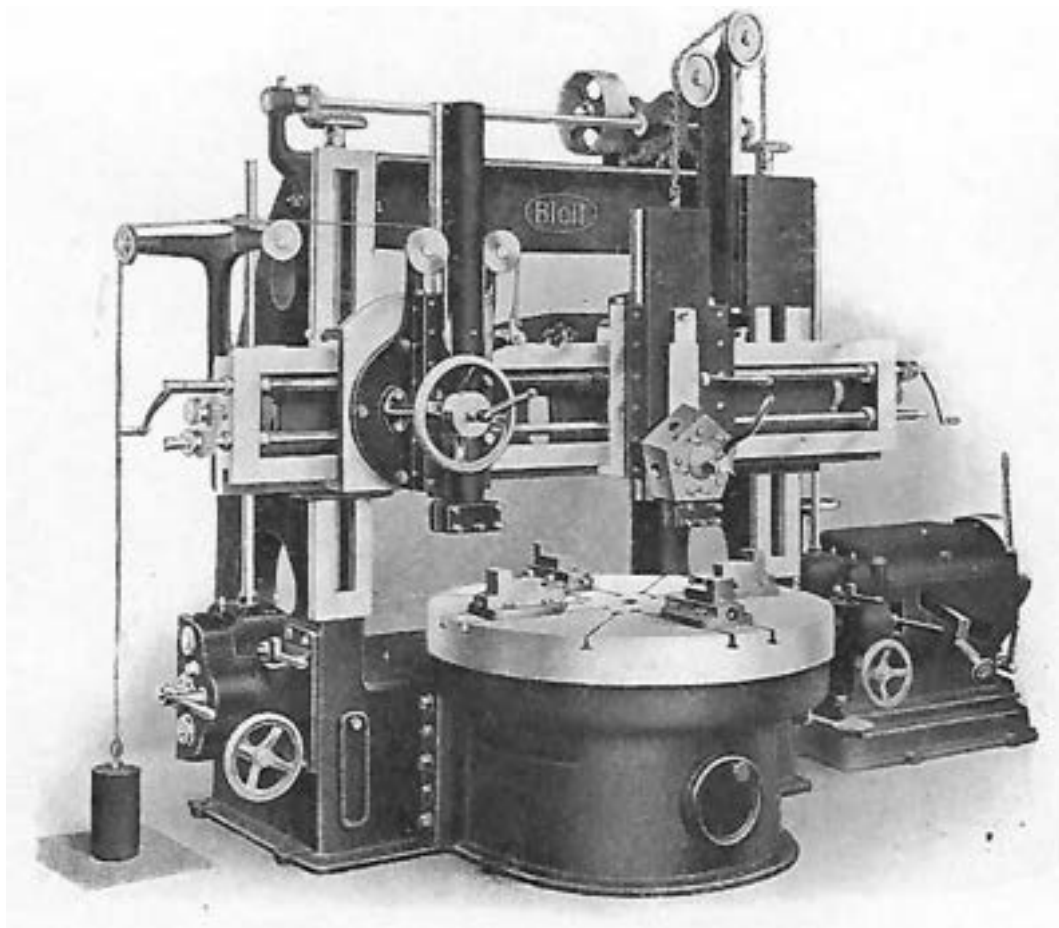
Een essentieel verschil tussen de speciale cilinderboorbank en de hierna afgebeelde kotterbank is dat de boorspil hol is met een daaromheen schuivende boorkop. In de boorspil bevindt zich een schroefspil met een moer en een nok die in een lange groef in de holle boorspil de boorkop verschuift. De verplaatsing van de boorkop wordt ook door middel van wisselwielen verkregen. Bij deze manier van werken kan het werkstuk stil blijven liggen en worden door de boorspil twee bewegingen bewerkstelligd, één voor het wentelen van de beitels en één voor het verschuiven van de boorkop. Door zowel de aandrijving als het lager met de ondersteuning van deze kotterbank verplaatsbaar te maken, zijn we in staat om op locatie een cilinder uit te boren.



Kotterbank

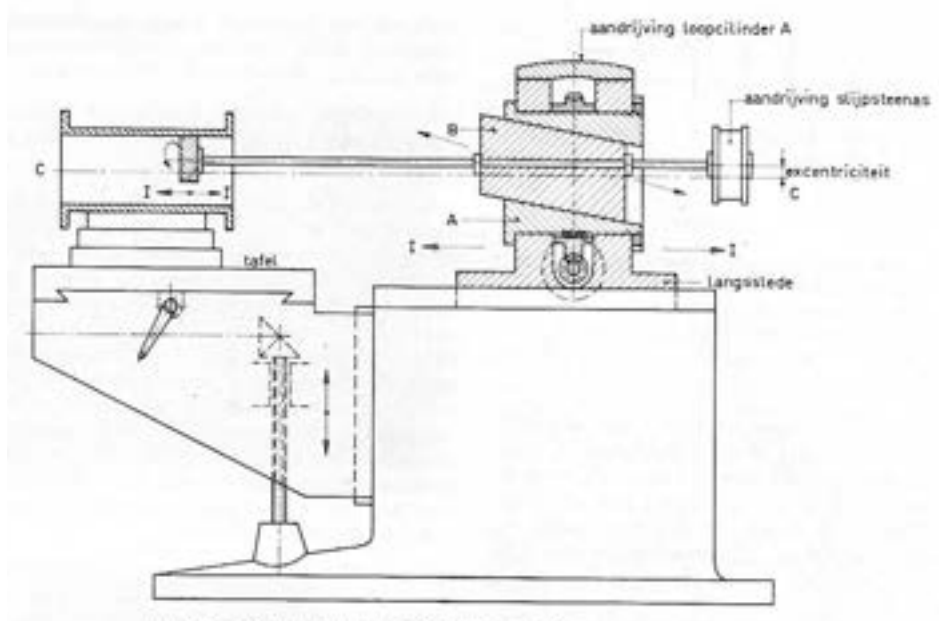
Meestal gebruiken we bij het boren van de cilinder twee tegenover elkaar geplaatste beitels met één en dezelfde aanzet om te voorkomen dat de boorspindel -vooral in het midden- doorbuigt en de cilinder een buik krijgt; dat wil zeggen dat de binnendiameter van de cilinder in het midden kleiner is dan aan de buitenzijden.

Een carrousel draaibank is een vlakdraaibank waarbij, anders dan bij de kopdraaibank, de klauwplaat vlak ligt. Bij een carrousel draaibank wordt de motorcilinder op een klauwplaat opgespannen, draait het werkstuk en staat de beitel, behalve voor de voeding en de aanzet, stil. De beitelhouder bestaat uit een zware lange as die door het beitelsupport omhoog en omlaag wordt bewogen en bij het bewerken in de cilinder verdwijnt. Het support is aan een zware horizontale balk bevestigd die aan twee kolommen is vastgemaakt. Met deze constructie is het mogelijk allerlei in- en uitwendig draaiwerk te verrichten. Meestal kan het support ook onder een hoek worden gesteld, waardoor cilinders over een bepaalde lengte conisch kunnen worden gedraaid.



Carrousel draaibank

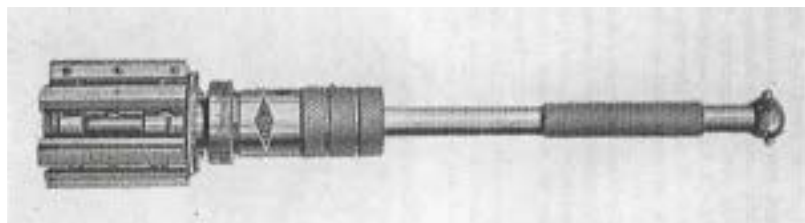
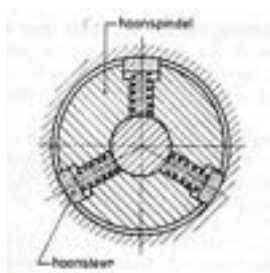
Tegenwoordig worden cilindervoeringen na het boren geslepen of gehoond. Bij het slijpen maakt de ronde slijpsteen een snel draaiende tolbeweging en rolt gelijktijdig langs het te bewerken cilinderoppervlak.



Cilinderslijpmachine

De slijpsteen heeft dus gelijktijdig twee draaiende bewegingen. Verder wordt de zogenaamde loopcilinder heen en weer bewogen met behulp van de langsvoeding waardoor de cilinderwand in kruisslag wordt bewerkt. Met de hiervoor afgebeelde slijpmachine wordt een zeer glad oppervlak bereikt met een grote vorm nauwkeurigheid (zuiver rond en recht).

Honen of trekslijpen is een verspaningstechniek die te vergelijken is met ruimen, waarbij de messen vervangen zijn door stroken gemaakt van diamant, kubisch boornitride of keramisch gebonden materiaal. De stroken slijpmateriaal zijn in sleuven op een cilindervormige schacht aangebracht en worden al draaiende diametraal door lichte veren of hydraulisch tegen de te bewerken cilinderwand gedrukt.



Hoonspindel (zonder aandrijving)

Tijdens het bewerken wordt de slijpschacht -afhankelijk van de opstelling van de cilinder- op en neer of heen en weer bewogen, zodat een kruisslag slijppatroon ontstaat.

De verbinding van de aandrijfspil van de slijpschacht is flexibel verbonden met de aandrijving, zodat deze zich volledig richt naar de te bewerken boring. Deze bewerking kan ook ter plaatse met behulp van een -speciaal daarvoor aangepaste- mobiele opstelling worden uitgevoerd en is daarmee een uitstekend alternatief om slijtagesporen en stootranden weg te werken.

4.13 Krukassen

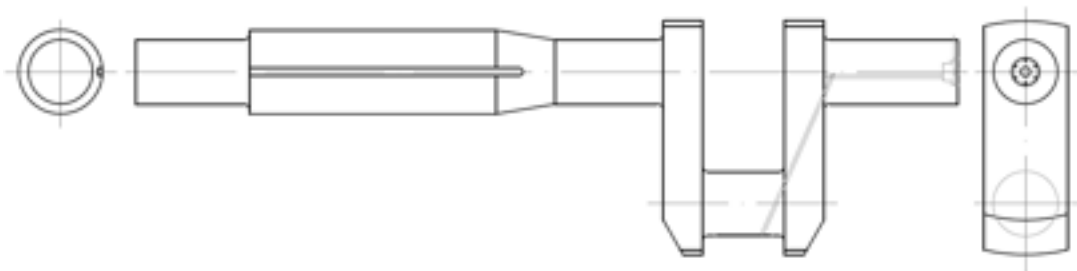
4.13.1 De kruk

De kruk is bij de dieselmotoren vele jaren één van de zwakke punten geweest. De weinige bekendheid met het werkelijke complex van de door trek-, druk-, en wringspanningen veroorzaakte krachten in de kruk leidde in het verleden tot te kleine afmetingen en daardoor tot schade en soms zelfs breuk van een as.

Aangezien de ruimte tussen de krukken geheel door de hoofdagers wordt ingenomen, bestaat er geen gelegenheid om de krukken voor elke cilinder gescheiden uit te voeren en door flenzen met elkaar te verbinden. Krukassen worden daarom of uit één geheel of in twee delen vervaardigd, in het laatste geval elk met de helft van het totale arbeidskrukken. Beide delen worden dan in een daarvoor gecreëerde ruimte, in het midden van de motor, samengebouwd. Ook worden krukassen uit delen opgebouwd waarbij de wangen op de assen en de pennen worden gekrompen. De krukassen die we tegenkomen bij motoren in museale gemalen, zijn in de regel met de wangen en de pennen uit één stuk gesmeed of tegenwoordig bij de snellopende dieselmotoren ook wel gegoten (gietstaal).

4.13.1.1 Krukasconstructie

De kruk met de kruk en de drijfstang vormen het mechanisme dat de heen en weergaande beweging van de zuiger in een ronddraaiende beweging omzet. Een kruk in zijn eenvoudigste vorm bestaat uit twee ashalzen -dat zijn de tappen waarom de as draait- en twee krukwangen waarin de krukpen bevestigd is. Verder is de kruk zo lang dat hierop het vliegwiel kan worden bevestigd en voorzien van een flens waarmee de verbinding met de aan te drijven as tot stand wordt gebracht.

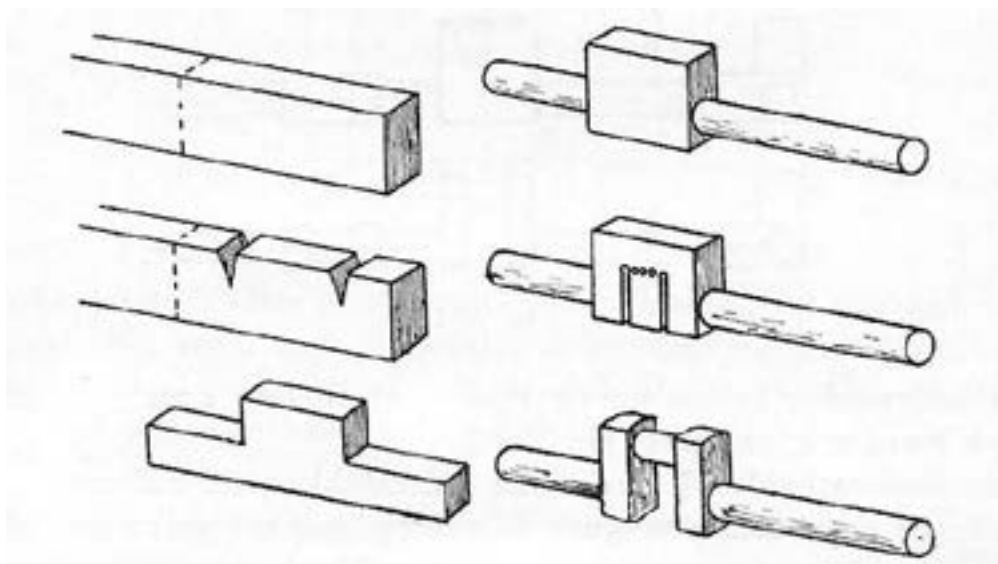


Krukas met twee krukwangen

Bij kleinere cilinderaantallen worden de krukwangen voorzien van gewichten. Deze extra massa doet dienst als contragewicht. Dit contragewicht wordt vooral bij snellopende machines toegepast om de invloed van de middelpuntvliedende kracht op de kruk en een deel van de drijfstang op te heffen. Verderop in deze paragraaf gaan we hierop verder in.

4.13.1.2 Gesmede krukassen (1)

Krukassen worden vooral bij kleine machines vaak uit één stuk gesmeed. De door de smid gevolgde bewerkingsvolgorde van walsblok tot as staat in de figuur hieronder weergegeven. Van het ruwe materiaal moeten de maten overeenkomen met de breedte en de dikte van de krukwangen. De lengte van het blok bepaalt de smid op het oog. Eerst wordt het blok afgekort en op twee plaatsen ingenomen, waarna de aseinden worden gesmeed. Eerst vierkant, in de breedte van de krukwang, en vervolgens rond met een ruime materiaaltoegift voor het later bewerken van de as. In deze vorm wordt het smeedstuk door de smid opgeleverd. De verdere bewerking vindt in koude toestand plaats door boren en uitzagen of door autogeen uitsnijden. Hierna wordt de krukas afgewerkt op de draaibank.



Bewerkingsvolgorde gesmede krukas met een kruk

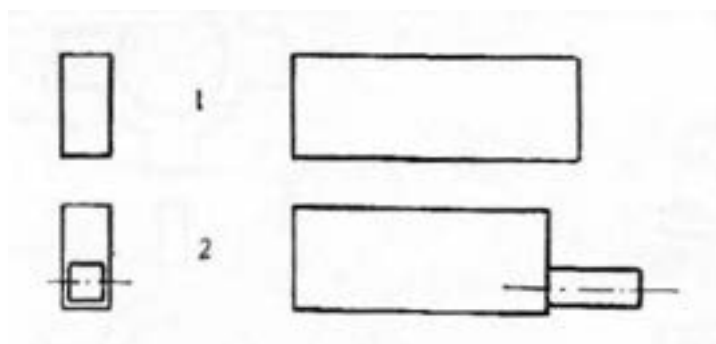
Hiervoor zagen we een voorbeeld van een bewerkte krukas met twee krukwangen die uit een dergelijk smeedstuk gemaakt zou kunnen zijn. Deze as is op drie plaatsen gelagerd en voorzien van een verdikt gedeelte ter plaatse van het zware vliegwiel en in dit geval ook een pulley. Voor de smering van de krukpen is in de krukas en in de krukwang een oliekanal geboord met op de kopse kant van de as een cilindrische oliekamer. Tijdens bedrijf wordt deze kamer handmatig met olie gevuld. Het schuin geboorde kanaal in de krukwang zorgt ervoor dat de smeerolie naar de smeergroef in het krukpen-metaal wordt gevoerd.

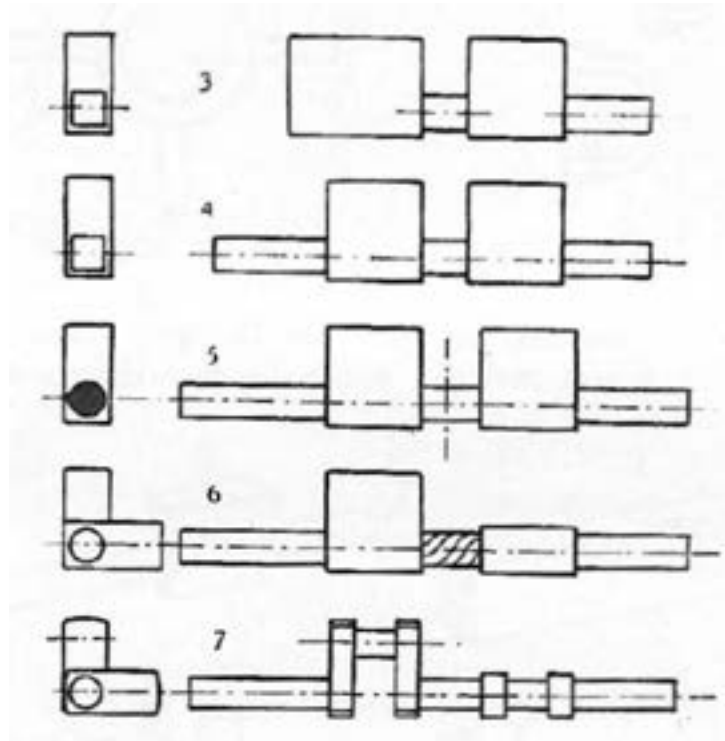
Een gesmede krukas wordt uit één ingot gesmeed. De ingot moet dus voldoende materiaal bevatten om hieruit de as te kunnen smeden. In de volgende figuren 1 tot en met 7 wordt de bewerkingsvolgorde geschetst van het smeden van een as met twee krukken. Net als bij het smeden van de enkele kruk wordt uit een ingot een blok gesmeed waarvan de materiaalbreedte en de -dikte overeenkomen met die van de krukwangen. Vervolgens worden de ashalzen gesmeed. Ook hier worden deze eerst vierkant gemaakt en later rond opgesmeed. De krukwangen staan dan nog

steeds evenwijdig aan elkaar. Vervolgens worden de krukken getorst, zodat ze onder de juiste hoek ten opzichte van elkaar komen te staan. Hierbij wordt de ene krukvang op het aambeeld van de smeedpers of stoomhamer gelegd en vastgehouden door de hamerbeer, terwijl de andere wang met behulp van een hefboom en eventueel een takel verdraaid wordt.

De smid levert nu het werkstuk af waarna het verder in de fabriek mechanisch bewerkt wordt. We onderscheiden bij dergelijke werkstukken de zuivere, schone maat en de ruwe maat. Volgens de zuivere maat, die op de werktekening wordt aangegeven, wordt het werkstuk bewerkt door middel van draaien, frezen en schaven. De ruwe maten -die voor buitenmaten 3-5 mm groter en voor binnenmaten evenzoveel kleiner genomen worden dan de schone maat- zijn de hoofdmaten voor de smid. Bovendien moet hij rekening houden met krimp bij afkoeling, ongeveer 1,2%. Ook wordt het smeedstuk dunner door het verlies aan hamerslag.

Bij een krukas met meer dan twee krukken, bijvoorbeeld 4 of 6, worden de wangen in twee 180° tegenover elkaar staande vlakken gesmeed en later in de gewenste krukstand gedraaid.





Smeedvolgorde krukas met twee krukken

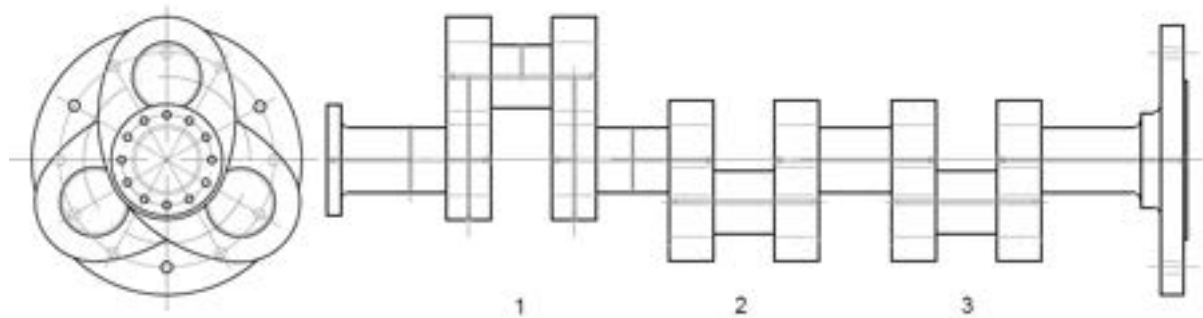
4.13.1.3 Geheel of gedeeltelijk opgebouwde krukassen (2)

Bij machines met een groot vermogen en meerdere cilinders is het volume van één ingot niet toereikend en wordt de krukas opgebouwd uit meerdere apart gesmede delen. Soms wordt de krukpen en de daarbij horende krukwingen uit een stuk materiaal vervaardigd; we spreken dan over een half opgebouwde kruk. De flenzen van de ashalzen, bijvoorbeeld voor het vliegwiel, worden bij deze opbouwmethode wel gesmeed. Hierbij wordt de ruwe as aan een zijde gestuikt en in een zaalblok in vorm gesmeed. Door het smeden worden de vezels, de draad, van het asmateriaal in de flens doorgezet en wordt een sterkere constructie verkregen.

De krukwingen van opgebouwde krukassen mogen ook van gietstaal zijn vervaardigd.

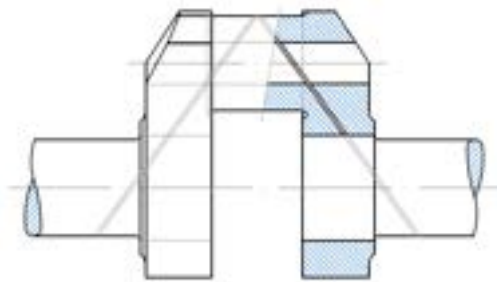
De ashalzen en de krukpen van geheel of gedeeltelijk opgebouwde krukassen worden in de krukwingen of vioolstukken gekrompen. Bij het krimpen maken we het gat in de krukwing iets kleiner dan de diameter van de as. Bij het krimpen is het verschil ongeveer 1/600-1/700 van de diameter. Verhitte we de kruk tot ongeveer 400 °C, dan zet hij zoveel uit dat we hem op de as of pen kunnen schuiven. Na afkoeling zit de krukarm dan onwrikbaar vast op de as. Na het krimpen van alle delen wordt de krukas in zijn geheel op de (krukas)draaibank nabewerkt, zodat alle hoofdasdelen en krukpen in één lijn of parallel aan de theoretische hartlijn komen te liggen.

We maken de gedeelten van de krukpen en de ashals, die in de krukvang worden gekropen, doorgaans iets groter dan de diameter van de bewerkte krukpen en de ashals zelf. We kunnen dan in de hoeken van de wangen aan de krukpen en de ashals een grote afronding geven en daarmee de zogenaamde kerfwerking, het ontstaan van haarscheurtjes op deze plaats, verminderen of zelfs voorkomen.



Opgebouwde krukassen

Soms is de krukpen hol geboord (zie de tekening) om gewicht te besparen en vermindering van de centrifugaalkracht, waardoor het contragewicht minder zwaar hoeft te worden uitgevoerd. We boren de kern soms ook uit om de kwaliteit van het materiaal te kunnen controleren, omdat onzuiverheden zich namelijk verzamelen in de kern van de ingot, dus mogelijk ook in de kern van de hieruit gesmede krukpen. Als de kern van een krukpen is uitgeboord, brengen we een roodkoperen pijpje



aan voor de smeerolietoevoer van het hoofdlager naar de krukpen. In dat geval is de kruk, de krukvang en de pen schuin doorboord. Als de krukpen niet is uitgeboord en deze noodzaak er niet is, wordt de kruk ook wel van haaks op elkaar staande doorboringen voorzien. De verbindingsskanaaltjes worden afgeblind met een schroefdraadpropje. Eén en ander is aangegeven in de tekening van de geheel opgebouwde kruk.

Half opgebouwde kruk

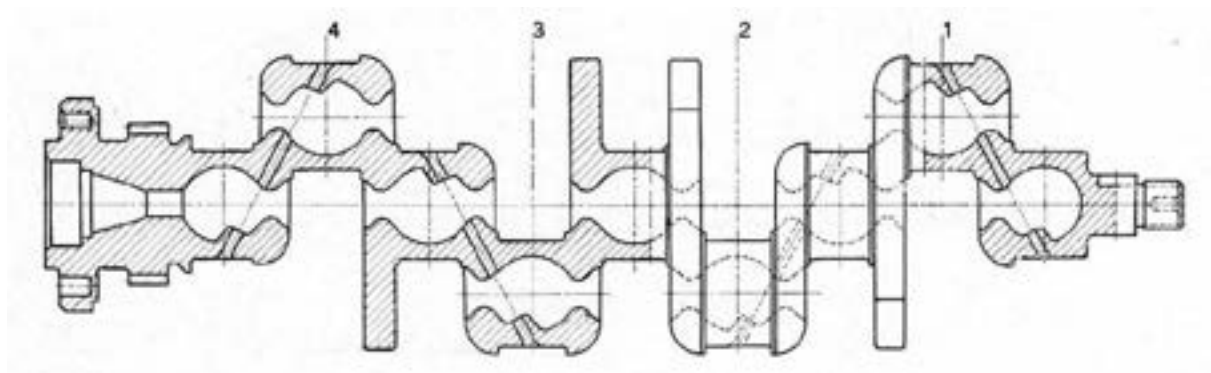
4.13.1.4 Gegoten krukassen (3)

Een gunstiger spanningsverdeling is bij gietijzeren krukassen gemakkelijker en goedkoper te bereiken dan bij smeedstalen. Goed geconstrueerde en uit gietijzer van speciale kwaliteit vervaardigde krukassen hebben al lange tijd bewezen zeer doelmatig te zijn. Aan de kwaliteit van het materiaal en het gieten worden echter hoge eisen gesteld. Gietijzer heeft de gunstige eigenschap dat de spanningsconcentraties, die bij sterke doorsnede-varianten optreden (de

kerfwerking), minder zijn dan bij gesmeed staal. Gietijzer heeft ten opzichte van staal ook het voordeel dat het trillingen beter dempt.

De volgende figuur heeft betrekking op een krukas vervaardigd van gietijzer die met het oog op het spanningsverloop weliswaar zeer grillig van vorm, maar uitstekend is geconstrueerd. Zowel de ashalzen als de krukpen zijn voorzien van tonvormige gaten. Daar waar de smeeroliegaten binnenwerks uitmonden in een holte zijn versterkingen aangebracht.

De geboorde smeeroliekanalen zijn voorzien van kleine pijpjes (hier niet getekend) waarmee de holtes worden overbrugd. De krukwingen zijn in verhouding tot de gesmede variant bijzonder slank. De contragewichten zijn natuurlijk aangegoten.



Gietijzeren krukas (Gardner)

4.13.1.5 Krukas afmetingen

Het door een verbrandingsmotor ontwikkelde vermogen N dat via de krukas wordt overgebracht, wordt bepaald door het koppel M en de hoeksnelheid ω , en kan als volgt in een formule worden genoteerd:

$$N = \frac{M \cdot \omega}{75} \text{ [pk]}$$

Of als de hoeksnelheid wordt ingevoerd:

$$N = \frac{M \cdot 2\pi \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ [pk]}$$

Een krukas is hoofdzakelijk belast op wringing. De dikte van de as moet dan ook worden bepaald aan de hand van de daarin optredende wringspanning. Deze spanning hangt weer af van het op de as werkende koppel of wringmoment. Brengt een draaiende as een vermogen over van N pk bij een toerental van n omwentelingen per minuut, dan is de grootte van het wringmoment M_w :

$$M_w = \frac{60 \cdot 100 \cdot 75 \cdot N}{2\pi \cdot n} \text{ [kg. cm]}$$

Of:

$$M_w = 71620 \frac{N}{n} [\text{kg} \cdot \text{cm}]$$

Dit moment veroorzaakt in de as een wringspanning τ_w , die we vinden door M_w te delen door het zogenaamde polaire weerstandsmoment W_w van de asdoorsnede.

$$\tau_w = \frac{M_w}{W_w} [\text{kg} \cdot \text{cm}^2]$$

Voor een massieve as is het polaire weerstandsmoment:

$$W_w = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 [\text{cm}^3]$$

Als d de asdiameter in cm is, geeft substitutie:

$$\tau_w = \frac{M_w}{\frac{\pi}{16} \cdot d^3} [\text{kg}/\text{cm}^2]$$

Waaruit volgt:

$$d^3 = \frac{16 \cdot 71620}{\pi \cdot \tau_w \cdot n} N$$

In de praktijk wordt voor het wringmoment τ_w niet meer dan $300 \text{ kg}/\text{cm}^2$ genomen. Dit lijkt zeer weinig, maar in de formule wordt gebruik gemaakt van slechts het gemiddelde moment op de as. In werkelijkheid varieert het moment M zeer sterk gedurende een omwenteling, omdat niet alleen de kracht op de zuiger voortdurend van grootte verandert, maar ook de arm waarmee de drijfstaangkracht op de as werkt.

Houden we de hiervoor genoemde waarde aan, dan wordt:

$$d^3 = \frac{16 \cdot 71620}{\pi \cdot 300 \cdot n} N$$

Als het vermogen en het toerental van de machine bekend zijn kan de krukasdiameter berekend worden met de volgende vereenvoudigde formule:

$$d = 10,7 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} [\text{cm}]$$

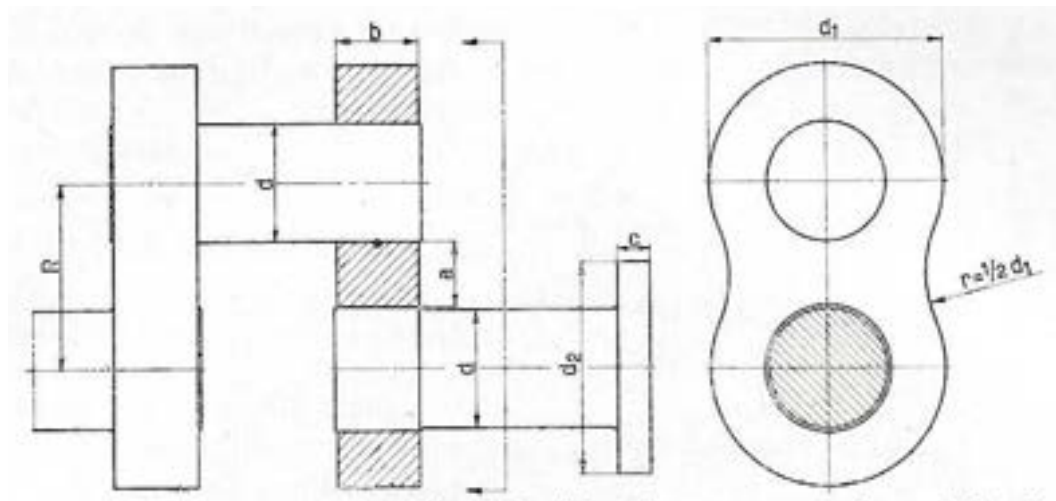
Passen we deze formule toe op de krukas van een machine van 500 pk die ontwikkeld wordt bij een toerental van 120 omw/min, dan bedraagt de krukasdiameter:

$$d = 10,7 \sqrt[3]{\frac{500}{120}} = 17,2 \text{ [cm]}$$

Is de asdiameter en het toerental bekend, dan kunnen we met behulp van deze formules bij benadering het vermogen uitrekenen van de betreffende motor.

4.13.1.6 Globale afmetingen

Het gedeelte van de krukpen dat in de wangen wordt gekrompen, maken we even dik als de pen of slechts heel weinig dikker. De breedte van de wangen nemen we 1,8 tot tweemaal de asdikte. De afrondingsstraal van de afronding van de krukvangvershraling is de helft van de breedte. Voor de dikte van de wangen wordt 0,6 tot 0,7 keer de asdiameter aangehouden. De ruimte tussen de pen en de as nemen we niet kleiner dan 0,45 keer de asdiameter, omdat anders de sterkte van de twee krimpverbindingen in gevaar komt. De diameter van de koppelflensen nemen we ongeveer 1,8 keer de diameter van de as. Dit mag iets groter of kleiner zijn in verband met de boutdikte. De dikte van de wang is 0,25 tot 0,28 keer de asdiameter.



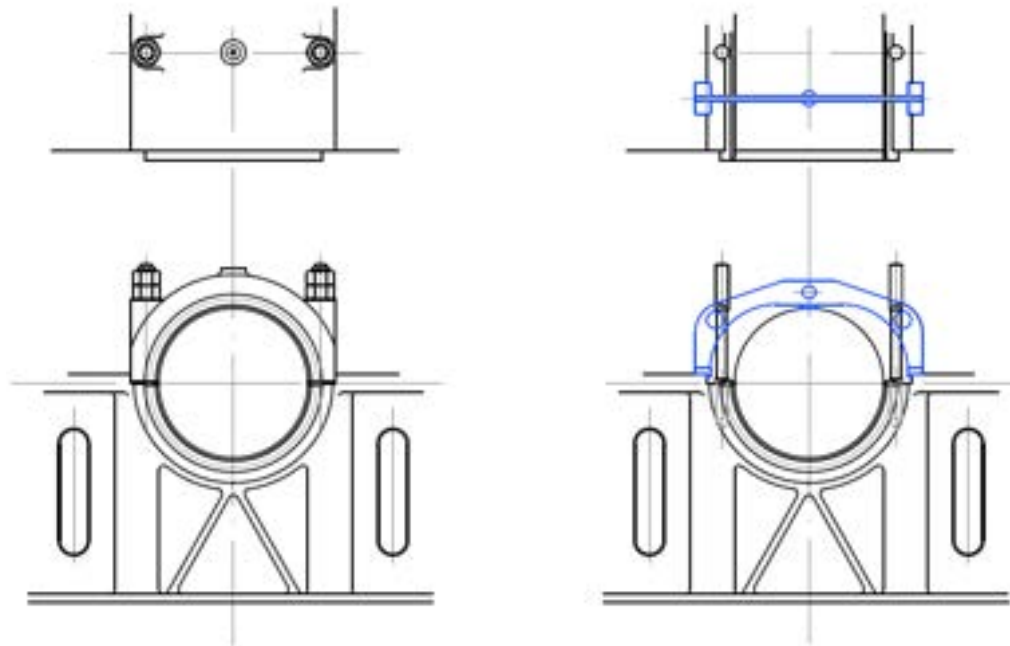
Verhoudingen krukasafmeting

4.13.1.7 Controle krukas

Krukassen moeten regelmatig onderzocht worden. Het is hierbij nuttig om te weten hoe ze zijn vervaardigd. Enkele mogelijkheden zijn eerder in dit hoofdstuk beschreven.

De krukas is een motoronderdeel dat aan grote materiaalspanningen is blootgesteld. Deze spanningen worden pas echt groot, zodra de as niet meer in de lijn ligt. Dat wil zeggen: de praktische hartlijn van de krukas wijkt in horizontale en/of verticale zin aanmerkelijk af van de theoretische

hartlijn. Vroeger werd voor het controleren hiervan een zogenaamde brugmaat of Lloyds-gauge gebruikt. Een voorbeeld hiervan wordt in de kleur blauw hieronder afgebeeld.

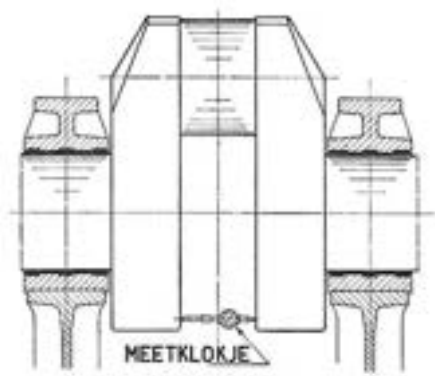


Brugmaat voor hoofdaslager in meetopstelling

Voor een dergelijke meting wordt de bovenkap van het betreffende lager verwijderd en plaatsen we de brugmaat op het deelvlak van het lagerblok in de motor. Vervolgens meten we met een voelmaat de speling tussen de bovenkant van de as en het (referentie)meetvlak van de brugmaat. In jargon wordt dit de kroonmaat genoemd. Deze kroonmaat moet bij een nieuwe en goed opgestelde motor voor alle lagers hetzelfde zijn.

Omdat de krukassen tegenwoordig zeer stijf zijn, kan het met de Lloyds-gauge meetmethode voorkomen dat we geen verschillen met voorgaande metingen kunnen waarnemen. Dit komt doordat de as niet in het ondermetaal steunt, maar, bijvoorbeeld als gevolg van slijtage, daarvan vrij ligt. Is de motor in bedrijf, dan wordt als gevolg van de verbrandingsdruk de as wel tegen het ondermetaal aangedrukt, zodat deze bij elke omwenteling moet doorbuigen. Het gevolg is vermoeiing van de krukpen en uiteindelijk een gebroken krukas.

Tegenwoordig passen we de controle toe met behulp van een meetklokje geplaatst tussen de wangen van de kruk; deze plaats staat in de figuur hieronder aangegeven. Met het klokje wordt het naar elkaar toebuigen of het uitwijken van de krukswangen gemeten. We noemen dat de krukasdeflectie; dit is een maat voor de afwijking van de praktische hartlijn ten opzichte van de theoretische. Bij landinstallaties zijn deze afwijkingen meestal het gevolg van lagerslijtage van de hoofdaslagers en zelden van het verbuigen van de motorstoel, zoals bij zeegaande schepen het geval is.



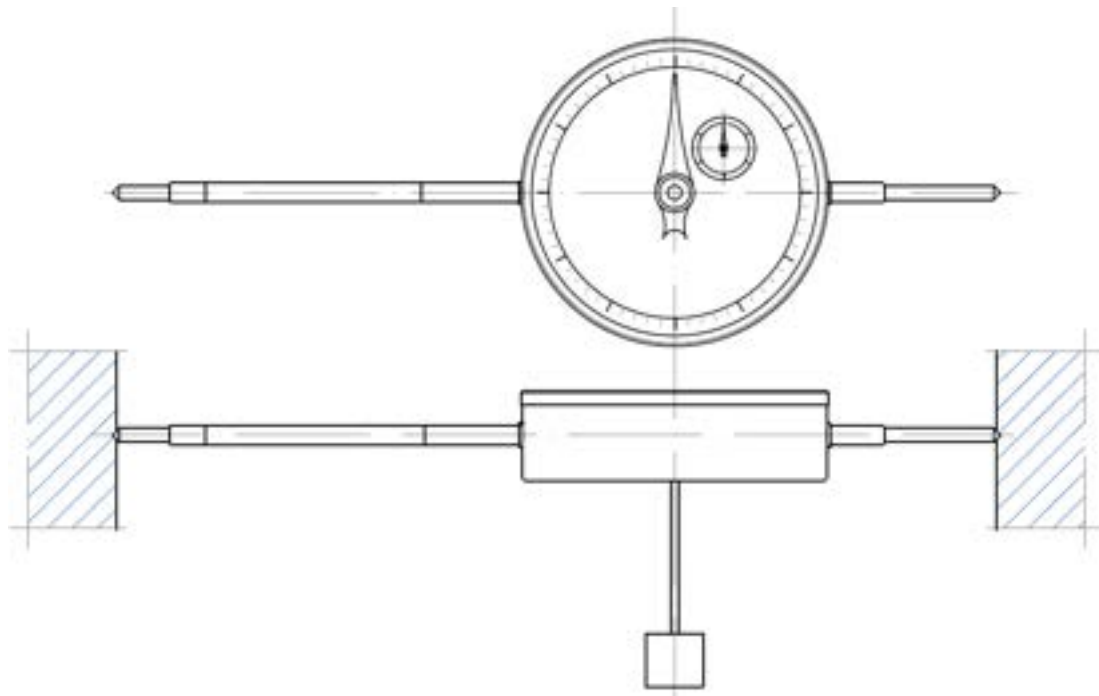
Meetopstelling krukasdeflectiemeting

Met behulp van dit meetklokje is zowel de uitlijnfout van de totale krukas als de uitlijning van een afzonderlijke hoofdager vast te stellen. De meetmethode voor de totale uitlijnfout van de krukas verschilt van die van de uitlijnfout ter plaatse van een enkele lager (partiële). Daarom bespreken we hier beide methodes afzonderlijk van elkaar. De metingen worden altijd uitgevoerd bij een koude motor. Koud betekent gelijk aan de omgevingstemperatuur van ongeveer 15° C.

4.13.1.8 Totale uitlijning

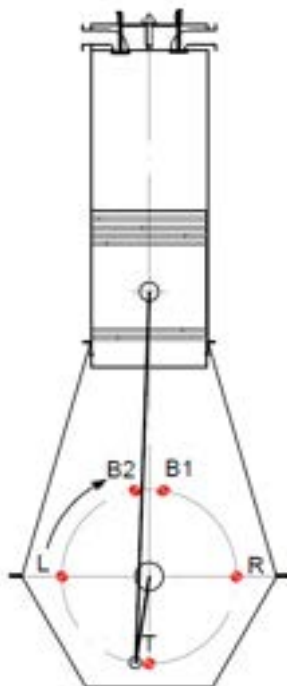
De krukasdeflectiemeter bestaat uit een meetklokje dat is voorzien van een vaste en een beweegbare puntvormige stift. De beweegbare stift, die is verbonden met de tandwieloverbrenging van de wijzer van het meetklokje, is van een redelijk sterke veer voorzien die ervoor zorgt dat het instrument tijdens het meten in de krukwingen aangebrachte, diepe, centergaten blijft hangen. De kast van het klokje is voorzien van een gewichtje dat ervoor zorgt dat de wijzerplaat tijdens het meten altijd horizontaal blijft hangen. De wijzerplaat is verdraaibaar en kan daarmee op nul worden ingesteld.

Meestal is de meter met meerdere vaste stiften uitgevoerd die op de meter kunnen worden geschroefd en daarmee het instrument bruikbaar maken voor een scala aan krukassen. Een krukasdeflectiemeter meet slechts lengteverschillen tussen de krukwingen op 1/100 mm nauwkeurig, maar geen absolute maten voor de verplaatsing ten opzichte van de theoretische hartlijn van het lager of de slijtage daarvan.



Meetsklokje voor krukasdeflectiemeting

De ligging van de krukas wordt verkregen door het meten van de afstand tussen de krukwingen met de kruk achtereenvolgens in bodem, rechts, top, links en bodem. Omdat bij de kruk in bodem de krukstang in de weg zit, wordt de afstand daar iets na en iets voor de bodem gemeten. In orde van grootte is dat ongeveer 30° voor en na de bodem.



Omwille van de uniformiteit geldt bij het noteren van de krukwingdeflecties het volgende:

1. De deflectie is 0 bij de stand waar de kruk juist zoveel in de draairichting door de bodemstand is getornd dat de drijfstaang ruimte laat voor het plaatsen van het klokje in de centergaatjes die daarvoor in de krukwingen zijn geslagen
2. Het opengaan van de krukwingen wordt aangegeven als +
3. Het dichtgaan van de krukwingen wordt aangegeven als -

Beide notaties voor de bodemstanden B1 en B2 zijn 0 of moeten op 0, dan wel nagenoeg op 0, uitkomen. Is dit niet het geval, dan is tijdens het tornen de meter ontregeld en moet opnieuw gemeten worden.

Opgemerkt wordt dat deze handmatig ingestelde 0-waarde bij B1 niet betekent dat de krukwingen daar niet naar buiten of naar binnen gebogen kunnen zijn.

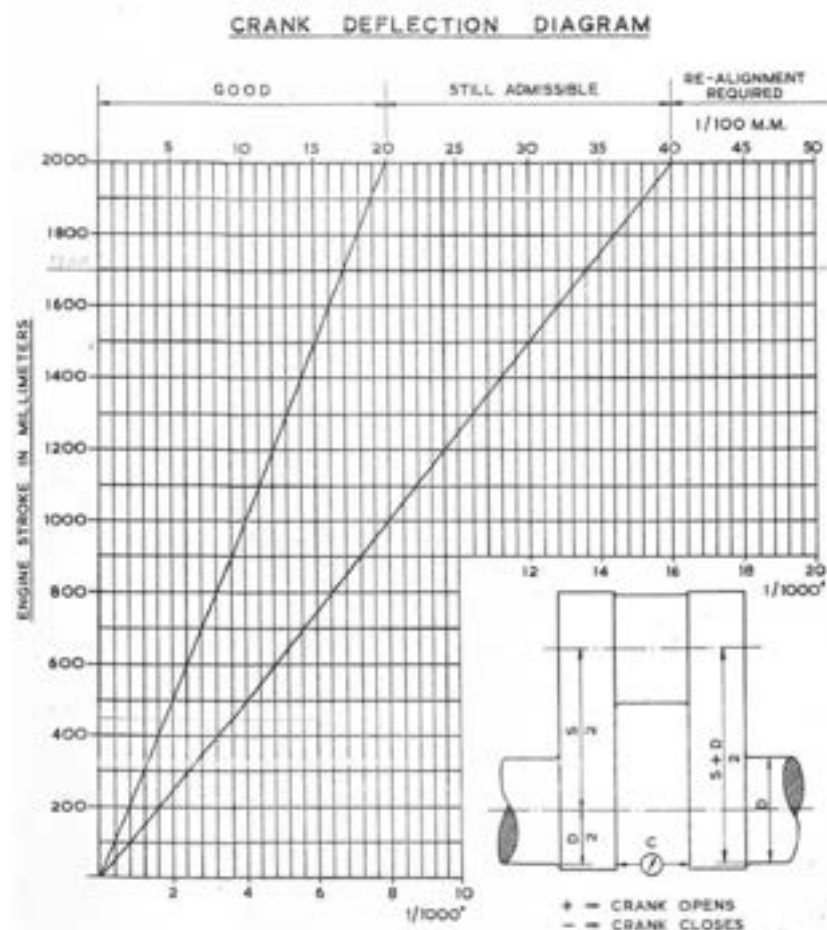
Meetpunten bij krukasdeflectiemeting

De meetwaarden kunnen bijvoorbeeld op de volgende manier in een tabel worden vastgelegd:

Krukasdeflectietabel						
Gemaal De Vlietpolder						
Motortype: Stork-Ricardo HM 340						
Installatienummer 2						
Datum 23-03-2023						
Machinist: J. Jansen						
	Cilindernummer / krukasdeflectie (in 1/100 mm)					
Positie kruk	1	2	3	4	5	6
B1 (ODP rechts)	0					
R (Rechts)	+ 0.2					
T (BDP)	-					
L (links)						
B2 (ODP links)	0					
Horizontale deflectie						
Verticale deflectie						

Voorbeeld krukasdeflectietabel

Een goede gewoonte is om deze meetwaarde te vergelijken met voorgaande metingen of met die van de in de onderhouds- en bedieningshandleiding vastgelegde waarde. Op deze manier kunnen we snel abnormale afwijkingen van de lagers vaststellen en maatregelen treffen.



Krukasdeflectiediagram

In het voorgaande diagram wordt -uitgaande van de slaglengte van de motor- aangegeven welke deflecties binnen de toleranties liggen, welke in de gevarenszone verkeren of waarbij het opnieuw uitlijnen van de krukas vereist is. In het laatste geval moeten alle hoofdkrukaslagers worden nagezien, waarbij meestal het motorframe wordt gelicht en de krukas uit de motor wordt verwijderd. Een dergelijke ingreep is voorbehouden aan specialisten, of aan zeer ervaren machinisten.

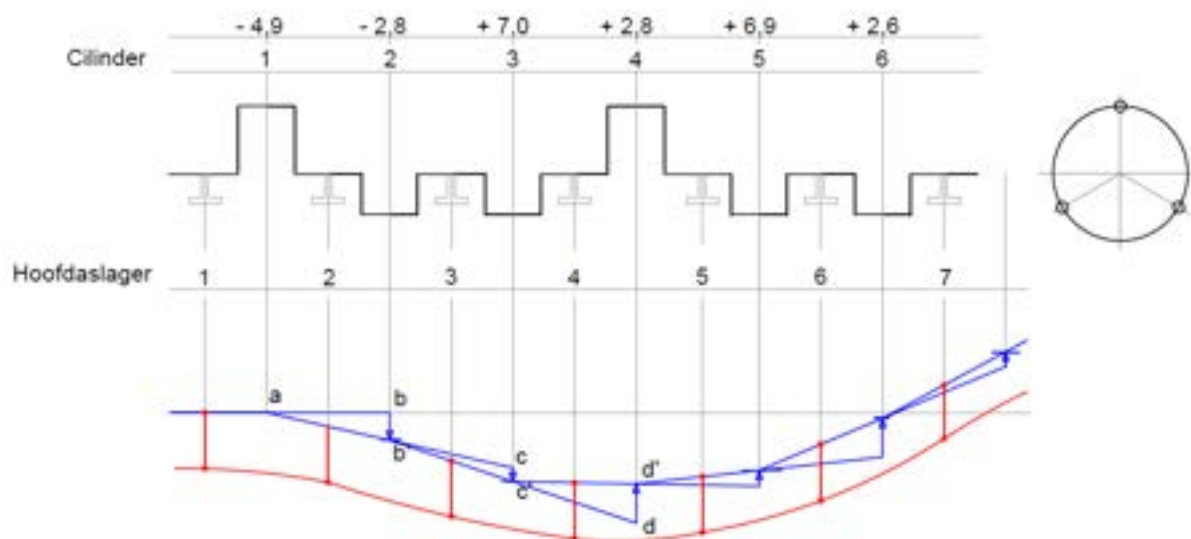
Veel machinisten geven er de voorkeur aan om bovendien van de gevonden meetwaarden een curve samen te stellen waarmee een grafische presentatie van de resultaten wordt verkregen en inzichtelijk wordt gemaakt hoe de krukas in de hoofdaslagers ligt. Aan de hand van een voorbeeld geven we aan hoe een dergelijke curve kan worden getekend. We maken daarbij gebruik van de verticale deflectiewaarden van een zescilinder dieselmotor. De positieve waarden van de krukasdeflectie worden naar boven en de negatieve waarden naar beneden uitgezet, omdat dan een realistisch beeld wordt verkregen van de op- of doorbuiging van de krukas.

Krukasdeflecties zijn in de eerste plaats afhankelijk van de op- of doorzetting van elk hoofdlager ten opzichte van de verbindingslijn van het voorgaande en volgende lager. Anders gezegd: van de hoogten van de driehoeken van elk drietal opeenvolgende lagers.

Eén en ander komt tot uiting in voorgaande curve door de gemeten deflectiewaarde van kruk 1 af te zetten bij b van kruk 2. Door nu een rechte lijn te trekken van het beginpunt a bij kruk 1 via het gevonden punt b' van kruk 2 naar punt c van kruk 3, kan (in verhouding) de hoogteligging van hoofdlager 2 worden vastgesteld.

Vervolgens zetten we bij c van kruk 3 de deflectiewaarde uit van kruk 2 en vinden we punt c'. Door nu een rechte lijn te trekken vanuit punt b' naar c' en deze te verlengen, vinden we onder het midden van kruk 4 punt d. Hierna herhalen we de tekenprocedures voor de krukken 5 en 6, waarbij we bij kruk 6 gebruikmaken van een zogenaamde hulpkruk.

De hoogteligging van de hoofdaslagers wordt nu voorgesteld door een verzameling punten die gevormd worden door de rechte verbindingslijnen die in het midden de hartlijn van de hoofdaslagers kruisen. Door deze punten met steeds een gelijke afstand naar onderen te verplaatsen, krijgen we een verzameling punten waardoor we een vloeiende lijn kunnen trekken die de werkelijke buiging van de krukas voorstelt.



Krukasdeflectiecurve

4.13.1.9 Partiële uitlijning

Bij twijfel over de toestand van een hoofdlager, bijvoorbeeld na een deflectiemeting of omdat metalen zijn aangetroffen in de buurt van een lager of in het smeeroliefilter, gaan we meestal als volgt te werk.

Eerst plaatsen we de kruk in bodem (positie B1) en nemen we door de lagerkap te lichten ongeveer 0,3 mm van de vulling tussen de lagerschalen weg. We plaatsen de bovenste lagerschaal en de kap weer terug, maar wachten met het aanhalen van de bouten. Vervolgens plaatsen we het

deflectiemeetklokje op de daarvoor bestemde plaats tussen de wangen van de kruk en stellen het op 0. Hierna halen we de lagerkapbouten aan en lezen we de deflectiewaarde af. Doordat als gevolg van het verwijderen van de vulling de krukas in de onderste lagerschaal wordt gedrukt, zal de deflectiemeter een positieve waarde aangeven, vooral bij een stijve krukas.

Hierna lossen we de lagerkapbouten en tornen we de kruk in top (positie T). Ook in deze positie lezen we het klokje af bij geloste en aangehaalde lagerkapbouten. Door het wegnemen van een substantieel deel van de vulling wordt de krukas in het onderlager gedrukt en wordt in verhouding een realistisch beeld gegeven van de lagerspeling, de ligging van de krukas en de stijfheid van de krukas. Grote verschillen in deflectiewaarde zullen leiden tot het vernieuwen van de ondermetalen. Een reconstructie van de hoofdlagers van een motor moet worden overgelaten aan specialisten of aan zeer ervaren machinisten.

Voelermaten

Met voelers is het mogelijk om te controleren of een krukas vrij ligt van het ondermetaal. In de praktijk zal het echter zelden voorkomen omdat de krukas zo stijf is dat zij in het geheel niet draagt in het ondermetaal. Als een stukje van de voeler afbreekt en als dit niet wordt opgemerkt, leidt dat vervolgens tot een zogenaamde warmloper c.q. ernstige beschadiging van de as en het metaal. Het meten met voelers van de lagerspeling wordt dan ook sterk afgeraden.

Het vaststellen of de krukas in de onderschaal draagt, kan ook worden gecontroleerd door schaal met de hand te verdraaien of het licht aantikken met een stukje hout. Het spreekt voor zich dat daarbij de bovenkap met lagerschaal moet worden verwijderd.

4.14 Torsietrillingen

4.14.1 Torsietrillingen

Zoals eerder aangegeven, wordt de krukas hoofdzakelijk belast op wringing en de dikte van de as wordt bepaald aan de hand van de optredende wringspanning. Deze spanning hangt weer af van het op de as werkende koppel of wringmoment. We willen erop wijzen dat assen ook nog door geheel andere oorzaken in bepaalde gevallen aan sterke overbelasting kunnen blootstaan.

Denk aan een stalen staaf, aan het ene uiteinde vast ingeklemd, terwijl aan het andere uiteinde een gewicht P is bevestigd (zie de figuur). Stel dat deze staaf door een kracht K gebogen wordt volgens a. In deze gebogen toestand is in de staaf een zekere hoeveelheid energie opgehoopt. Houdt de kracht K plotseling op te werken, dan veert de staaf terug naar de oorspronkelijk stand en de energie

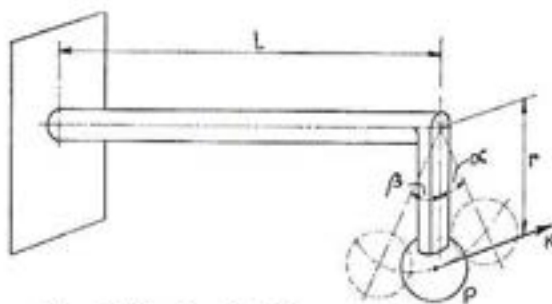


wordt omgezet in arbeidsvermogen van beweging, dat voldoende is om het gewicht naar de tegenoverliggende zijde volgens b door te buigen. Hetzelfde herhaalt zich vervolgens in omgekeerde richting: de staaf raakt in een zogenoemde elastische trilling.

Elastische trilling van een staaf

Een analoog verschijnsel doet zich voor, wanneer wij een as aan één zijde inklemmen en aan de andere zijde voorzien van een arm met een gewicht P (zie de figuur hierna).

Belasten we de as met een koppel $K \cdot r$, dan zal zij over een zekere hoek α verwringen. Door een plotseling wegvallen van het koppel van de as zal de arm terugschieten en ook hier veroorzaakt het



ontstane arbeidsvermogen van beweging een uitslag van de arm en verwringen van de as in tegenovergestelde richting over een hoek β . Ook hier zal zich het spel in tegengestelde richting herhalen en raakt de as in een elastische trilling: in een zogenaamde torsietrilling (torsie staat voor wringing).

Elastische trilling van een as

De mechanica verschaft ons de formule waarmee, in het laatste geval, het aantal dubbele trillingen dat de as per minuut zal uitvoeren, kan worden berekend. Deze formule luidt:

$$n_e = 9,15 \sqrt{\frac{I \cdot G}{l \cdot m}} \text{ [trillingen/minuut]}$$

Of

$$n_e = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{\pi d^4}{32} \cdot G}{l \cdot m}} \text{ [trillingen/minuut]}$$

Hierbij geldt

- $I =$ Het polaire traagheidsmoment van de asdoorsnede in cm^4
- $G =$ De glijdingsmodulus van het asmateriaal in kg/cm^2 (voor staal: 830.000 kg/cm^2)
- $l =$ De lengte van de as in cm
- $m =$ De massa van het gewicht P , zo herleid dat de straal $r = 1 \text{ cm}$ genomen kan worden

We noemen n_e het eigen trillingsgetal van het stelsel as en gewicht, volgens de hiervoor afgebeelde figuur.

We gebruiken deze formule om op de volgende eigenaardigheid te wijzen: de kracht K komt er niet in voor net als de wringingshoek α . Het eigen trillingsgetal is dus klaarblijkelijk alleen afhankelijk van de massa van het aan de as bevestigde gewicht en van de elastische eigenschappen doorsnede, lengte en materiaal van de as.

Deze regel geldt ook voor de meer samengestelde trillingsgevallen, zoals bijvoorbeeld bij de krukas van een meercilinderverbrandingsmotor. Hoezeer uitwendige krachten ook verwringingen in assen kunnen opwekken of versterken, op de snelheid van de door het stelsel vrij uitgevoerde trilling, dus het eigen trillingsgetal, hebben zij geen invloed.

4.14.1.1 Voorbeeldberekening eigen trillingsgetal

Om enig idee te krijgen over het aantal trillingen van een as volgt hier een eenvoudig rekenvoorbeeld van een stalen as met een diameter van 100 mm en een lengte van 2000 mm, die aan een einde is ingeklemd en aan het ander einde is voorzien van een cirkelvormige schijf. De schijf in het voorbeeld heeft een diameter van 800 mm en een dikte van 180 mm en is gemaakt van gietijzer met een soortelijk gewicht van $7,3 \text{ kg/dm}^3$, de glijdingsmodulus van het asmateriaal is 840.000 kg/cm^2 .

Het eigentrillingsgetal n_e van de as is:

$$n_e = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{I}} = \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{4120\,000}{538}} = 836 \text{ [trillingen/minuut]}$$

Hierbij geldt:

- $C =$ de stijfheidsfactor van de as, uitgedrukt kg.cm
- $I =$ het massatraagheidsmoment van de schijf, uitgedrukt in kg.cm.sec^2

Voor de massa traagheid van de schijf geldt:

$$I = \frac{\pi b \gamma r^4}{2g} = \frac{3,14 \cdot 18 \cdot 0,0073 \cdot 40^4}{2 \cdot 981} = 538 \text{ [kg.cm.sec}^2\text{]}$$

Voor de stijfheidsfactor c kan geschreven worden:

$$c = \frac{G I_p}{l} = \frac{840\,000 \cdot 982}{200} = 4120\,000 \text{ [kg.cm]}$$

Hierbij geldt:

G = de glijdingsmodulus van het asmateriaal, uitgedrukt in kg/cm²

I_p = het polaire traagheidsmoment van de dwarsdoorsnede van de as uitgedrukt in cm⁴

l = de lengte van de te beschouwen as in cm

Het polaire traagheidsmoment van de dwarsdoorsnede van de as is:

$$I_p = \frac{\pi}{32} d^4 = \frac{\pi}{32} 10^4 = 982 \text{ [cm}^4\text{]}$$

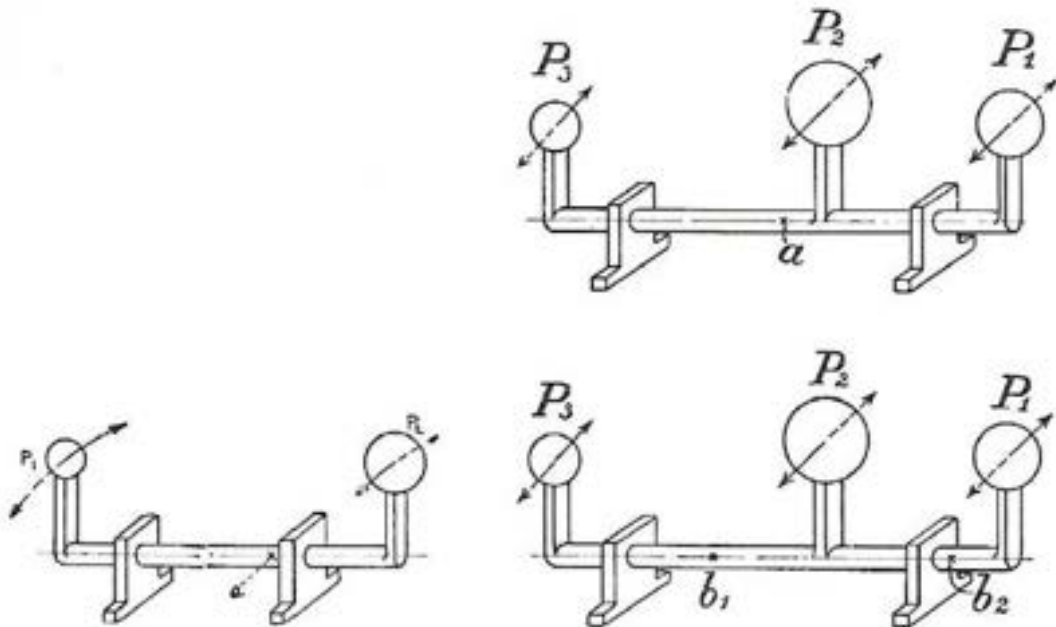
Hierbij geldt:

D = de diameter van de as in cm

Deze berekening is ook uitgevoerd voor een aslengte van 1000 mm en 50 mm. De as trilt dan 1182 respectievelijk 1672 keer per minuut. Dit betekent dat het aantal trillingen afneemt als de as langer wordt, met de vierkantswortel uit de lengteverhouding.

Evenzo neemt het aantal trillingen toe als de asdiameter groter wordt genomen en wel met het kwadraat van de diameterverhouding. Een as in dit voorbeeld met een diameter met van 200 mm trilt met 3343 trillingen per minuut. Van deze twee eigenschappen maakt de constructeur gebruik bij het ontwerp van de verbrandingsmotor en de daaraan gekoppelde werktuig(en).

Het is voor het optreden van torsietrillingen in een as volstrekt niet noodzakelijk dat deze aan het ene einde wordt ingeklemd. Stel dat de as wrijvingsloos in twee lagerblokken rust en aan ieder einde een arm met verschillende gewichten P₁ en P₂ draagt (zie de figuur hierna). Verdraaien we beide massa ten opzichte van elkaar en laten het hiervoor gebruikte koppel daarop plotseling los, dan leert de mechanica dat de as torsietrillingen zal uitvoeren waarbij de gewichten tegengesteld zullen bewegen, terwijl het zwaardere gewicht kleinere uitslagen zal maken dan het lichtere gewicht. Een zeker punt a van de as zal de scheiding vormen tussen beide bewegingsrichtingen en dus in rust blijven c.q. niet worden getordeerd. Dit punt wordt knoop genoemd en ligt het dichtst bij het zwaardere gewicht.



Torsietrilling met twee massa's

Torsietrilling met drie massa's

Een as uitgevoerd met drie armen met gewichten P_1 , P_2 en P_3 (zie de figuur hiervoor) kan torsietrillingen uitvoeren met één of met twee knopen. Trilt de as met één knoop, dan bewegen zich de twee gewichten P_1 en P_2 in gelijke richting en tegengesteld aan P_3 ; de knoop a ligt dan tussen P_2 en P_3 . Trilt de as met twee knopen, dan bewegen de gewichten P_1 en P_3 zich in gelijke richting en tegengesteld aan gewicht P_2 . Afhankelijk van het gewicht liggen de knopen b_1 en b_2 dichterbij of verder af van het zwaarste gewicht.

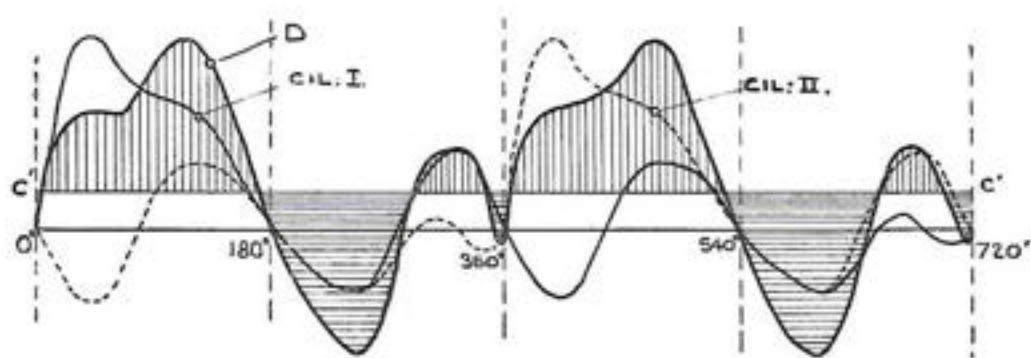
Een trilling met één knooppunt noemen we een trilling van de eerste graad. Een trilling met twee knooppunten van de tweede graad, met drie knooppunten van de derde graad, enzovoort.

Een elastisch stelsel heeft voor elke graad een bepaald eigen trillingsgetal, waarbij geldt dat hoe hoger de graad, hoe hoger is ook het eigen trillingsgetal van het stelsel. In een poldergemaal gebruiken we soms een relatief lange elastische (pomp)as, belast met verschillende gewichten; namelijk de waaier, de tandwielkast, het vliegwiel en de krukken van de verbrandingsmotor.

Laten we een in torsietrilling verkerende as aan haar lot over, dan zullen de bewegingen spoedig door de dempende invloeden van wrijving en luchtweerstand verminderen en ten slotte verdwijnen. Ook zullen de voortdurende vormveranderingen een temperatuursverhoging van het asmateriaal tot gevolg hebben, waarbij een gedeelte van het aanvankelijk beschikbare arbeidsvermogen in warmte wordt omgezet.

Wanneer we echter op de as een koppel uitoefenen, dat eenzelfde aantal keren van richting wisselt als het eigen trillingsgetal van het systeem aangeeft, dan zullen de uitslagen van de gewichten steeds worden vergroot, hoe klein ook dat mag zijn. We kunnen dit vergelijken met een schommel die we door een aantal duwtjes hoog kan opzwaaien, zolang we ervoor zorgen dat de opeenvolging correspondeert met het eigen slingeringsgetal van de schommel. We spreken dan van resonantie, waarbij de uitslagen zo groot kunnen zijn dat de as breekt.

De elastische trillingen kunnen in de as optreden, geheel onafhankelijk van de normale draaiing. Zij uiteten zich dan als snel opeenvolgende versnellingen en vertragingen van de normale omwentelingssnelheid en de door trilling ontstaande materiaalspanningen vermeerderen ten opzichte van de spanningen, opgewekt door de normale arbeidsontwikkeling van de motor. De pompas in een gemaal draait gedurende een omwenteling met een (sterk) wisselend draaimoment, uitgedrukt door de draaimomentenlijn



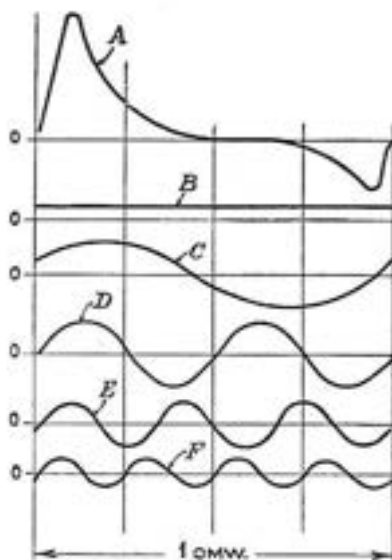
Draaimomentenlijn van een tweecilinder viertaktmotor

Een ontleding van deze momentenlijn, we noemen dat een harmonische analyse, toont aan dat het schijnbaar onregelmatig wisselende moment gesplitst kan worden in een constant moment,

gecombineerd met een groot aantal regelmatig golvende momenten, elk met een aantal wisselingen per machineomwenteling, sommige van geringe, andere van belangrijke grootte.

De figuur hiernaast geeft een beeld van een dergelijke harmonische analyse en wel voor éencilinder tweetaktmotor. Lijn A geeft het verloop weer van het draaimoment, zoals we die al kennen.

Hoewel één en ander onaannemelijk lijkt, kan toch dit ongelijkmatig verlopende draaimoment zijn opgebouwd door samenstelling van een constant moment volgens de lijn B met de regelmatig wisselende (de zogenaamde harmonische) draaimomenten volgens de lijnen C, D, E en F en verder van nog oneindig veel harmonische draaimomenten van steeds geringere betekenis.



Harmonische analyse van draaimomenten

Beperken we ons tot de vier hier getekende krommen, dan zien we dat kromme C gedurende de omwenteling eenmaal van positief naar negatief wisselt. Daarom noemen we dat moment van de 1^e orde. Het aantal wisselingen van kromme D is twee, vandaar dat dit moment van de 2^e orde genoemd wordt. Vervolgens is kromme E van de 3^e orde, kromme F van de 4^e orde, enzovoort.

Heeft de motor niet één maar meerdere cilinders, dan hangt het van het cilinderaantal en van de onderlinge krukstanden af, welke orden de harmonischen elkaar zullen versterken of verzwakken. Bijvoorbeeld bij een viercilindermotor met krukken onder 90 graden versterken de momenten van de 4^e en de 8^e orde elkaar en krijgen daardoor een belangrijke invloed.

Zodra de motor op een aantal omwentelingen is gekomen, waarbij het aantal wisselingen per minuut van één van de belangrijke harmonische momenten overeenkomt met het eigen trillingsgetal van de één of andere graad, treedt resonantie op. We zeggen dan dat de motor loopt met een kritisch toerental. Iedere motor heeft dus verschillende kritische omwentelingssnelheden.

Om een voorbeeld te geven: een pompas heeft een eigen trillingsgetal van de eerste graad van 836 trillingen per minuut. Werkt de motor nu met een toerental van 418 omwentelingen per minuut, dan wisselen de harmonische momenten van de 2^e orde $2 \times 418 = 836$ maal per minuut. Er treedt dus resonantie op tussen deze harmonische momenten en het eigen trillingsgetal van de eerste graad van de pompas. We noemen daarom 418 omw/min het kritisch toerental van de 1^e graad, 2^e orde.

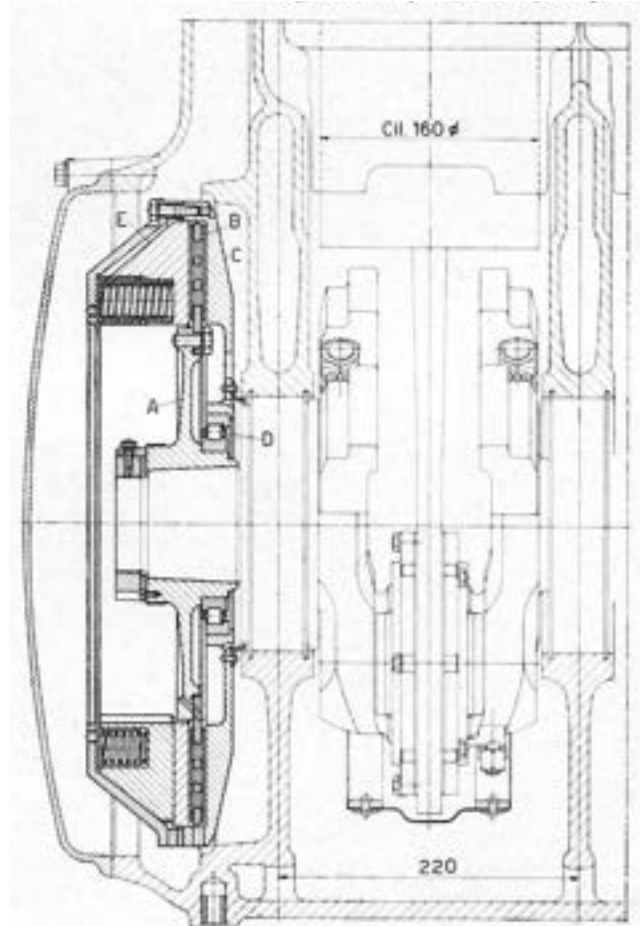
Bij ieder kritisch aantal omwentelingen worden theoretisch de vervormingen van en daarmee de spanningen in het materiaal oneindig groot, en zouden dus de assen moeten breken. Gelukkig werken dempende invloeden de grote vervormingen tegen en maken het mogelijk om zonder machinebreuken de kritische toerentallen te passeren. Dit neemt niet weg dat bij kritische omwentelingssnelheden, waarbij de harmonische momenten elkaar versterken, de extra materiaalspanningen zo ernstig zijn, dat na kortere of langere bedrijfsduur de as bezwijkt.

De relatief moderne motoren in gemalen zijn uitgerust met een tachometer. Op de wijzerplaat van de tachometer zijn in rood de toerentallen c.q. werkgebieden aangegeven die vermeden moeten worden.

Sommige motorfabrikanten kiezen ervoor om torsiedempers toe te passen bij gevaarlijke kritische toerentallen. Dit zijn met de krukas meedraaiende apparaten waarmee het kritische toerental kan worden verlegd, of waarin door te grote elastische bewegingen ontstane energie, in de vorm van warmte wordt vernietigd. We onderscheiden daarbij wrijvingstrillingsdempers en dynamische trillingsdempers.

4.14.1.2 Wrijvingstrillingsdemper

Bij de hierna afgebeelde trillingsdempers wordt door middel van schroefveren een beweegbare dempingsschijf tegen een vast op de as bevestigde schijf gedrukt. De veren moeten daarbij een zodanige kracht uitoefenen dat bij kleine hoekversnellingen van de krukas, die het gevolg zijn van onregelmatigheid van het draaimoment, de dempingsschijven C en E alle bewegingen van de vaste schijf B, en dus van de krukas, meemaken en er geenodeloze wrijvingsarbeid wordt verricht. Dit hoort ook het geval te zijn bij kleine ongevaarlijke trillingsuitwijkingen.



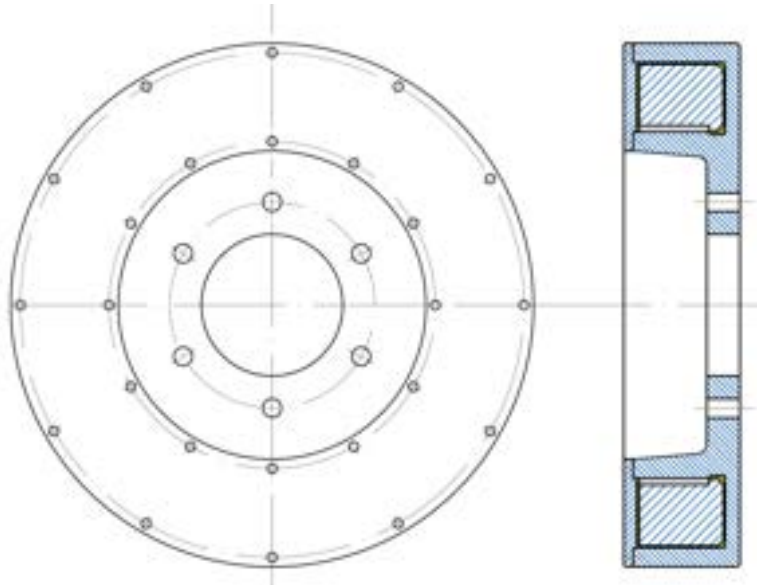
Trillingsdemper met frictieschijven

Overschrijden de amplitudo's (de grootte van de uitwijking) en de hoekversnellingen van B echter een bepaalde waarde, dan horen de schijven bij elke volledige trilling tweemaal te slippen.

Daarvoor moet het wrijvingsmoment kleiner zijn dan het moment dat nodig is om de schijven een hoekversnelling te geven die overeenkomt met die van de vaste schijf B. Uiteraard verricht het wrijvingsmoment bij het slippen arbeid, waarbij trillingsenergie wordt omgezet in warmte. De door de veren uitgeoefende kracht moet nu zo groot zijn dat bij het kritisch draaien een maximale wrijvingsarbeid (dempingsarbeid) wordt verricht. In dit geval zullen de trillingsuitwijkingen, en dus ook de extra torsiespanningen in de as, tot een zo'n klein mogelijke waarde beperkt blijven.

Hieronder staat een met olie gevulde trillingsdemper afgebeeld die qua werking min of meer te vergelijken is met de hiervoor beschreven trillingsdemper met wrijvingsplaten. De demper is met behulp van een flensverbinding op het vrije aseind van de krukas van de motor gemonteerd. De in de demper op een naaldlager geplaatste ring ligt in een oliebad en draait onder normale omstandigheden met hetzelfde toerental als de krukas. Echter op het moment dat de krukas

vertraagd of versneld, loopt de ring, als gevolg van de massatraagheid, voor respectievelijk achter op de rotatiebeweging van de krukas. Of met andere woorden: de ring slipt. De viscositeit van de olie in de demper is afgestemd op de te elimineren gevaarlijke trilling. De slipbeweging zorgt er dus voor dat de harmonische geen gevaarlijke trillingen kan opwekken.



Voorbeeld van een met olie gevulde trillingsdemper

Het is evident dat als olie uit de demper weglekt er onopgemerkt gevaarlijk situaties kunnen ontstaan. Bij het reguliere onderhoud moet dan ook het oliepeil in de demper worden gecontroleerd. Als dit aan de orde is, mag alleen bijgevuld worden met de door de motorfabrikant voorgeschreven olie met de juiste viscositeit en viscositeitsindex.

4.14.1.3 Dynamische trillingsdemper

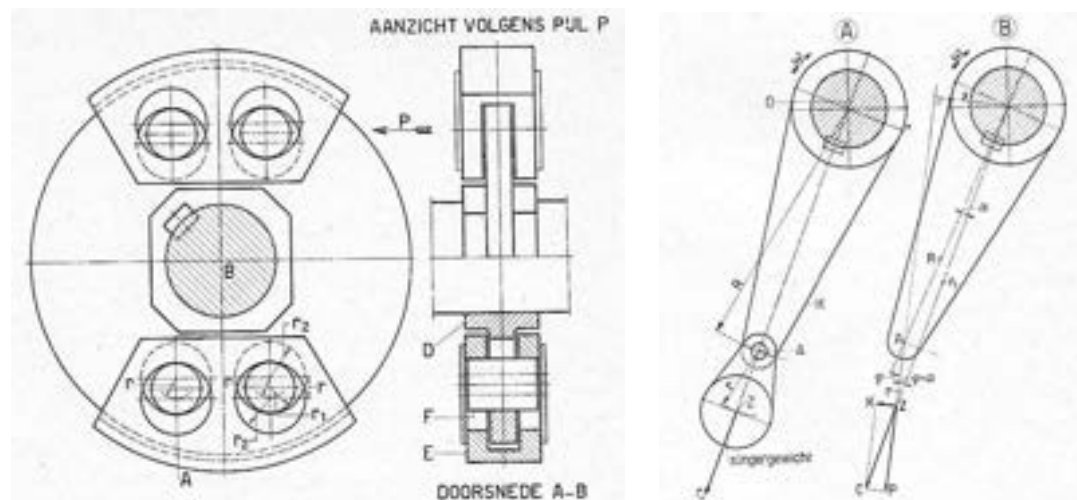
De zogenaamde Sarazin trillingsdemper is een zogenaamde tegenslinger en bestaat uit één of meer gewichten, die met behulp van twee cilindrische pennen (rollen) aan een krukvang of aan een vast op de krukas bevestigde schijf zijn opgehangen. De gaten in slinger gewichten E en in de vast op de krukas bevestigde schijf zijn even groot. De straal van deze gaten (r_2) is groter dan die van de pennen F (r_1).

Ondergaat nu zo'n gewicht een verplaatsing, dan gebeurt dat evenwijdig aan de aanvankelijk relatieve stand. Daarbij beschrijven alle puntencirkelvormige banen met eenzelfde straal $r = 2 (r_2 - r_1)$. Het gewicht gedraagt zich daarbij als een mathematische slinger, waarbij de gehele massa in het zwaartepunt is geconcentreerd. De pennen rollen bij deze beweging, er gaat dus nauwelijks energie als gevolg van wrijving verloren. Slijtage zal dus zo goed als niet optreden.

Zou de krukas met een eenparige hoeksnelheid draaien, en dus geen hoekversnellingen ondergaan, dan bleef onder invloed van de centrifugaalkracht het zwaartepunt Z van het slinger gewicht steeds in het verlengde van OA.

Daarbij verwaarlozen wij de invloed van de zwaartekracht t.o.v. de in het algemeen veel grotere centrifugaalkracht. Is de as aan torsietrilling onderhevig, dan zal de hefboom H en dus ook het scharnierpunt A trillingsuitwijkingen krijgen.

Het slingergewicht -in het punt Z geconcentreerd, zal daarbij als gevolg van de massa-traagheid steeds bij de trillingsuitwijking achterblijven. Is het aantal trillingen per tijdseenheid gelijk aan dat van het slingergewicht, dan oefent dit gewicht bij elke uitwijking van de as een wringend moment uit dat de trillingsuitwijking tegenwerkt en dus dempt.

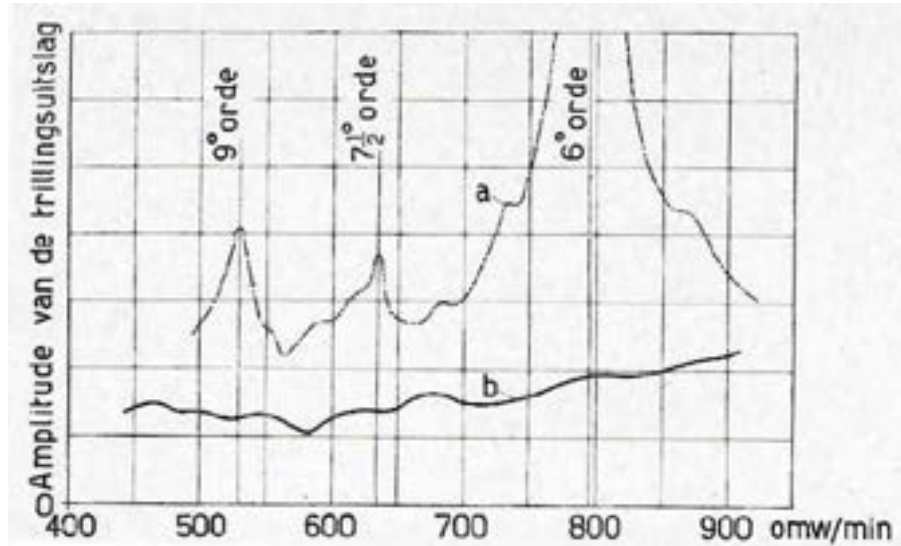


Dynamische trillingsdemper met twee slinger gewichten

Werking dynamische trillingsdemper

Ook bij dit type demper moet worden toegezien op de gangbaarheid van de bewegende delen, omdat anders de demper onopgemerkt niet functioneert en er asbreuk kan optreden. Een eenvoudige methode hiervoor is de gewichten handmatig heen en weer te bewegen, eventueel met behulp van een handspak die hiervoor als hefboom gebruikt wordt

De volgende grafiek demonstreert op duidelijke wijze de invloed van een dergelijke trillingsdemper. Kromme a geeft de amplitudo's van de trillingsuitwijkingen weer voor het geval geen trillingsdemper wordt toegepast. Kromme b daarentegen toont het gebruik van een dynamische trillingsdemper, voorzien van vier gewichten. De gevaarlijke trillingsuitslag bij het kritisch toerental van de 6^e orde is in dit geval nagenoeg verdwenen. Uit de figuur blijkt ook dat dit zelfs ook het geval is bij de kritische toerentallen van de 7 1/2^e orde en 9^e orde, ofschoon deze trillingsdemper daarop niet is afgestemd. De getoonde krommen hebben betrekking op de krukas van een zescilinder viertaktdieselmotor die bij 850 omw/min ongeveer 735 epk ontwikkelt.



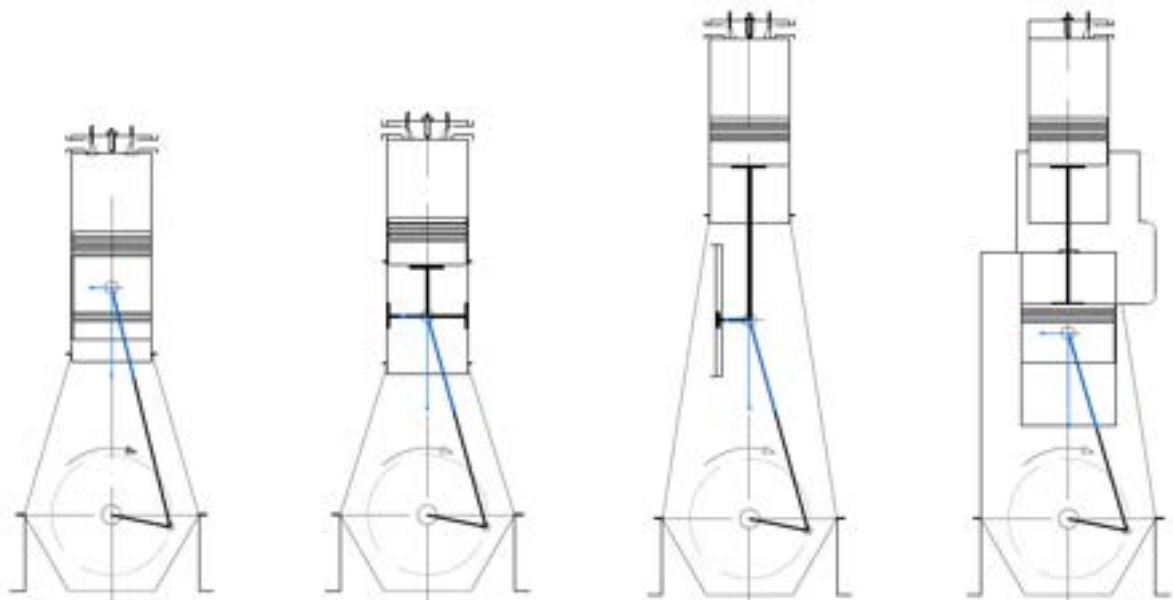
Trillingsuitslagen zonder (a) en met (b) dynamische trillingsdemper

Trillingsdempers werken het doelmatigst als zij worden gemonteerd op een plaats waar de trillingsuitwijkingen het grootst zijn. In de regel is dat het vrije aseind van de krukas, dus tegenover het vliegwiel. Het spreekt vanzelf dat een trillingsdemper geen effect heeft als zij ter plaatse van een knoop is gemonteerd, omdat hier de as niet wordt getordeerd.

4.15 Zuigerstangen, kruishoofden en drijfstangen

4.15.1 Zuigerstangen, kruishoofden en drijfstangen

De zuigerstang, het kruishoofd en de drijfstang zorgen bij een kruishoofdmotor voor het overbrengen van de op de zuiger uitgeoefende kracht op de krukpen. Het kruishoofd zorgt voor het afleiden van de zogenaamde leibaankrachten die ontstaan bij het overbrengen naar de krukas van de op de zuiger uitgeoefende kracht. De kracht wordt dan overgebracht met behulp van een apart in de motor aangebrachte leibaan of met behulp van een verlengde motorcilinder. De dragende oppervlakken van leibanen en kruishoofden zijn meestal platte vlakken. Zij kunnen op een matige temperatuur worden gehouden, de smering levert geen moeilijkheden op, terwijl zij niet worden verontreinigd door verbrandingsproducten. Het kruishoofd wordt meestal met een (lange) zuigerstang aan het kruishoofd verbonden. We kennen ook constructies met een meer directe bevestiging, zoals bij de hierna te bespreken motor van Werkspoor. Bij een trunkzuigermotor worden de leibaankrachten zonder tussenkomst van een zuigerstang en kruishoofd overgebracht via de werkzuiger en de cilinder naar het frame. De zuiger kan dan als kruishoofd worden beschouwd.

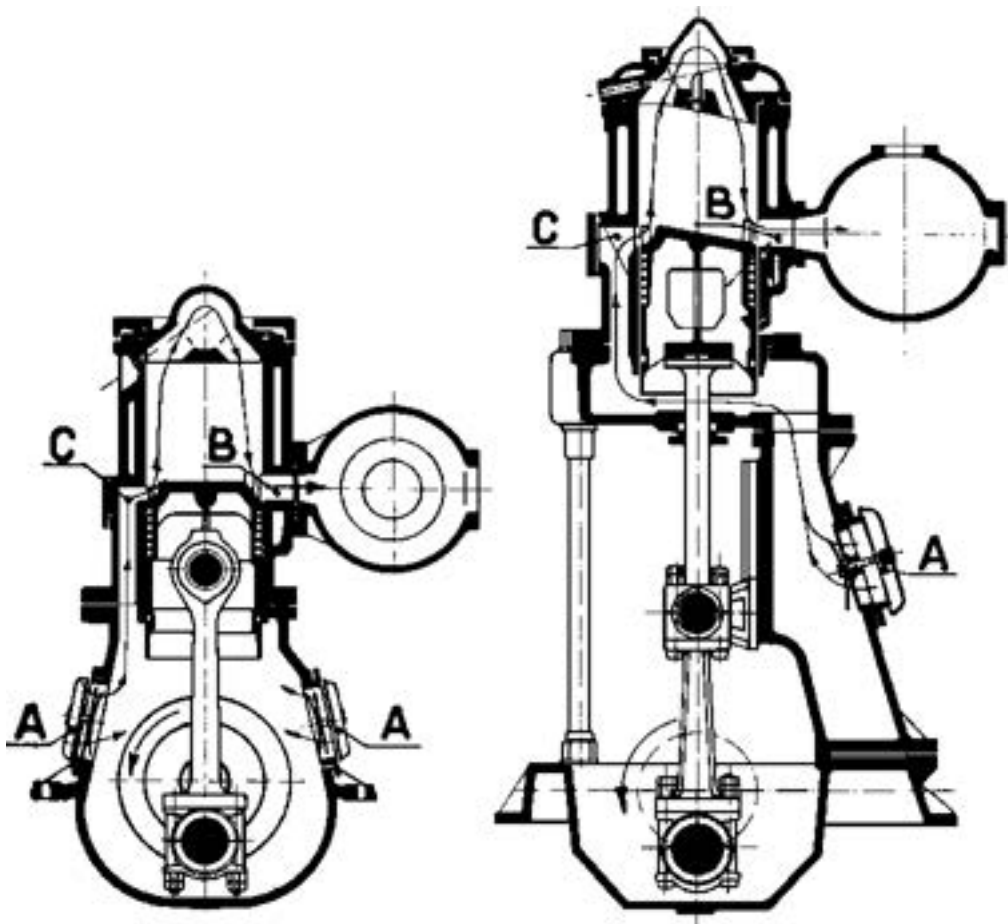


Leibaankrachten bij verschillende motortypes

Bij sommige motoren gebruiken we de in het verlengde van de werkzuiger geplaatste spoelpompzuiger voor het opnemen van de leibaankrachten.

Met de volgende figuren van de Bolnes gloeikopmotor wordt het grote verschil tussen de kruishoofdmotor en de trunkzuigermotor weergegeven, waarbij vooral de grotere bouwhoogte en de korte drijfstang van de kruishoofdmotor in het oog springt.

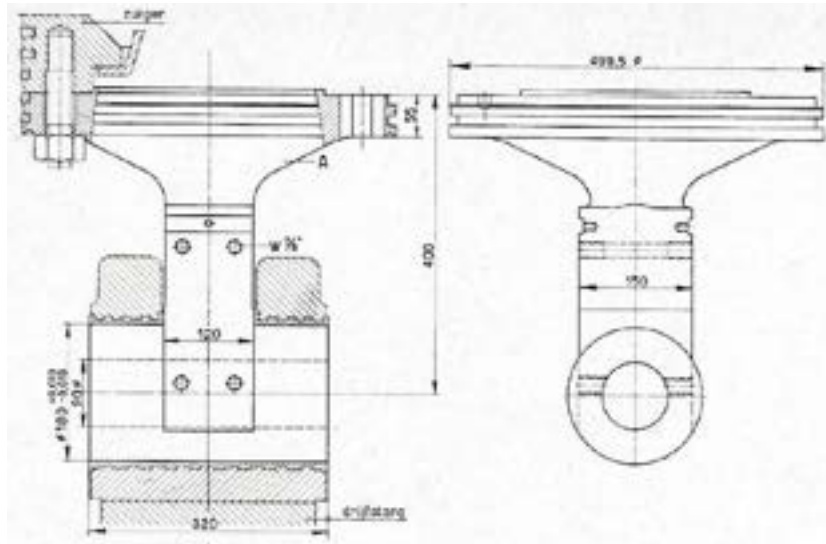
De lengte van de drijfstang bedraagt in het algemeen vier- tot vijfmaal, soms zesmaal, de krukstraal. Een lange drijfstang heeft als voordeel dat de leibaankrachten geringer zijn. Dit is vooral bij een trunkzuigermotor van belang, omdat daar deze kracht door de zuiger op het cilindervlak moet worden overgedragen wat tot extra slijtage leidt. De drijfstanglengte L van trunkzuigermotoren is meestal vijfmaal de krukstraal R . Bij kruishoofdmotoren kan zonder bezwaar de drijfstang belangrijk korter zijn; bijvoorbeeld $L = 4 R$. Een nadeel van een lange drijfstang is dat deze zwaarder moet worden uitgevoerd om de knikbelasting te kunnen weerstaan, wat vervolgens weer van invloed is op de centrifugaalkracht van de kruk waaraan deze drijfstang is bevestigd.



Bolnes tweetakt gloeikopmotor met trunkzuiger

Bolnes tweetakt gloeikopmotor met kruishoofd

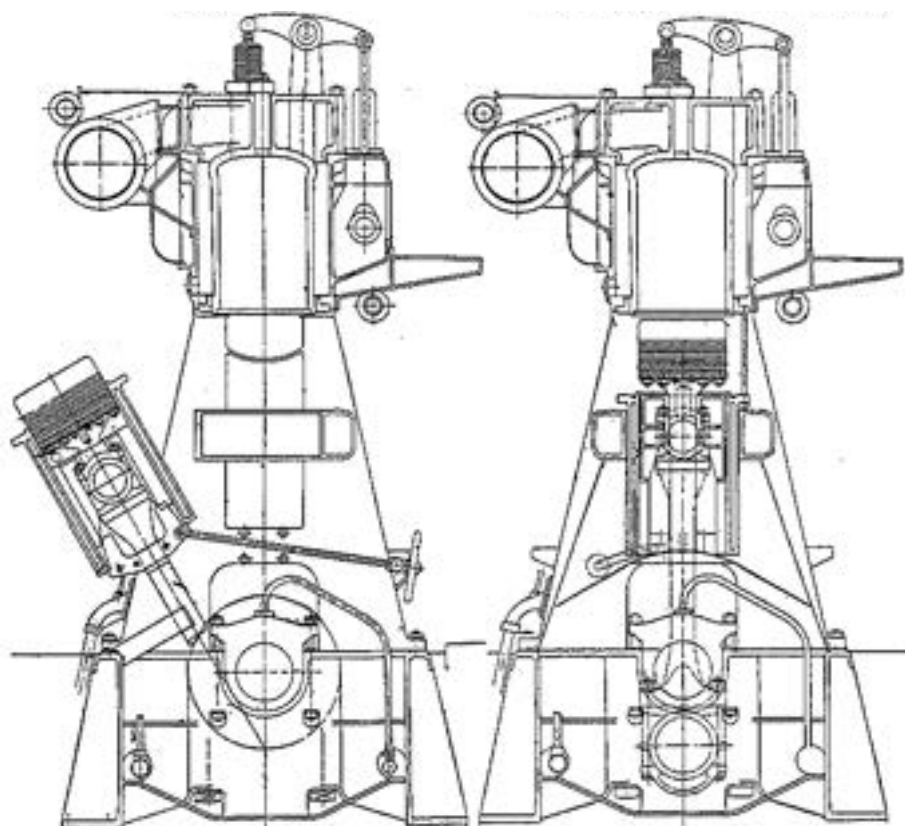
Een grote bouwhoogte van vooral bij relatief kleinere motorvermogens was in sommige gevallen bezwaarlijk en heeft ertoe geleid dat motoren zijn ontwikkeld waarbij het onderste deel van de cilinder gebruikt wordt als leibaan voor het dicht naar de zuiger toegebrachte kruishoofd. Motorfabrikant Werkspoor noemde dit een verlaagd kruishoofd en combineerde dit een aantal jaren met een gedeelde cilindervoering waardoor de zuigers via de carterdeksels aan de zijkant konden worden geïnspecteerd en gedemonteerd en gemonteerd konden worden.



Verlaagd kruishoofd Werkspoormotor

De detailtekening hieronder van de verbinding tussen de zuigerstang en het kruishoofd, maar ook de daarna volgende twee figuren van de viertakt Werkspoormotor laten zien hoe kort de zuigerstang is en op welke wijze de zuiger van dit type motor geïnspecteerd kon worden.

Dit (oude) motortype is uitgevoerd met een zogenaamde blind geboorde cilinder. Deze cilinder moet uit de motor worden genomen bij reparaties aan de cilinder, bijvoorbeeld het uitboren na een overmatige slijtage.



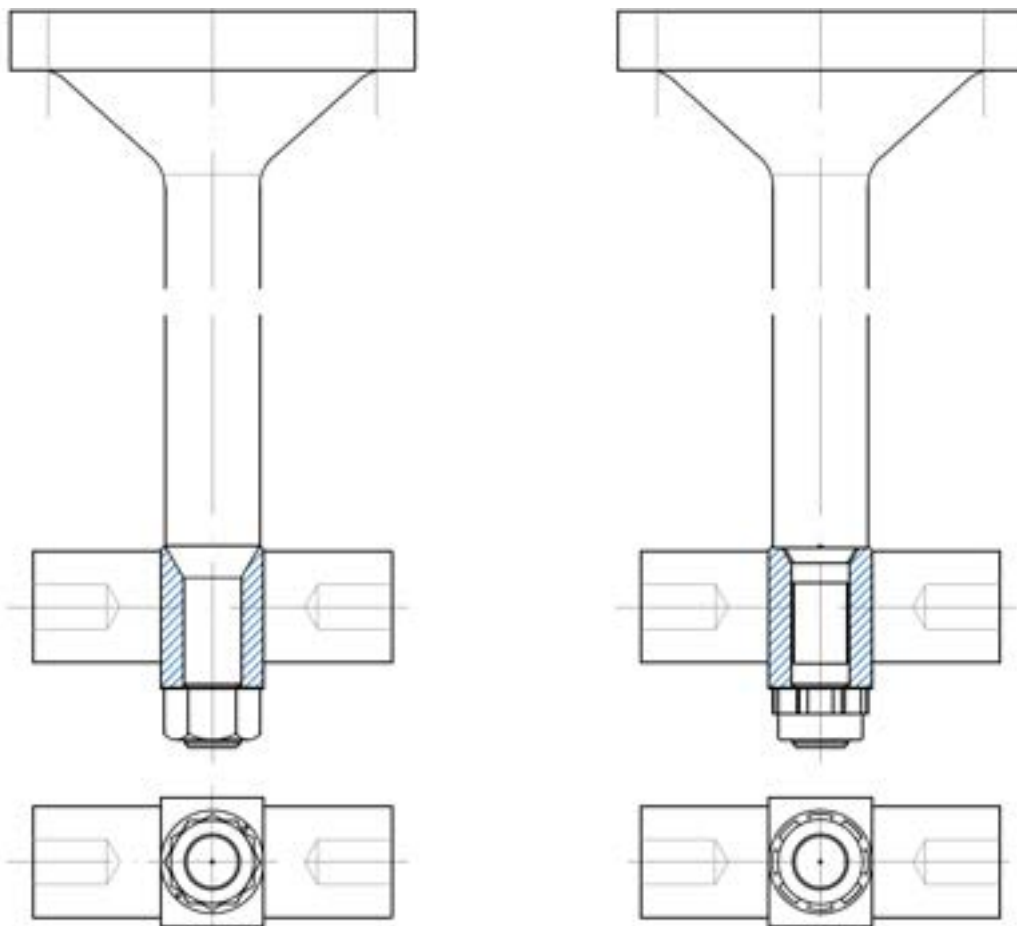
Werkspoormotor met verlaagd kruishoofd en zijdelings uitneembare zuiger

Soms vraagt een motortype om een fysieke scheiding van de onderkant van de zuiger en het carter, zoals bij de spoelpomp van de Bolnes tweetaktmotor (zie afbeelding verderop). De pakkingbus op de zuigerstang zorgt voor deze scheiding. De zuigerstang moet om deze reden minstens even lang zijn als de zuigerslag van de motor. Ook omdat de spoelzuiger zich onder de motorzuiger bevindt en niet ernaast, is de bouwhoogte relatief groot van dit motortype van Bolnes.

De zuigerstang van een enkelwerkende viertaktmotor is tijdens het tweede gedeelte van de uitlaatslag en tijdens het eerste gedeelte van de aanzuigslag in hoofdzaak door traagheidskrachten op trek belast. Een enkelwerkende tweetaktmotor is, met uitzondering van hogere toerentallen, steeds op druk belast doordat er bij elke ingaande zuigerslag compressie plaatsvindt. Als materiaal voor zuigerstangen kan bijvoorbeeld gesmeed staal met een treksterkte van 45 à 60 kg/cm² dienen. De verbinding van de stang met de zuiger bestaat uit een aangesmede flens. De verbinding met het kruishoofd bestaat in veel gevallen uit een draadeind met moer waarbij de stang verjongd en taps is uitgevoerd, of aan de stang is een borst gedraaid die op de zogenaamde dobbelsteen van het kruishoofd rust. Dit is in de volgende principetekeningen weergegeven.

De zuigerstang wordt met een glijdende passing in de dobbelsteen aangebracht en meestal met een extra hoge zeskantmoer met een slagsleutel vastgeslagen. Als er weinig ruimte is tussen de vork van de drijfstang, dan passen we een haakmoer toe.

In de gevallen waar een fysieke scheiding tussen het carter en de onderkant van de zuiger is vereist, moet een pakkingbus worden toegepast. Als bovendien de zuigerstang met een aangesmede flens of voet met de dobbelsteen van het kruishoofd verbonden is, dan moet deze pakkingbus uit twee delen bestaan. Bovendien moet de pakkingbus zo groot van afmeting zijn dat deze voet de door de pakkingbus ingenomen opening kan passeren bij demontage van de werkzuiger. De zuigerstang wordt dan niet met een draadeind met het kruishoofd verbonden, maar met twee zware bouten. Dit type verbinding is in de ingekleurde tekening van de Bolnes tweetaktmotor zichtbaar gemaakt.

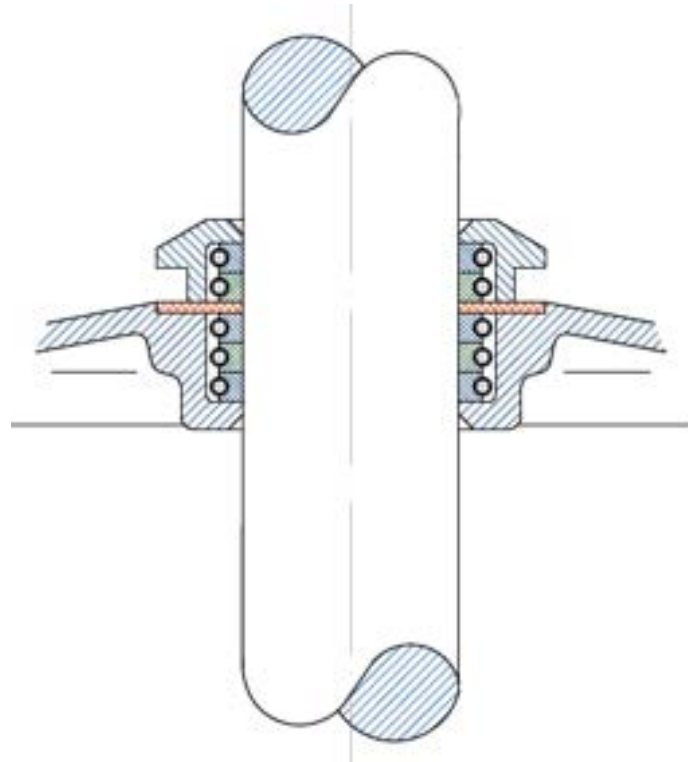


Voorbeelden zuigerstangverbinding met kruishoofd

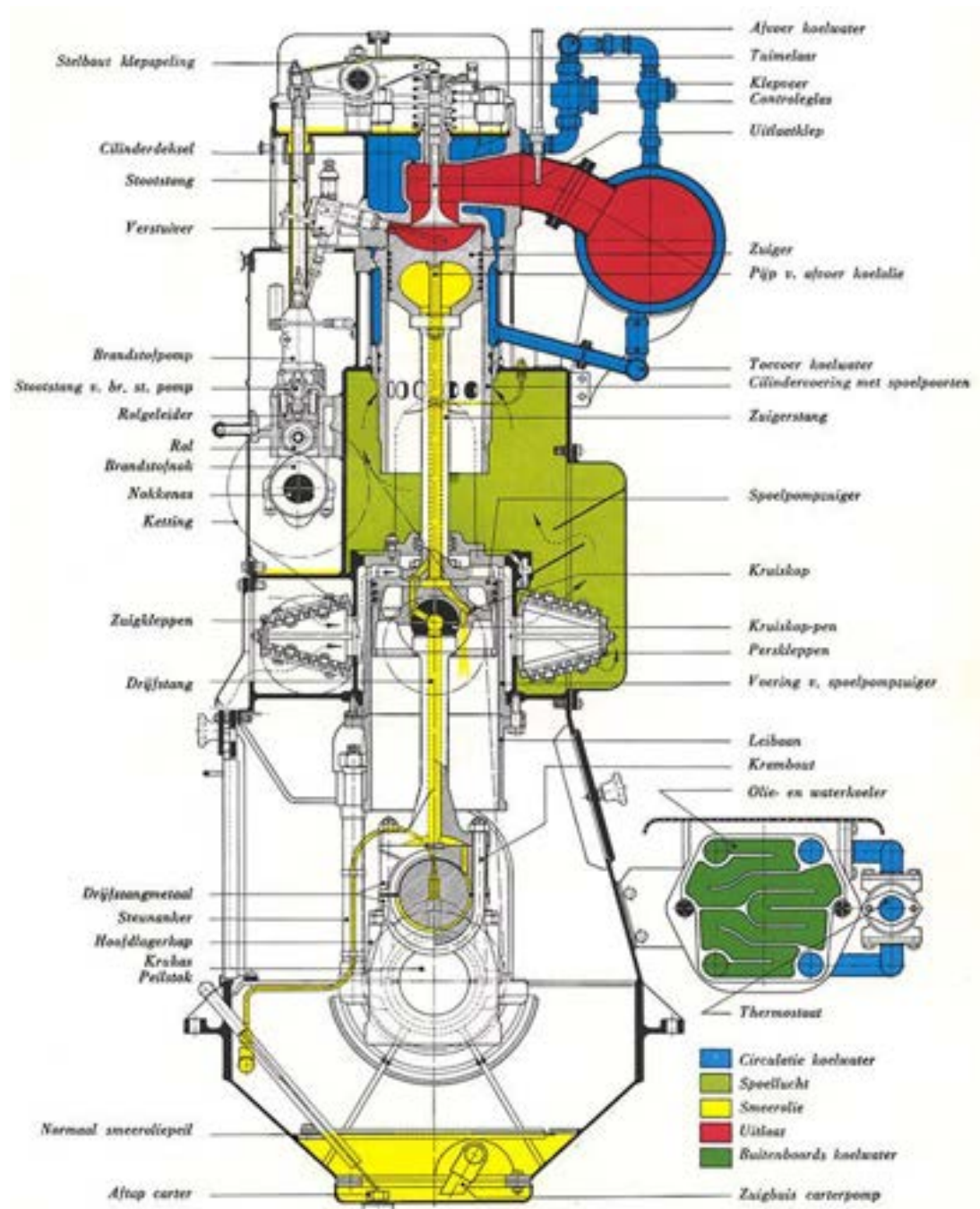
4.15.1.1 Pakkingbus

De pakkingbus in het cilinderblok voor de gasdichte afdichting van de zuigerstang tussen spoelluchtruimte onder de werkzuiger en de spoelzuiger of het carter bij tweetaktmotoren, bestaat meestal uit een aantal naar binnen (om de zuigerstang) spannende gietijzeren veren. Sommige fabrikanten kiezen voor een veer die uit drie delen bestaat. Die veer is omspannen met een buisvormige schroefveer of trekveer die ervoor zorgt dat de veersegmenten bijeengehouden worden en met voldoende druk tegen de zuiver gladde zuigerstang aanliggen.

Deze afdichting komt uit de stoomtechniek en staat bekend onder de naam Schwabe afdichting (zie het voorbeeld hierna). De ringen zijn nauwkeurig pasgeslepen en kunnen in de pakkingkamers zijdelings verschuiven. Hierdoor wordt, als gevolg van toenemende leibaanspeling, het vastklemmen op de zuigerstang voorkomen en zal bij behoorlijke smering geen vreten van de afdichting optreden.



Schwabe zuigerstangafdichting

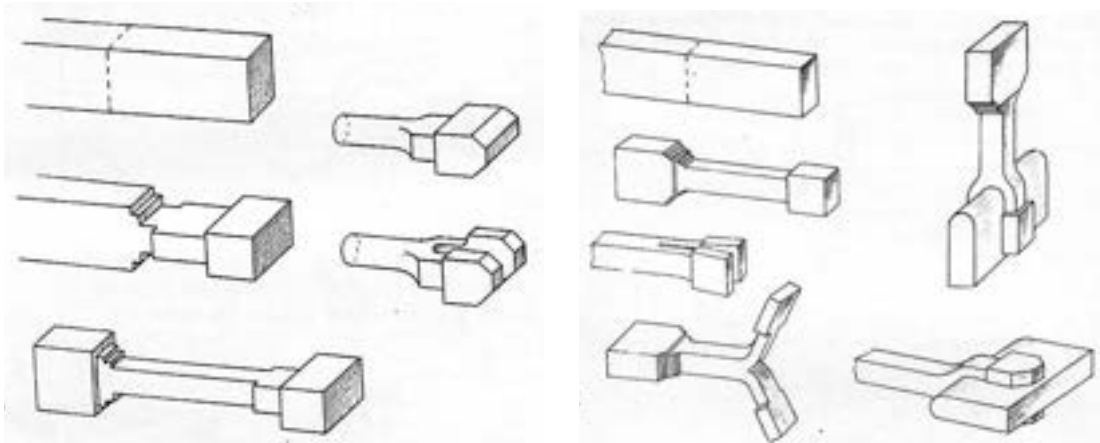


Bolnes tweetaktmotor met spoelzuiger als kruishoofd

4.15.2 Drijfstangen

Drijfstangen worden gesmeed, gegoten of geperst. Bij oude en grote motoren zullen we uitsluitend gesmede drijfstangen aantreffen. We gebruiken hiervoor een tot een voldoende groot rechthoekig blok gesmede ingot.

Het smeden van een drijfstang kan op twee manieren worden uitgevoerd. Meestal worden de kop, de schacht en de voet volgens de hoofdmaten ruw voorgesmeed en daarna door draaien, boren, schaven of steken en frezen verder afgewerkt. De vork wordt bij kleine stangen altijd, en bij grotere meestal, gemaakt zoals in de linkerfiguur hierna wordt weergegeven. Hierbij wordt het materiaal in de vorkopening, het tussenstuk, verwijderd door boren, zagen, steken, frezen of autogeen snijden.



Drijfstang smeedmethode 1

Drijfstang smeedmethode 2

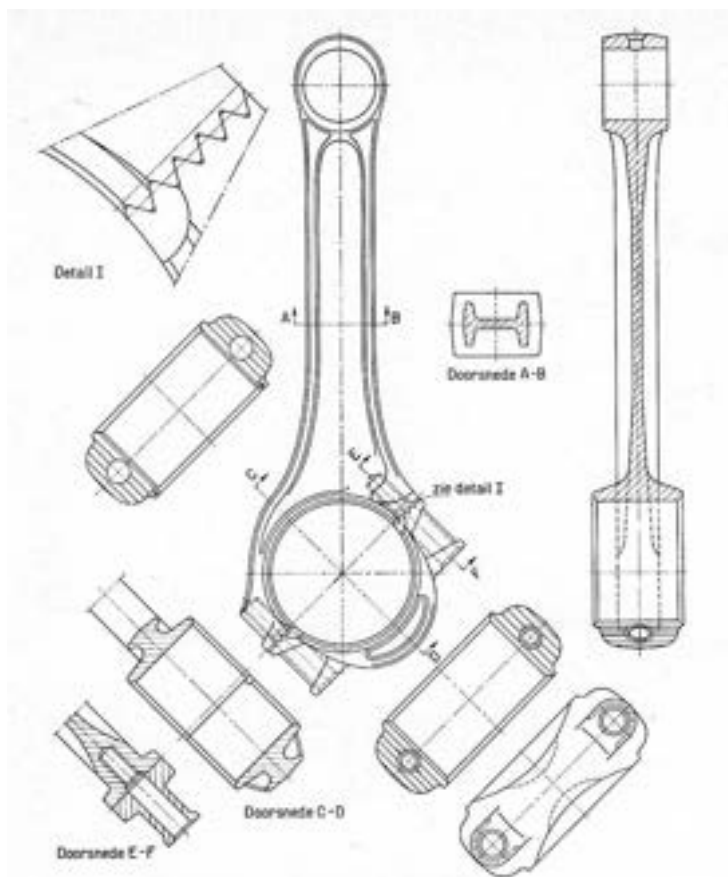
Is het tussenstuk te groot en willen we op materiaal besparen, dan worden de wangen aan de vork gesmeed op de wijze zoals in de rechterfiguur is aangegeven. Op de plaats waar de benen van de vork zich spreiden, wordt eerst een gat geboord en vervolgens naar het uiteinde toe onder de smeedhamer gekloofd. Bij het buigen en verder opsmeden van de vork wordt gebruik gemaakt van een speciaal daarvoor gemaakte vulder of mal.

Anders dan bij het machinaal verwijderen van het tussenstuk wordt de draad van het materiaal niet doorgesneden en is de volgens deze methode vervaardigde vork sterker. Net als bij de eerste smeedmethode worden de verschillende (ronde) vormen opgesmeed en met behulp van verschillende soorten gereedschapswerktuigen afgewerkt.

De constructie van drijfstangen voor verbrandingsmotoren loopt zeer uiteen en is onder andere afhankelijk van het type motor. Hiervoor is al aangegeven dat de drijfstanglengte bij kruishoofdmotoren belangrijk korter kan zijn dan bij trunkzuigermotoren wat behalve het gewicht bij een verticale machine ook de hoogte beperkt. Bij sommige kleine en compacte motoren waarbij de afmetingen zo klein mogelijk moeten zijn, is ook de wijze waarop de zuiger wordt gemonteerd bepalend voor de lengte van de drijfstang. Zijn de afmetingen van de grote kop -het deel van de drijfstang dat verbonden is met de krukpen- onder andere als gevolg van een relatief grote krukpendiameter, zodanig dat de montage door de cilinder niet mogelijk is en de krukas niet mag worden verwijderd, dan gebeurt dit via de krukkast.

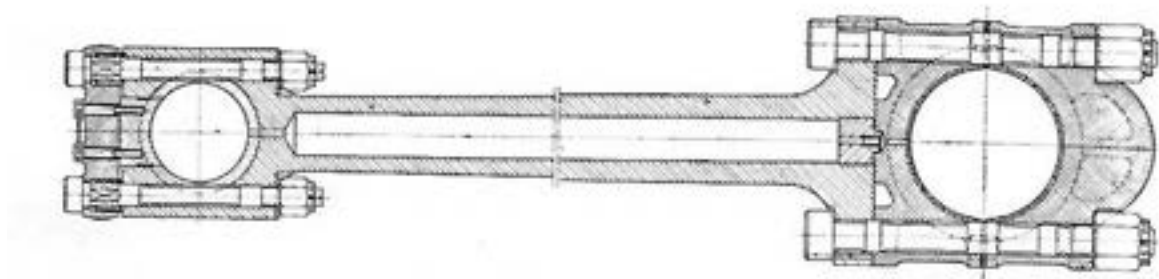
Om die reden is een bepaalde afstand tussen de onderkant van de cilinder en de krukwingen met eventuele contragewichten nodig. In zo'n geval zal de drijfstang niet korter kunnen zijn dan circa 4,5 keer de krukstraal.

Wordt de deling van de grote kop -het deel van de drijfstang dat met de krukpen is verbonden- niet op de gebruikelijk wijze uitgevoerd, maar volgens de schuin gedeelde constructie, dan kan de grote kop wél de cilinder passeren en is een zeer korte drijfstang mogelijk. Onder andere Gardner gebruikte deze constructie. Toch maken we de drijfstang meestal niet kleiner dan 3,75 maal de krukstraal.



Drijfstang met een schuin gedeelde grote kop

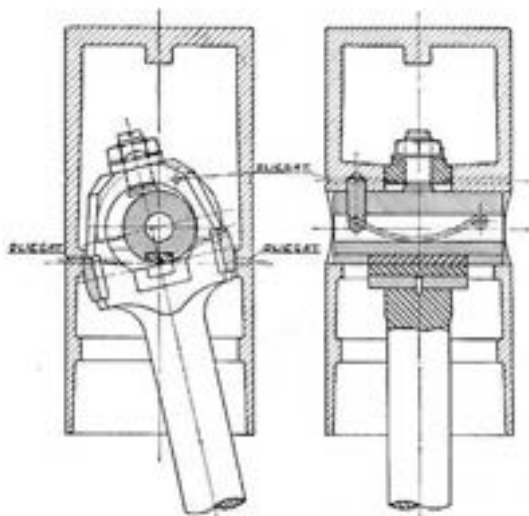
Bij relatief moderne trunkzuigermotoren wordt de kleine kop -het deel van de drijfstang waarmee deze met de zuiger is verbonden- meestal als gesloten (ongedeeld) uitgevoerd, vanwege de beperkte ruimte in de zuiger. Het is bovendien goedkoper en veiliger dan een gedeelde kleine kop, waarbij de mogelijkheid van breuk van de bouten moeilijk geheel is uit te sluiten. Een en ander neemt niet weg dat overwegend de oudere motoren van ons museale gemalenbestand zijn uitgerust met een drijfstang met een gedeelde kleine kop. Een en ander is aangegeven op deze tekening van de drijfstang van een horizontaal opgestelde Thomassen motor:



Drijfstang van een horizontale Thomassen motor

Een gesloten kleine kop is meestal van een bronzen lager voorzien, die na een bepaalde slijtage door een nieuwe wordt vervangen. Deze uitvoering is eenvoudiger en goedkoper dan nastelbare lagers waaraan we bij grote motoren de voorkeur geven. Het lager in de kleine kop van de als voorbeeld gegeven horizontale Thomassen motor wordt versteld door het verdraaien van de drijfstangbouten in de schroefbussen. De stelen van drijfstangbouten zijn hiervoor op de kop van de steel van een sleufje voorzien. Door het verdraaien wordt het verschuifbaar deel van het lager verder naar buiten of naar binnen gebracht en de gewenste speling ingesteld. Het instellen c.q. corrigeren van de speling kan worden uitgevoerd zonder dat de zuiger of de drijfstang hoeft te worden gedemonteerd. Een voorwaarde voor een gedeelde kopconstructie is dat er voldoende ruimte is binnen de zuiger voor zowel de kop als de moersleutels waarmee de kopbouten moeten worden aangedraaid.

Als gevolg van de warmte, die de zuigerbodem afstraalt en via geleiding door de wanden naar de zuigerpen trekt, wordt de temperatuur daar zo hoog dat het niet mogelijk is de lagerbus of de lagerschalen te voorzien van witmetaal en deze worden daarom van meestal van brons gemaakt. Als het zuigerpenmetaal wordt beschermd tegen de warmte-uitstraling van de bodem door een ingegoten of afzonderlijk aangebrachte wand, dan kan het bij grotere motoren met witmetaal uitgevoerd worden

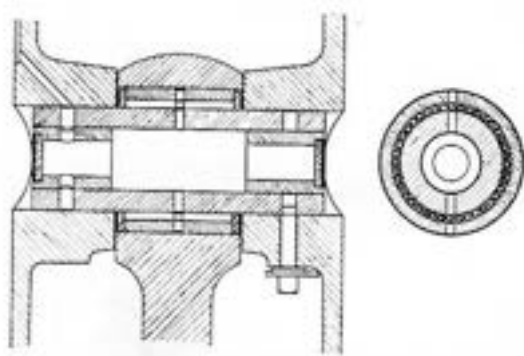


Doordat bij tweetaktmotoren de drijfstang overwegend op druk wordt belast, is het mogelijk, zowel bij Kromhout motor als de Brons tweetaktmotor, bij de zuigerpen een zogenaamde rolplaat toe te passen. Een en ander zoals in onderstaande figuur is aangegeven. De geharde stalen zuigerpen brengt bij dit systeem de kracht over op een gehard stalen kussen, de rolplaat, in de drijfstangkop, waarop de beweging van de stang heen en weer rolt. Bij de Bronsmotor is de zuigerpen ook voorzien van een rolplaat zodat het harden van de zuigerpen achterwege kan blijven.

Drijfstang met rolplaat van Brons

Een zijdelingse geleiding van de drijfstangkop in de zuiger waarborgt gedurende de rollende beweging steeds een minimum speling in de zijdelingse richting, zodat tijdens het aanzetten van de motor de juiste stand van de drijfstangkop in de zuiger is verzekerd. Omdat de bij andere constructies toegepaste glijdende wrijving hier gewijzigd is in een rollende wrijving, hebben we het voordeel dat de smering van dit thermisch en mechanisch hoog belaste onderdeel aanmerkelijk vereenvoudigd wordt.

In plaats van de bronzen glijlager of de rolplaat monteren we in de drijfstangkop ook wel een naaldlager. Onder ander Kromhout paste naaldlagers toe bij sommige motoren. Naaldlagers zijn



rollagers waarvan de rollen lang en relatief klein in diameter zijn. Ook hier is dus sprake van een rollende wrijving. Als gevolg van de schommelbeweging van de drijfstang is er slechts sprake van een kleine plaatsverandering; dat wil zeggen dat de naald slechts een deel van een omwenteling maakt.

Kleine kop van de drijfstang van een Kromhout motor

Is de drijfstang met een gevorkte kop uitgerust, zoals bij kruishoofdmotoren, dan voorzien we deze van gedeelde en nastelbare lagers. Deze uit twee delen bestaande lagers worden met bouten aan de aangesmede voeten van de drijfstang verbonden. De metalen en de kappen zijn vervaardigd van gietstaal en gevoerd met witmetaal. Het witmetaal is bij de getoonde uitvoering zonder tussenkomst van aparte schalen in de beide delen van het lagerblok gegoten.

Als bij viertaktmotoren, waar de drijfstang afwisselend onder druk en onder trek staat, ruimte in de asmetalen ontstaat, dan treden stoten op die deze ruimte snel doen toenemen. Er ontstaat dan een tikkend of klepperend geluid, een waarschuwing dat het wenselijk is de metalen pas te maken. Om dit mogelijk te maken, zijn tussen de twee helften van de metalen een aantal dunne, in dikte verschillende, plaatjes latoenkoper gelegd. Door deze naar gelang de speling uit te nemen, kan de opgetreden speling worden opgeheven. Het uitgesleten draagvlak van de lagers moet dan ook door schrappen worden bijgewerkt. De wijze waarop lagers pas worden gemaakt wordt verderop in de paragraaf over het gieten van lagers uitvoerig behandeld.

Sinds het midden van de vorige eeuw bouwen we motoren bij voorkeur zo licht en compact mogelijk. De lagere belasting en het toerental werden daarbij opgevoerd. Hierbij bleek dat de tot dan toe toegepaste dikke lagen witmetaal in de robuust geconstrueerde lagerschalen de hogere mechanische en thermische belasting niet goed verdragen: het loopvlak verbrokkelt waarna het

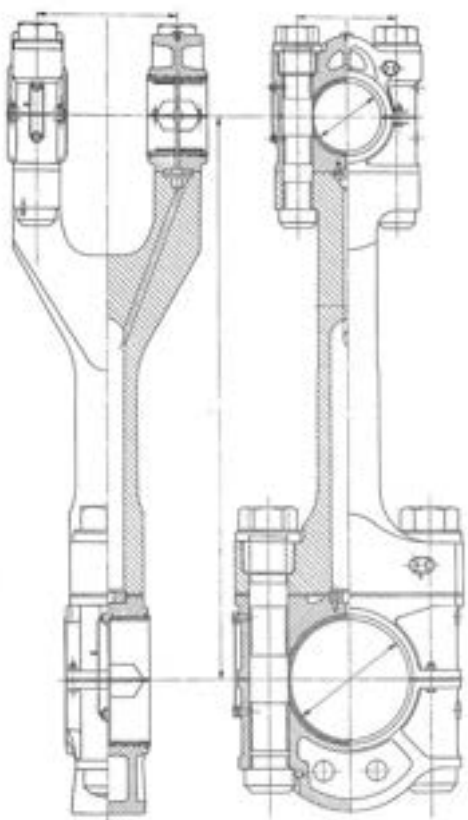
lager faalt. Dit heeft geleid tot het ontwerp van een fundamenteel nieuw lagertype: het zogenaamde voorgespannen lager. Dit lager heeft twee dunne, flexibele, niet zelfdragende, stalen lagerschaaltjes, die met een flinke loodbronzen en een dun laagje witmetaal zijn gevoerd. Het brons zorgt voor een betere hechting van het witmetaal, terwijl het brons weer goed hecht aan het staal van de schaaltsjes.

Wanneer het contact tussen de lagerschaaltjes en de grondboring voldoende innig is, zijn dergelijke lagers zwaarder mechanisch te belasten dan de klassieke. Ook de thermische belastbaarheid is

hoger, terwijl ook de bewegende massa's van de drijfstaag geringer zijn.

Om voldoende contact en daarmee warmteoverdracht te krijgen, leggen we de lagerschaaltjes klem in de grondboring, vandaar de naam voorgespannen lager. Het lager is voor de vorm- en maatnauwkeurigheid en de sterkte volledig afhankelijk van de grondboring. Nastellen en nabewerken van dit lagertype is niet mogelijk; na slijtage moeten de schaaltsjes vervangen worden door nieuwe.

De gebruikte dunne looplagen hebben maar een gering inbeddingsvermogen voor abrasieve deeltjes. Vaak zal na verloop van tijd de kruktaap beschadigd raken en zal deze moeten worden geslepen en overmaatse lagerschaaltjes worden gemonteerd. De relatief dikke loodbronzen tussenlaag zorgt ervoor dat bij slijtage de (stalen) taap niet direct in contact komt met de (stalen) schaal en gaat 'vreten'.



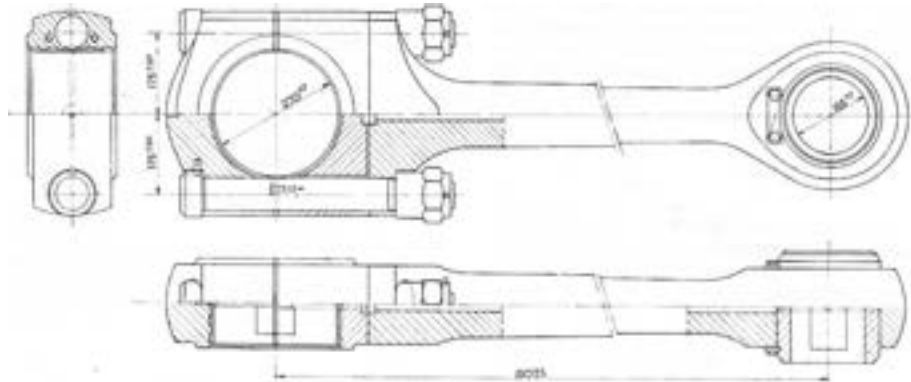
Drijfstaag voor kruishoofdmotor met gevorkte kop

4.15.2.1 Speling in de metalen

Bij kleine snellopende motoren bedraagt de speling in de krukpenmetalen, afhankelijk van de asdikte, 0,05 à 0,15 mm en in de zuigerpenmetalen 0,04 à 0,10 mm. Bij de grote langzaam lopende motoren: in de krukpenmetalen 0,25 à 0,40 mm, en in de zuigerpenmetalen 0,20 à 0,25 mm.

4.15.2.2 Stangconstructie

Drijfstaagen bij oude motoren -zoals wij die in museale gemalen aantreffen- zijn meestal met ronde doorsnede uitgevoerd. Modernere uitvoeringen zijn bijna altijd hol geboord uitgevoerd voor de smeeroilieaanvoer naar het krukpenmetaal. Een en ander zoals in de tekening hieronder is aangegeven:



Drijfstang van de J & K Smit-MAN dieselmotor

Drijfstangen met dubbel T-vormige doorsnede worden voor grote machines zelden gebruikt, wel voor kleine snellopende motoren met een niet al te hoge verbrandingsdruk. Bij laatstgenoemde motor kan de stang bij een juiste materiaalverdeling toch licht worden uitgevoerd.

Het materiaal van motoren met ronde drijfstangen is meestal (smeedbaar) staal, dat van stangen met een dubbel T-vormige doorsnede gietstaal, constructiestaal ($C < 0,3\%$) of gelegeerd staal. Tegenwoordig worden ook aluminium legeringen gebruikt vanwege gewichtsbesparing en betere warmtegeleiding.

De stang wordt op knik met 6 tot 8-voudige veiligheid voor grote motoren en 8 tot 10-voudige veiligheid voor kleine motoren berekend. Bij snellopende kleine motoren wordt de stang ook op doorbuiging gecontroleerd.

De grootste trekkracht in de drijfstang van enkelwerkende machines treedt bij vastlopen van de zuiger op, of bij snellopende motoren door de massakrachtreacties in het bovenste en onderste dode punt. Voor de berekening van de bouten, de kap, etc. wordt voor de trekkracht P in de stang met de volgende waarde rekening gehouden:

$$P = \frac{\pi}{4} D^2 (6 \dots 10) \text{ [kg]}$$

Hierin is D de diameter van de zuiger in cm.

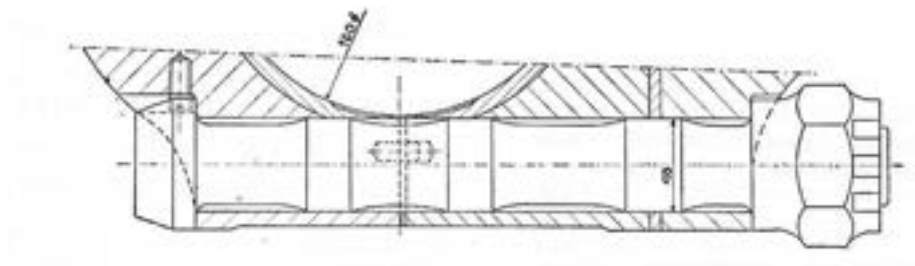
Als de zuiger een diameter heeft van 30 cm, dan resulteert dit in een trekkracht van 4200 tot 7000 kg waarbij wordt aangenomen dat de versnellingskrachten niet groter zijn dan die bij het vastlopen van de zuiger.

Eerder is aangegeven dat de kleine kop meestal als dichte kop is uitgevoerd met een daarin geklemde of geperste bronzen bus die gemakkelijk kan worden vervangen. De kleine kop en de stang zijn dan uit één stuk gesmeed.

Wordt de grote kop als zogenaamde marinekop uitgevoerd, zoals in de vorige tekening is aangegeven, dan bestaat hij uit metalen van staal of gietstaal, gevoerd met witmetaal.

Met deze marinekop kan ook de grootte van de verbrandingsruimte veranderd worden door het wijzigen van de dikte van de vulstukken onder de voet van de drijfstangvulstukken.

Deze stelbaarheid wordt aangegeven in de volgende tekening van de drijfstangboutconstructie, zoals uitgevoerd door Werkspoor. Door het toepassen van een dikkere plaat kunnen we het verlies aan compressie, ontstaan door het interen van de zuigerbodem, compenseren.



Drijfstangboutconstructie van Werkspoor

De bouten -waarmee de drijfstang is verbonden met het lagerblok -moeten zo dicht mogelijk tegen de krukpen worden aangebracht en nauwkeuring in de kop passen, omdat zij vooral bij snellopende machines grote dwarskrachten (dit zijn centrifugaalkrachten) moeten overbrengen. Ook zorgt de passing ervoor dat de metalen en de drijfstangvoet goed op elkaar aansluiten.

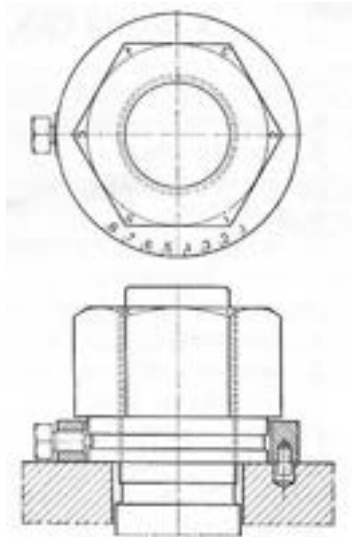
Drijfstangen hebben krachten te weerstaan die zeer sterk en snel van grootte veranderen. Deze belasting kan het best worden opgenomen door lange elastische bouten. Zij worden daarom, met uitzondering van enkele gedeelten die voor de centrering zorgen, afgedraaid op de kerndiameter van de schroefdraad.

Om excentrische belasting van de bouten te voorkomen, moeten de draagvlakken van de kop en de moer zuiver haaks op de hartlijn van het boutgat staan. Ook bij montage moeten we voorkomen dat de onderdelen scheef worden gemonteerd en de moeren gelijkmatig en in meerdere stappen worden aangehaald.

De drijfstangbouten worden voorzien van fijne schroefdraad, bij voorbeeld M18 x 1,5, terwijl de moeren extra hoog zijn. Kroonmoeren worden veel toegepast; zij kunnen gemakkelijk doeltreffend met een splitpen worden geborgd. Zijn zij van bijvoorbeeld van zes groeven voorzien en boren we in de bout twee splitpengaten, dan hoeft de moer met trappen van slechts 30° aangedraaid te worden om in een goede stand voor de splitpen te komen. Dit betekent dat de bout met telkens met $30/360 \times 1,5 = 0,125$ mm wordt opgerekt.

Ook de hierna afgebeelde borging van Penn wordt veel gebruikt voor de borging van de drijfstangbouten. We kunnen daarbij de moer over elke gewenste hoek aandraaien. De moer is van een borst voorzien waar omheen met enige speling een ring met een groef is gelegd waarin de stift van het borgboutje past. De ring wordt met een borgpenetje tegen verdraaiing gezekerd. De hoekpunten van de moer zijn genummerd en op de ring is een cirkelboogverdeling aangebracht met het doel de stand van de moeren te kunnen noteren voordat ze bij een revisie van de metalen losgenomen worden. Als de metaalvullingen niet zijn gewijzigd, kunnen we na de revisie de moeren tot hetzelfde merkteken weer vastslaan om hetzelfde aanhaalmoment te bereiken.

In andere gevallen kunnen we aan de hand van de spoed van de schroefdraad en de gewijzigde vullingsdikte uitrekenen hoeveel meer of hoeveel minder de moer moet worden aangeslagen.



Markering Penn borging

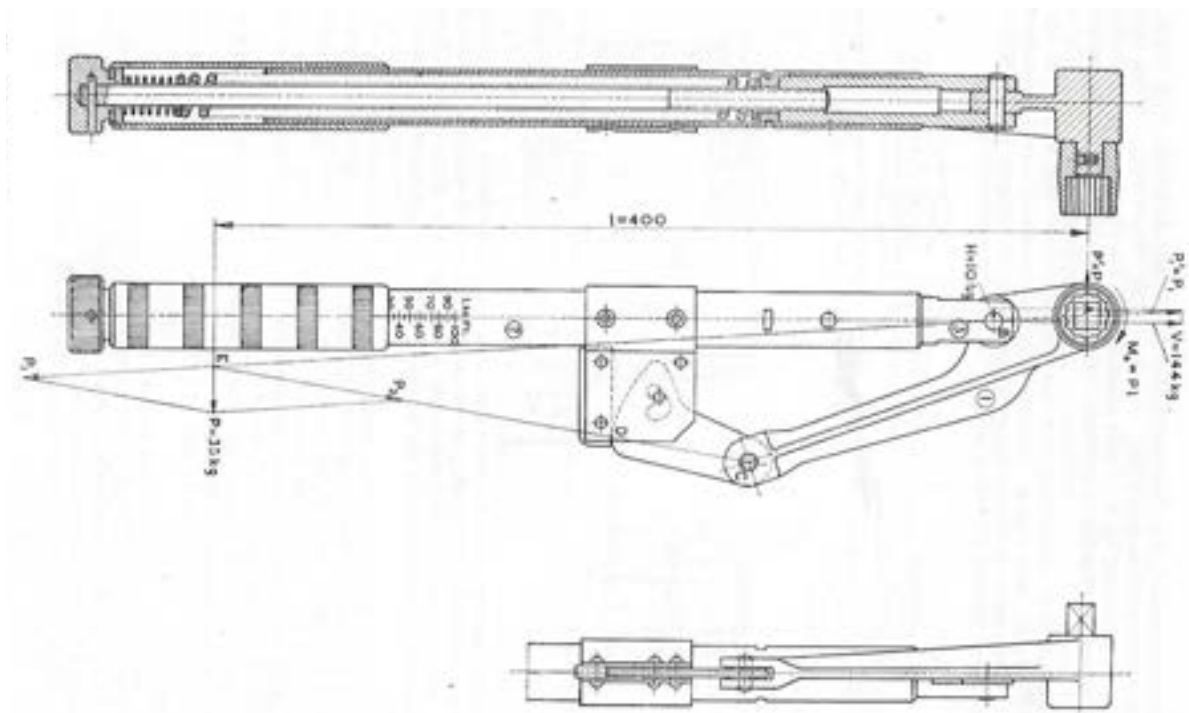
Bij de meeste drijfstanglagerblokken treffen we zijdelings bij de bouten één of twee kleine tapboutjes aan. Deze boutjes moeten voorkomen dat als er een bout breekt deze niet uit het gat wordt geslingerd en schade veroorzaakt. Het spreekt voor zich dat deze boutjes bij reparaties aan het lager verwijderd moeten worden. Het loswerken van deze borgboutjes wordt voorkomen door deze te voorzien van een klein gaatje in de kop en met een gegloeid ijzerdraadje te verbinden met een precies hetzelfde uitgevoerde boutje. Bij revisiewerkzaamheden wordt de draad doorgeknipt en vervangen door een nieuwe.

Het meedraaien van de bout, als de moer wordt aangehaald, wordt voorkomen door een pennetje in de drijfstangkop, dat in een gleufje van de boutkop past.



Een onvoldoende aangetrokken bout heeft, ondanks de borging, het loswerken van de desbetreffende moer tot gevolg. Ook ontstaan dan te grote sprongen in de belastingwisselingen van het boutmateriaal wat tot breuk leidt. Beide gevallen kunnen tot grote schade aan de machine leiden.

Bij het handmatig aantrekken of aanslaan met een slagsleutel van moeren van boutconstructies ontbreekt elke controle op het aanhaalmoment. Ervaren machinisten kunnen door met een hamer tegen de moer te tikken aan de hand van de toonhoogte van het veroorzaakte geluid voorspellen of de moer voldoende is aangehaald, maar niet met welk moment. Heel lang werd dit voldoende geacht. Tegenwoordig hebben we de beschikking over speciale sleutels waarmee het moment van het koppel waarmee de moer wordt aangehaald nauwkeurig kan worden bereikt. Zo'n sleutel is hieronder afgebeeld:



Momentsleutel (schaal in lbs.ft)

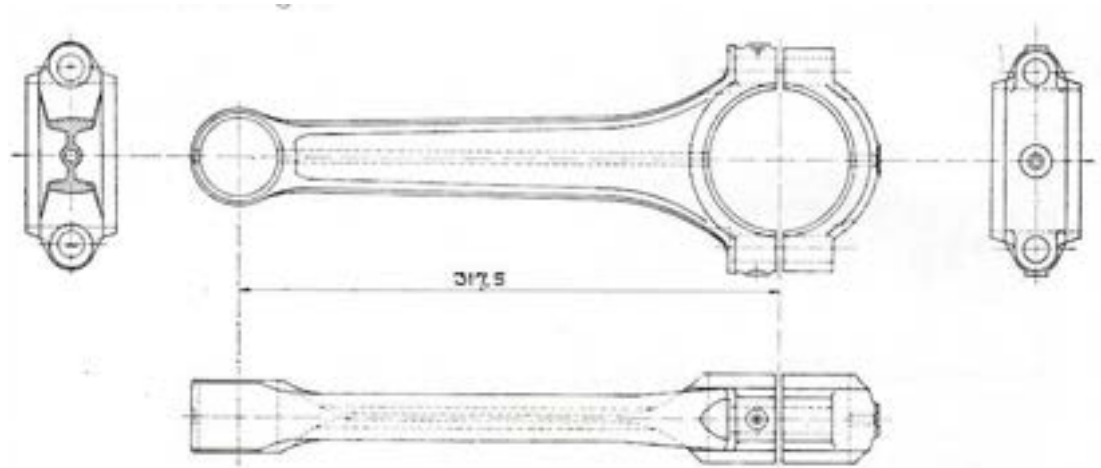
De sleutel kunnen we door het verdraaien van de moer achterop het gekartelde handvat instellen voor het aanhalen van een moer met een bepaald moment. Bij de sleutel horen een aantal doppen voor moeren van een aantal standaard boutafmetingen. De getoonde momentsleutel heeft een schaal in lbs.ft. ('voet-ponden') en heeft een maximum bereik van 100 lbs.ft, wat overeenkomt met ongeveer 14 kg.m. Immers de afgeleide Angelsaksische eenheid van 1 lbs.ft = 0,1383 kgm, daarentegen is 1 kgm = 7,232 lbs.ft. In de figuur is bij het handvat de kracht P getekend, die nodig is om het grootste aanhaalmoment van 14 kgm te kunnen leveren. De lengte $l = 0,40$ m, dus is P 35 kg.

Op de moersleuteldop moeten bij A voor evenwicht de kracht $P' = P$ en het tegenwerkende koppel M_a werken. Op de hefboom l werken behalve de kracht P' en het koppel M_a nog een kracht P_2 met werklijn CD en een kracht P_1 op punt B. Omdat P' en M_2 evenwicht maken met P en dit ook met de krachten P_1 en P_2 moeten doen, moet P de resultante van P_1 en P_2 zijn. Hieruit volgt de constructie van deze krachten.

De hefboom I oefent dus een kracht P_1' gelijk maar tegengesteld aan P_1 op het leistuk 3 uit. Ontbinden we de kracht P_1' in H en V, dan blijkt dat H wordt opgenomen door de geleiding van buis 2 en V door de spiraalveer in deze buis, die we door het verdraaien van het handvat meer of minder spannen. Trekken we harder dan de gewenste kracht P aan de hefboom, dan worden het aanhaalmoment M_a en de kracht P_1 en dus ook de kracht V te groot, de veer wordt ingedrukt en het leistuk knikt naar buiten bij draaipunt C. Zodra dit plaatsvindt is de moer met het ingestelde moment aangehaald en moeten we stoppen met verder aantrekken.

Sleutels met aanwijzing op een wijzerplaat stellen hogere eisen aan de oplettendheid van de monteur of machinist en is er kans op overrekken van de bout. Maar de aanwijzing van de wijzer is nauwkeuriger dan de afstelling met de momentsleutel die met een spiraalveer is uitgerust.

In de praktijk zetten we moeren meestal eerst handvast, waarna in twee of drie stappen en over en weer de bouten op spanning gebracht worden. De lagerkappen worden zo gelijkmatig aangetrokken. Het verdient sowieso aanbeveling ook het lossen van de moeren over en weer en in meerdere stappen te laten plaatsvinden om scheve belasting -en dus kromtrekken- van de pasbouten te voorkomen.



Geperste stalen drijfslag (dubbel-T) voor snellopende dieselmotor met een nastelbaar lager in de grote kop

De figuur hierboven is van een drijfslag van een Kromhout-Gardner dieselmotor. De olietoevoer naar het lager in de kleine kop vindt plaats via de holle slag en de rondom de lagerbus gemaakte groef in de kleine kop. In de lagerbus is een aantal radiaal geboorde gaatjes gemaakt voor de uiteindelijk toevoer van de smeerolie tussen de zuigerpen en het betreffende lager.

Het boren van een lang gat met een relatief kleine diameter is een riskante machinale bewerking. De boor mag niet verlopen en mag tijdens de bewerking niet breken, omdat de drijfslag dan onbruikbaar wordt. Het zogenaamde langgatboren is kostbaar en wordt meestal door gespecialiseerde bedrijven uitgevoerd.

4.16 Spoelproces en drukvulling

4.16.1 Spoelproces en drukvulling

Bij de tweetakmotor bevindt de zuiger zich in de buurt van de krukas. Het spoelen vindt plaats in het zogenaamde ODP, het onderste dode punt bij een verticaal opgestelde motor of in het BDP, het binnenste dode punt bij een horizontaal opgestelde motor. In de daarvoor korte tijd (100 tot 150 krukhoekgraden) moet de cilinder worden geleegd en met lucht (bij een dieselmotor) of een mengsel van lucht en brandstof (bijvoorbeeld benzine) worden gevuld. Voor een motor met een toerental van 350 omwentelingen per minuut betekent dit dat hiervoor tussen de 0,05 ... 0,03 seconden beschikbaar zijn.

De zuiger dient hierbij voor de sturing van de inlaat en de uitlaatopeningen. De spoelpomp zuigt de verse vulling aan en brengt deze met een overdruk van 0,10 ... 0,40 kg/cm² in de cilinder. De verse lucht of het brandstof-luchtmengsel spoelt de verbrandingsgassen van de voorgaande verbranding door de uitlaat naar buiten. Waar de gasstromen bij elkaar komen, kan vermenging niet geheel worden voorkomen. Daarom is de cilinder voor de volgende verbranding voor een deel gevuld met de uitlaatgassen van de voorgaande verbranding. Bij een mengselmotor zal onder bepaalde omstandigheden door de vermenging met uitlaatgassen ook niet-benutte brandstof worden afgevoerd.

De volgende vier kentallen zijn belangrijk bij het spoelproces:

$$\text{Inlaatoverschot } \Lambda = \frac{m}{m_{th}} [\text{onbenoemd}]$$

$$\text{Zuiverheid } \lambda_z = \frac{m_c}{m_c + m_r} [\text{onbenoemd}]$$

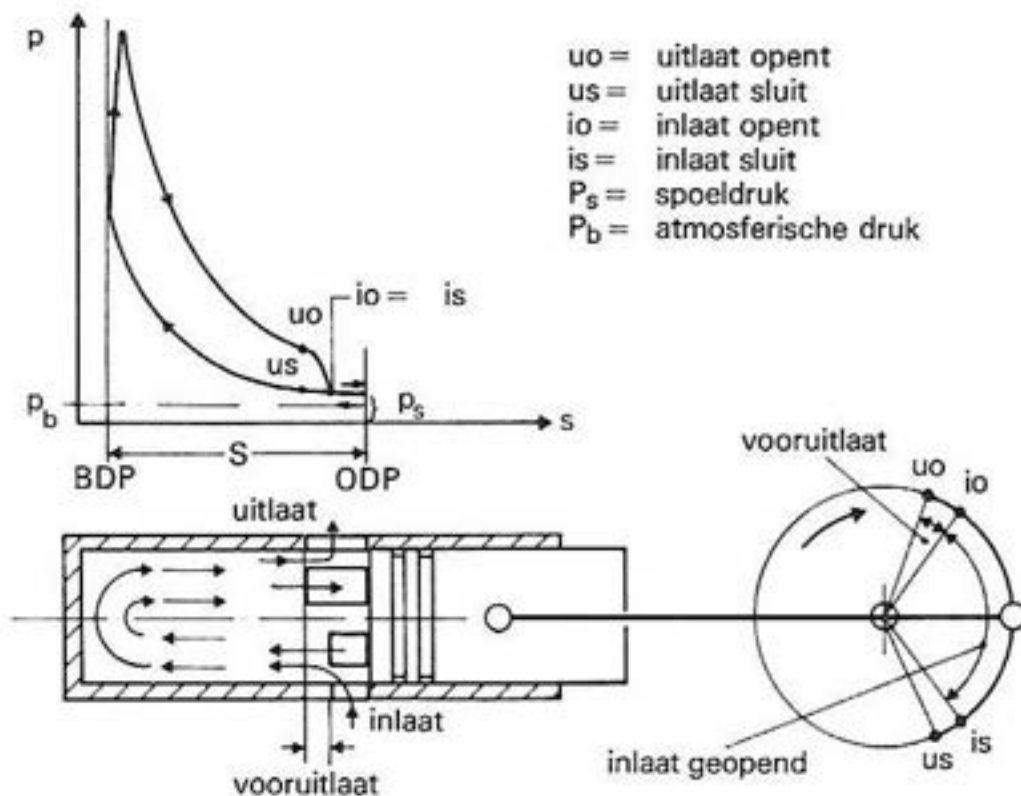
$$\text{Nuttige vulling } \lambda_n = \frac{m_c}{m_c + m_r} [\text{onbenoemd}]$$

$$\text{Vullingsgraad } \lambda_v = \frac{m_c}{m_{th}} [\text{onbenoemd}]$$

Hierbij geldt:

- m = de hoeveelheid verse vulling die per arbeidscyclus door de inlaatpoorten stroomt
- m_{th} = de theoretische hoeveelheid verse vulling die in de cilinder zou zijn, als het slagvolume zou zijn gevuld met verse vulling onder de condities (druk en temperatuur) die heersen voor de inlaatpoorten
- m_c = de hoeveelheid verse vulling die zich na het afsluiten van de poorten werkelijk in de cilinder bevindt
- m_r = de hoeveelheid restgas (uitlaatgas) die na het afsluiten van de poorten nog in de cilinder is achtergebleven

Het spoelproces kan in twee fasen worden verdeeld. Een en ander wordt aan de hand van de volgende afbeelding uitgelegd:



1. Vooruitlaat

Aan het einde van de werkslag geeft de zuiger eerst het bovenste gedeelte van de uitlaatpoorten vrij. Dit is in de regel ongeveer op 25% van de slag.

Het nog onder hoge druk staande gas schiet het gas de cilinder uit. De druk neemt snel af en moet voor het einde van de vooruitlaat -dus aan het begin van de voorinlaat- gedaald zijn tot de spoeldruk. Is dit niet het geval, dan zal uitlaatgas de spoelruimte binnendringen. De inlaat begint in de regel op ongeveer 20% van de slag.

2. Spoelen en vullen

Tijdens het spoelen en vullen staan de in- en uitlaatpoorten gelijktijdig open. De spoellucht spoelt het uitlaatgas uit de cilinder en vult deze met verse vulling tot het moment dat de zuiger de inlaatpoorten weer afsluit. Door de uitlaatpoorten kan dan nog uitlaatgas en vulling ontsnappen. Het specifiek door een motor te ontwikkelen vermogen hangt rechtstreeks af van de zuiverheid λ_z van de verbrandingslucht. Met een inlaat overschot tussen 1,2 en 1,4 kan bij de dieselmotor een goede zuiverheid van de verbrandingslucht worden bereikt. Bij een Ottomotor, bijvoorbeeld een benzinemotor met carburateur, moet de nuttige vulling -een mengsel van verbrandingslucht en benzine damp- λ_n ongeveer 1 zijn om brandstofverlies te voorkomen. Het inlaattoverschot Λ bij dit type mengselmotor mag daarom niet te groot zijn. Dit impliceert dat bij een tweetakt mengselmotor een relatief grote hoeveelheid restgas na het spoelen in de cilinder achterblijft en het specifiek vermogen niet hoger is dan dat van een viertaktmotor, hoewel het aantal arbeidscyclussen het dubbele is.

4.16.2 Spoelsystemen

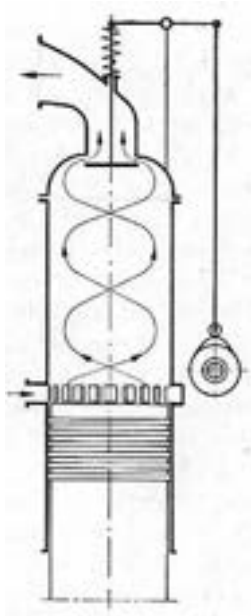
Spoelsystemen worden ingedeeld naar de stromingsrichting van de spoellucht in de cilinder:

- Gelijkstroomspoeling
- Omkeerspoeling
- Dwarsspoeling

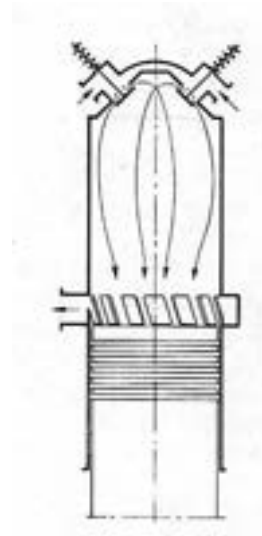
Bij alle systemen is het belangrijk dat de spoellucht door de cilinderwand geleid wordt omdat een vrije stroming gemakkelijk van richting kan worden veranderd en het te bereiken effect verloren gaat. Ook moet de spoellucht zo bewegen dat er geen dode hoeken -dat wil zeggen ongespoelde hoeken- ontstaan. In de techniek noemen we dat spoelschaduw.

4.16.2.1 Gelijkstroomspoeling

Bij gelijkstroomspoeling komt de verse vulling via de inlaatpoorten de cilinder in en drijft het uitlaatgas omhoog en door één of meerdere uitlaatkleppen naar buiten. De inlaatpoorten zijn tangentiaal gericht om de spoellucht een draaiende beweging mee te geven. Daardoor ontstaat een stabiele stroming en luchtwerveling die ook nog tijdens de compressie blijft bestaan en helpt bij de menging en verdeling van de ingespoten brandstof.



Langsspoeling (opwaarts)



Langsspoeling (neerwaarts)

Bij gelijkstroomspoeling is het mogelijk om met een klein inlaatoverschot ($\Delta = 1,2$) een goede zuiverheid van de vulling te bereiken. Ook de spoelluchtdruk is relatief laag, zodat met een klein vermogen voor de spoelluchtpomp kan worden volstaan.

Bij de eerste gelijkstroomsystemen -zoals bijvoorbeeld uitgevoerd bij de oude types Bronsmotoren- stroomde de lucht via de klep(en) in de cilinderkop de cilinder binnen en werd het uitlaatgas via poorten aan de onderzijde van de cilinder afgevoerd.

De latere omkering van de stromingsrichting van de spoellucht, zoals onder andere bij de Bolnesmotoren is toegepast, bracht de volgende voordelen met zich mee:

- Het openen en sluiten van de uitlaatklep kan asymmetrisch worden geregeld. De klep gaat kort voor de vooruitlaat open en sluit samen met het sluiten van de inlaatpoorten door de zuiger. Daardoor gaat na het afsluiten geen verse vulling meer verloren en kan er door de uitlaatklep nog eerder te laten sluiten zelfs navulling worden toegepast
- De cilindervoering wordt in het onderste gedeelte niet extra door uitstromende hete gassen belast
- De uitlaatpoorten kunnen niet dichtkoeken met verbrandingsresten

Bij de gelijkstroomspoeling wordt een goede spoeling bereikt, maar de complexere constructie met kleppen is kostbaar en vergt meer onderhoud. Toch zijn motoren met dit type spoeling door de waterschappen ook bij hun bemalingsinstallaties toegepast.

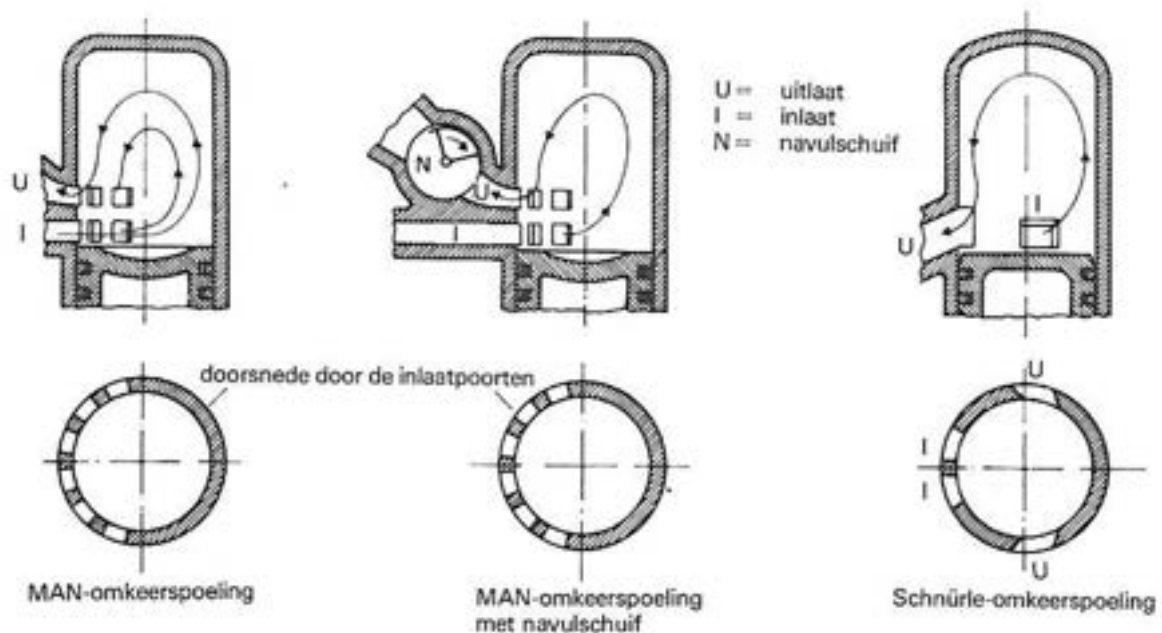
4.16.2.2 Omkeerstroomspoeling

Bij de omkeerspoeling verlaat het uitlaatgas de cilinder in de tegengestelde richting van de binnenkomende spoelluchtstroom (zie de volgende figuur). Er zijn twee soorten omkeerspoelings-systemen:

- MAN-omkeerspoeling
- Schnürle-omkeerspoeling

Bij de MAN-omkeerspoeling liggen de uitlaatpoorten boven die van de inlaatpoorten. De binnenkomende relatief koude verbrandingslucht strijkt over de holle zuigerbodem en koelt deze. Bij de tegenover de uitlaatpoorten gelegen cilinderwandhelft richt de stroom zich op, stijgt omhoog naar de cilinderkop en gaat vandaar weer naar beneden naar de uitlaatpoorten.

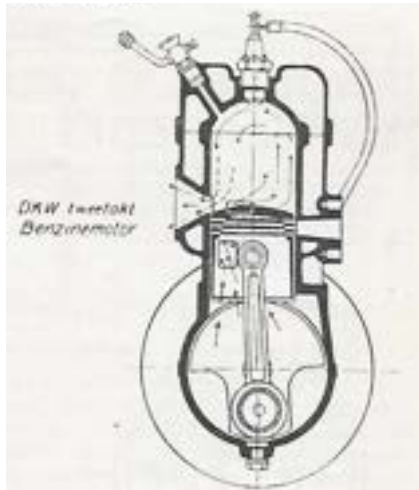
Bij de Schnürle-omkeerspoeling worden de boven elkaar liggende poorten vermeden. De inlaatpoorten bevinden zich bij dit systeem langs de cilinderomtrek aan beide zijden naast de uitlaatpoorten. Net als bij het MAN-spoelsysteem stroomt de lucht langs de tegenover de uitlaatpoorten gelegen cilinderhelft omhoog naar de cilinderkop en gaat deze langs de andere cilinderhelft naar de uitlaatpoorten. Bij dit systeem kan in het midden van de cilinder ongespoelde ruimte ontstaan.



Het spoeeffect is bij omkeerspoeling iets minder dan bij gelijkstroomspoeling. De constructie van de motor is echter minder complex.

Een verbijzondering van de MAN-spoeling is die met een zogenaamde navulschuif in de uitlaatgasleiding. Deze schuif sluit het uitlaatkanaal nog voor de zuiger de uitlaatpoorten bedekt en voorkomt zo vullingsverlies en kan navulling worden toegepast.

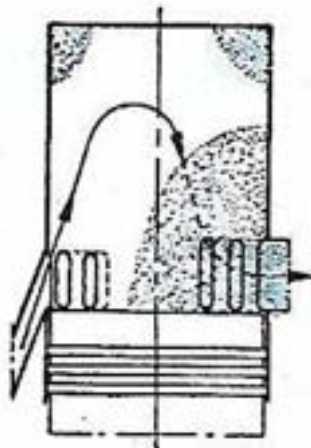
Een voorbeeld van een Schnürle omkeerspoelsysteem is die van de DKW tweetakt benzinemotor met krukkastspoeling (zie de volgende afbeelding). De lucht wordt weliswaar tegenover de uitlaatgasleiding aangezogen, maar ongeveer op de helft van de cilinderomtrek toegevoerd.



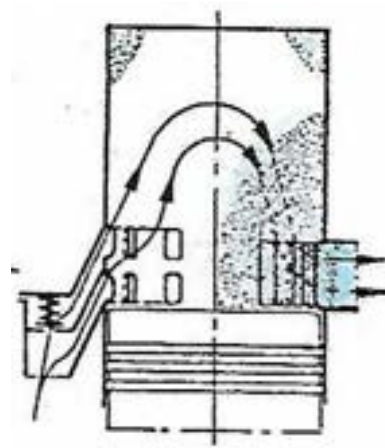
Omkeerspoeling

4.16.2.3 Dwarsstroomspoeling

De dwarsspoeling is het eenvoudigst van opbouw, maar heeft ook het kleinste spoeeffect. De spoelluchtstroom wordt door de schuin naar boven gerichte inlaatpoorten naar de cilinderkop geleid, verandert daar van richting en drijft het uitlaatgas voor zich uit de uitlaatgassenleiding in (zie de schematische afbeelding hierna).



Dwarsspoeling



Dwarsspoeling met nalading

Omdat de in- en uitlaatpoorten tegenover elkaar liggen, bestaat de kans dat door rechtstreekse stroming verse vulling met het uitlaatgas wordt afgevoerd en dus verloren gaat. Bij motoren van een gering vermogen werd daarom vaak een kamzuiger toegepast.



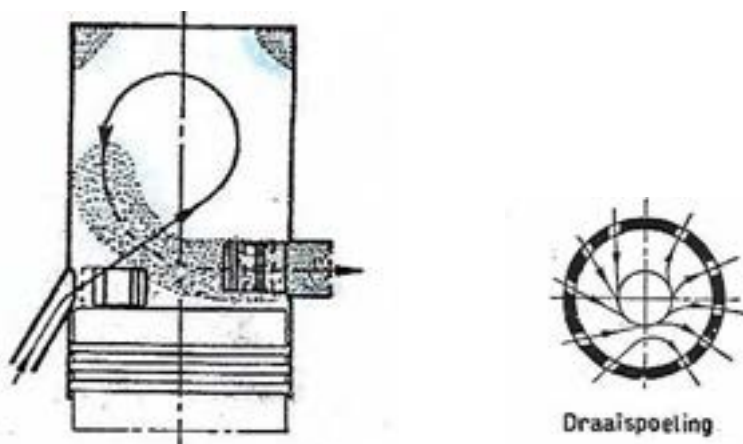
Dwarsspoeling

Bij grote vermogens wordt te veel warmte in de kam opgeslagen en verbrandt deze kam. Om die reden voeren we de zuiger ook wel uit met een gladde bolle kop die minder of geen hinder heeft van een te grote warmteaccumulatie. Ook bij dwarsspoeling bestaat de mogelijkheid om de cilinder na te vullen.

Dit gebeurt door twee rijen inlaatpoorten in de cilinder aan te brengen en de inlaatleiding in tweeën te delen en de bovenste leiding van navulkleppen te voorzien. Op het moment dat de zuiger de uitlaatpoorten afsluit, wordt over een aantal krukgraden -via de bovenste rij inlaatpoorten- nog een bepaalde hoeveelheid lucht in de cilinder geperst die vervolgens benut kan worden voor het verbranden van (extra) brandstof.

4.16.2.4 Draaistroomspoeling

Bij de draaispoeling zijn de inlaatpoorten tangenciaal aangebracht waardoor de toegevoerde spoellucht een draaiende beweging krijgt. Tegelijkertijd is de spoelluchtstroom schuin naar boven gericht waardoor deze in de cilinder een soort een lusvormige weg aflegt waarbij het uitlaatgas wordt weggeduwd. Deze wijze van spoelen die onder andere door Stork werd toegepast, wordt daarom ook wel lusspoeling genoemd.



Draaistroomspoeling

De kans -zoals bij dwarsspoeling het geval kan zijn- dat vulling via de kortste weg naar de uitlaat wordt afgevoerd en verloren gaat, is minder groot waardoor het spoeleffect beter is dan van dwarsspoeling. Ook wordt door de draaiende lucht in een latere fase van het proces een betere menging van de ingespoten brandstof bereikt. Draaispoeling wordt vaak ook toegepast in combinatie met langsspoeling. In dat geval wordt de uitlaat geregeld met kleppen en zijn alle spoelpoorten tangenciaal gericht.

4.16.3 Spoelluchtcompressor

De spoelluchtcompressor of spoelluchtpomp brengt de verse vulling met geringe overdruk in de cilinder. De compressor doet daarbij het werk, dat bij de viertaktmotor door de zuiger wordt gedaan, namelijk het aanzuigen van verbrandingslucht en het uitdrijven van uitlaatgas.

Voor de levering van spoellucht worden de onderkant van de werkzuiger gebruikt (krukkastspoeling), compressoren met een aparte zuiger onder de werkzuiger of aangehangen aan de betreffende motor. Verder worden zogenaamde draaizuiger- en schottenpompen toegepast voor de levering van spoel- c.q. verbrandingslucht aan de motor.

Motoren met krukcastspoeling kunnen niet zondermeer worden uitgerust met druksmering, omdat smeerolie met de spoellucht kan worden meegesleurd de cilinder in, en daar niet of onvolledig verbrandt c.q. de motor vervuult.

4.16.3.1 Krukcastspoeling

Krukcastspoeling waarbij de onderkant van de werkzuiger als spoelpomp wordt gebruikt, is weinig effectief. Een en ander wordt aangetoond met de volgende beschrijving en het schema van de Kromhout tweetaktmotor met indirecte (voorkamer/gasverstuiving) brandstofinspuiting.

Tijdens het arbeidsproces wordt de ruimte onder de naar boven gaande zuiger vergroot en ontstaat er een druk die kleiner is dan luchtdruk 1 kg/cm^2 . Boven de zuiger vindt dan compressie van de verbrandingslucht plaats. In de zijwanden van de krukcast van deze motor zijn kleppen aangebracht met een ruime doortocht en hierdoor stroomt lucht binnen.

Bij kerende slag van de zuiger wordt deze lucht in deze kast en aangrenzende ruimten samengeperst tot ongeveer $0,3 \text{ kg/cm}^2$ boven die van de atmosfeer. Op 25% voor het einde van de neerwaartse zuigerslag opent de zuiger de uitlaatpoorten waardoor het gas, dat op dat moment een druk van $2,5 \text{ kg/cm}^2$ heeft, uit de cilinder naar de uitlaatleiding kan ontsnappen en de druk in de

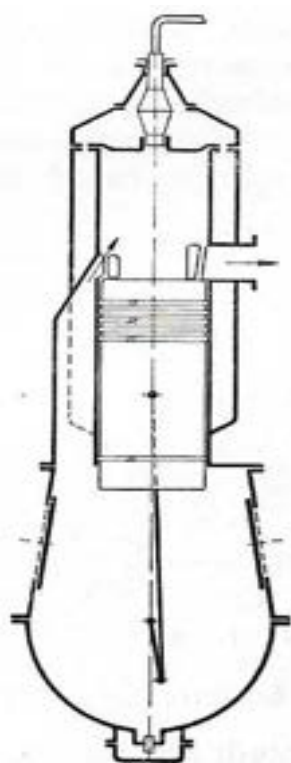
cilinder snel tot omgevingsluchtdruk van 1 kg/cm^2 daalt. Even daarna, op 20% voor het einde van de neerwaartse zuigerslag, gaan de spoelpoorten open en stroomt de lucht, die in de krukcast was samengeperst, de cilinder binnen.

Door de vorm van de spoelpoorten gaat de lucht eerst naar boven en drijft zij het gas dat zich dan nog in de cilinder bevindt door de uitlaatpoorten naar buiten, zodat de cilinder bij het omhoog gaan van de zuiger weer gevuld is met nieuwe verbrandingslucht. Zo'n spoelproces wordt dwarsspoeling genoemd.

Achtereenvolgens worden bij opgaande zuiger eerst de spoelpoorten en even later de uitlaatpoorten gesloten, waarna de compressie opnieuw begint.

Het is duidelijk dat door de zuigerverplaatsing en zonder schadelijke ruimte nooit meer dan het slagvolume aan verbrandingslucht kan worden aangevoerd. In werkelijkheid is de hoeveelheid belangrijk kleiner, omdat de inhoud van de krukcast groot is in verhouding tot het slagvolume.

Nemen we aan dat de inhoud van de ruimte die overblijft als de zuiger zich in de laagste stand bevindt tweemaal het slagvolume is, dan wordt -wanneer we het slagvolume 100 noemen- de schadelijke ruimte 200.



Kromhout motor (dwarsspoeling)

Tijdens het aanzuigen zal -door de weerstand die de zuigkleppen veroorzaken- de druk in de krukcast lager worden dan de luchtdruk -bijvoorbeeld $0,96 \text{ kg/cm}^2$ - aan het einde van de zuigslag.

Nemen we verder aan dat door het comprimeren van de lucht in de krukkast door het grote koelende oppervlak van de wanden de lucht niet in temperatuur stijgt, dan is volgens de wet van Boyle het product van druk en volume constant.

Op het moment dat de zuiger de spoelpoorten opent, is het volume afgenomen van 300 tot 220 eenheden:

$$V_2 = 300 - \left(\frac{100 - 20}{100} \right) 100 = 220 \text{ [eenheden]}$$

De druk is dan gestegen tot 1,3 kg/cm²

$$P_2 = \frac{300 \times 0,96}{220} = 1,3 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

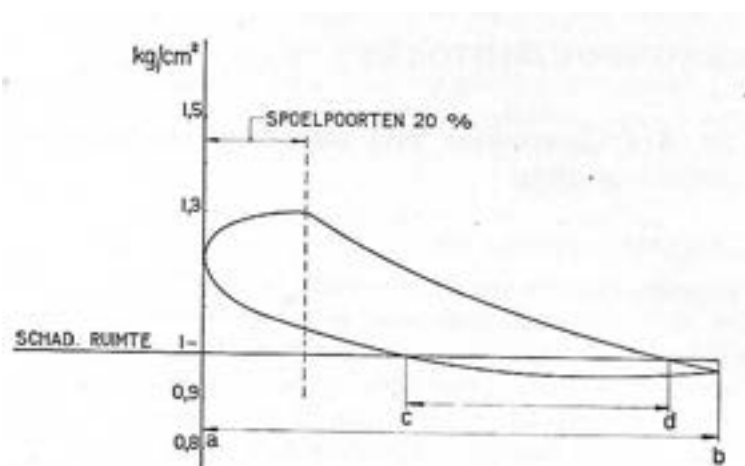
Zodra de spoelpoorten geopend zijn, stroomt de lucht weg en daalt de druk. Bij het sluiten van de spoelpoorten is de ruimte onder de zuiger 220 eenheden en is de druk nog iets hoger dan de luchtdruk, bijvoorbeeld 1,05 kg/cm². Pas wanneer de druk is gedaald tot 0,96 kg/cm², gaan de zuigkleppen weer open. De ruimte onder de zuiger is dan

$$V_2 = \frac{220 \times 1,05}{0,96} = 241 \text{ [eenheden]}$$

Dit betekent dat maar over ongeveer 60% van de zuigerslag nieuwe lucht wordt aangezogen.

$$V_2 = \frac{300 - 241}{100} \times 100 = 59 \text{ [%]}$$

Onderstaand diagram geeft het drukverloop in de krukkast weer gedurende één omwenteling van de kruk.

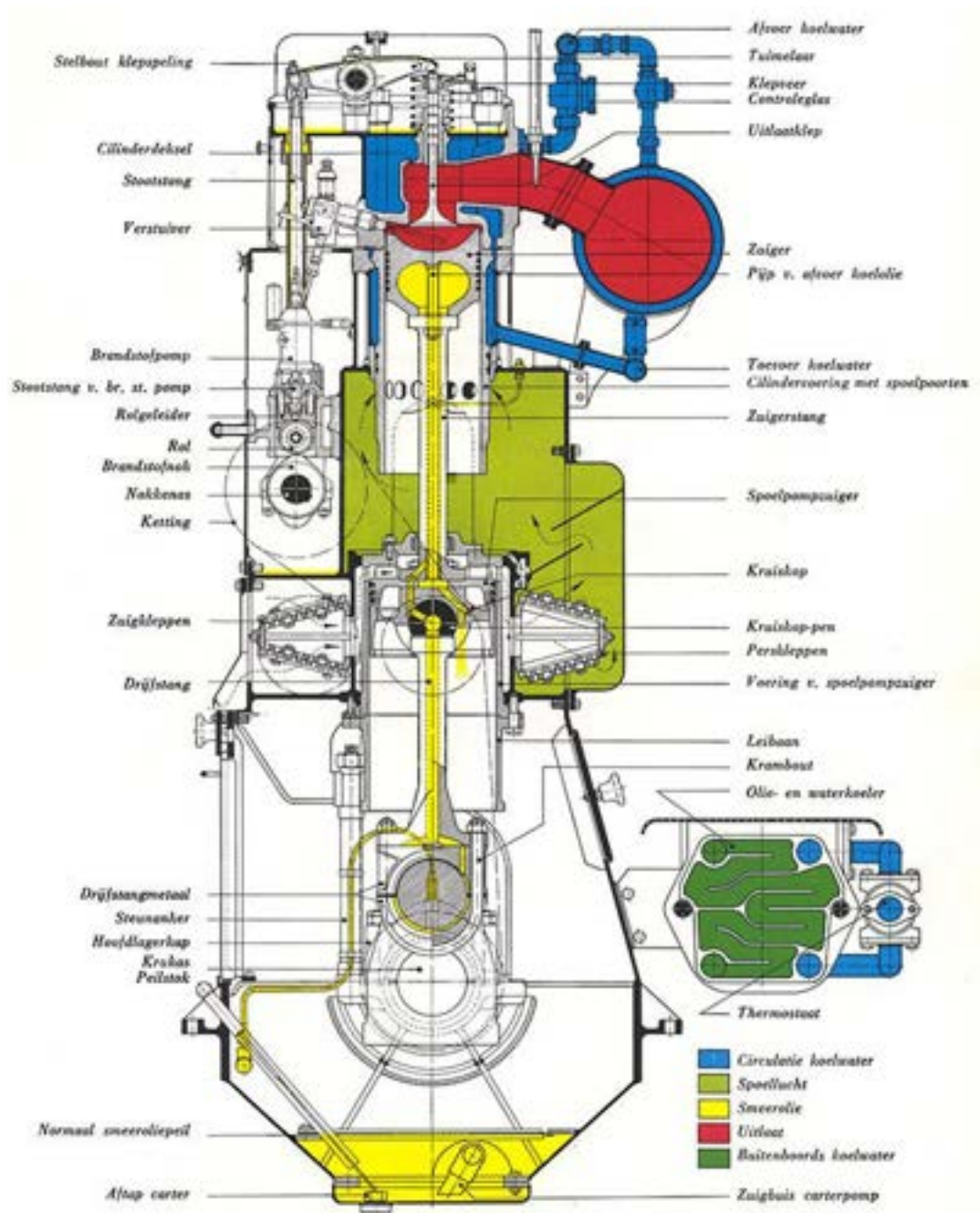


Drukverloop spoelluchtdruk in krukkast

Uit dit diagram kunnen we afleiden dat gedurende elke omwenteling cd/ab keer het slagvolume van de zuiger aan nieuwe lucht van atmosferische druk wordt aangezogen. Dit betekent dat bij nieuwe compressie de cilinder nog gedeeltelijk gevuld is met gas van de vorige verbranding, dat de hoeveelheid te verbranden brandstof niet groot is in verhouding tot het slagvolume en dat de afmetingen van de motor groot zijn voor een bepaald aantal omwentelingen te ontwikkelen vermogen.

4.16.3.2 Aparte zuigerspoelpomp (in lijn met de werkzuiger)

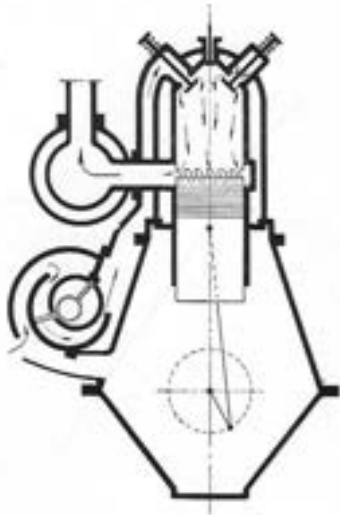
De volgende tekening van de relatief moderne Bolnes tweetaktdieselmotor is een voorbeeld van een motor met een aparte spoelzuiger in lijn met de werkzuiger. Het cilindrische kruishoofd doet ook dienst als enkelwerkende spoelpompzuiger. Bolnes voerde deze motoren uit in modules van 2 tot 20 cilinders, met telkens een werkzuigerdiameter van 190 mm en een spoelzuigerdiameter van 250 mm. Dit betekent dat de slagvolumina tussen deze twee zuigers zich verhoudt als 1 : 1,73. In het geval van drukvulling werd bij deze motoren een zogenaamde drukvulgroep in serie met de zuigerspoelpomp geplaatst.



Bolnes tweetaktmotor met spoelzuiger als kruishoofd

4.16.3.3 Roterende spoelpomp (schotten-luchtpomp)

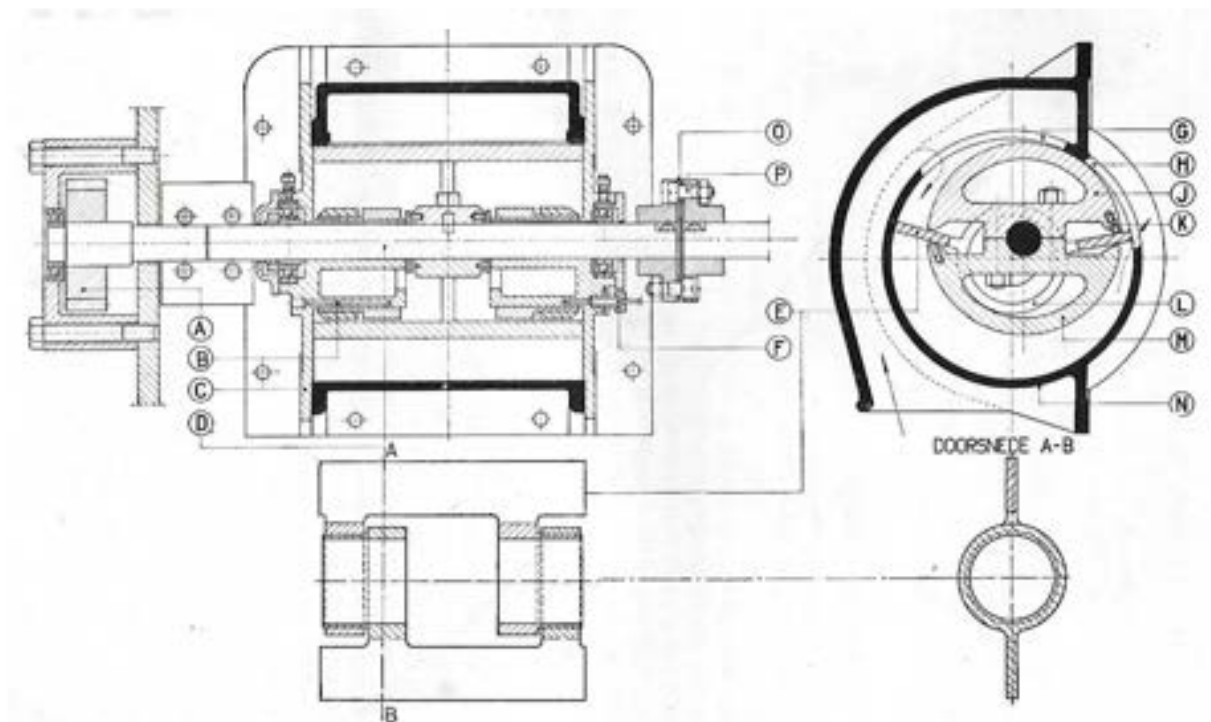
De volgende figuur is een dwarsdoorsnede van een Bronsmotor met langsspoeling waarbij een roterende spoelpomp is toegepast. Deze spoelpomp brengt de lucht via een lang spoelluchtkanaal onder een druk van 0,2... 0,3 kg/cm² naar de inlaat- of spoelkleppen van de motor. Dit kanaal doet dienst als receiver voor het moment dat er geen lucht naar de cilinder wordt gevoerd.



De werking van deze roterende spoelpomp wordt uitgelegd aan de hand van de hieronder getoonde langs- en dwarsdoorsnede. Het cilindrische pomphuis N is aan beide zijden afgesloten door de deksels C. Deze deksels hebben elk aan de binnenzijde een hol gegoten tap, waaromheen met de ringen L de schoepen of vanen E kunnen draaien. Dit draaien gebeurt door een excentrisch aangebrachte rotor waarvan de twee helften J en M met bouten op elkaar en op de as zijn geklemd. De rotor sluit tegen de deksels aan en sleept op een plaats langs het pomphuis en vormt zo de afscheiding tussen de zuigopening G en de persopening H. Tussen de delen J en M zijn spleten gelaten, waarin bij het ronddraaien de schotten E heen en weer bewegen.

Roterende spoelpomp Bronsmotor

De afdichting wordt verkregen doordat de stalen glijstukken K met lichte veertjes tegen de schoepen worden aangedrukt. De schoepen bewegen met een geringe speling langs de wand en de deksels van het pomphuis. De rotoras passeert luchtdicht door de deksels, doordat twee ringen die met de rotor meedraaien door veertjes in de omtrek tegen de naven worden gedrukt. Tegenwoordig noemen we dat een 'mechanical seal'.



Spoelpomp Bronsmotor (schottenpomp)

De werking van de pomp wordt al volgt verklaard. De rotor draait linksom. De ruimte achter (boven) de linker schoep E wordt groter en door opening G wordt lucht aangezogen.

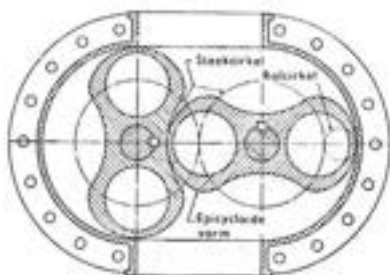
De ruimte voor (beneden) dezelfde schoep E wordt kleiner en de lucht uit deze ruimte wordt door H weg geperst. De rechterschoep heeft bijna haar comprimerende werking geëindigd.

De as D loopt op kogellagers en draagt links een tandwiel A dat door de krukas wordt aangedreven. De pomp maakt tweemaal zoveel omwentelingen als de krukas. Dit type (spoel)pomp valt onder het verdringersysteem. Dit betekent dat als de motor sneller draait, de pomp ongeveer evenredig meer lucht levert.

Het voordeel van dit type spoelpomp -en roterende spoelpompen in het algemeen- ten opzichte van zuigerpompen is dat zij geen zuig- en perskleppen hebben.

4.16.3.4 Roterende spoelpomp (Rootsblower)

Een Rootsblower is een roterende verdringerpomp zonder kleppen en bestaat uit een ovaal pomphuis waarin twee met tandwielen aan elkaar gekoppelde rotoren draaien. Bij deze pomp bevindt de inlaatopening van de lucht zich in het midden van de ene zijde van het pomphuis en de uitlaatzijde er recht tegenover aan de andere zijde. Beide rotoren hebben de vorm van een lob en kunnen twee of drie bladen hebben. De lobben hebben de vorm van een zuiver afgewerkte epicycloïde. Dit is te vergelijken met de tandflankvorm van een tandwiel. De buitenomtrekken van de lobben zijn zo bewerkt dat zij elkaar niet raken bij het wentelen. Ook de toppen van de lobben raken het pomphuis niet. De spelingen tussen de lobben en het huis zijn uiterst klein en liggen tussen de 0,1 en 0,15 mm.



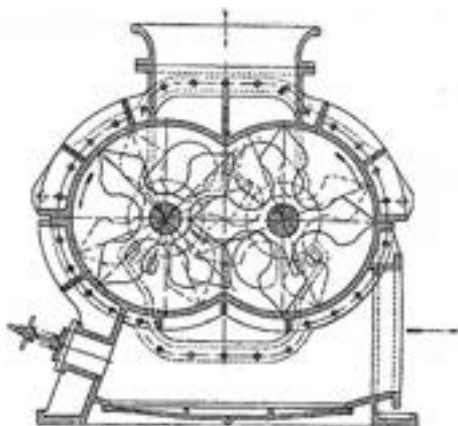
De lucht wordt in de holtes tussen de bladen van de inlaatzijde naar de uitlaatzijde langs de wanden van het pomphuis gevoerd.

Rootsblower

De aandrijving gebeurt meestal met een ketting vanaf de krukas waarbij de blower op een stoel naast de motor is geplaatst. Door de toepassing van aluminium rotoren kunnen hoge toerentallen worden toegelaten waardoor de afmetingen van de pomp beperkt kunnen blijven.

4.16.3.5 Roterende spoelpomp (Tooth compressor)

Hieronder is een spoelpomp afgebeeld met meerdere lobben die van zogenaamde cycloïdevormige tandflanken zijn voorzien. (Zie hiervoor ook de paragraaf tandwieloverbrengingen). Anders dan bij de Rootsblower wordt de lucht bij dit type compressor niet altijd aan de boven- en onderkant toe- en afgevoerd, maar via de deksels aan de zijkant van de compressor. Deze afbeelding betreft een

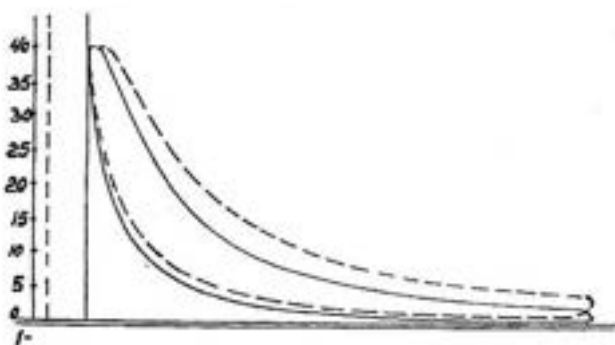


spoelpomp met twee gescheiden pompkamers waarbij de centrale toevoer zich boven in het midden bevindt en de centrale afvoer aan de rechter zijkant. Het werkingsprincipe is te vergelijken met die van de Rootsblower, maar met het verschil dat door het grotere aantal lobben of tanden de drukverschillen in de spoellucht receiver tijdens één omwenteling minder groot zijn. Ook de koppeling van de twee rotoren van spoelpomp geschiedt net als bij een rootsblower met tandwielen en wordt het geheel aangedreven met behulp van een ketting vanaf de motor.

Tooth compressor

4.16.4 Drukvulling

De vraag naar meer vermogen en lager gewicht heeft in de twintigste eeuw enerzijds geleid tot de ontwikkeling van motoren met een hoger toerental en anderzijds tot de toepassing van drukvulling. Met drukvulling of oplading wordt de methode bedoeld waarbij de inlaatlucht met een zekere overdruk (tot ongeveer $0,3 \text{ kg/cm}^2$) aan de arbeidscilinder wordt toegevoerd. Hierdoor wordt bereikt dat het luchtgewicht bij het begin van de compressieslag belangrijk groter is dan wanneer de lucht uit de atmosfeer door de motor zelf wordt aangezogen. In deze hoeveelheid kan meer brandstof tot volkomen verbranding gebracht worden. Dit betekent dat meer arbeid ontwikkeld wordt, zodat het vermogen van de motor stijgt, zonder dat de afmetingen vergroot hoeven te worden. Een en ander



wordt in de figuur van het indicateurdiagram met de gestippelde lijnen weergegeven. Het diagram met de doorgetrokken lijn stelt die van de motor in een niet-opgeladen situatie voor. Het oppervlak en dus de gemiddelde geïndiceerde zuigerdruk hiervan -en als gevolg hiervan het vermogen- is substantieel kleiner dan die van het gestippelde diagram.

Indicateurdiagrammen van een opgeladen en een niet-opgeladen motor

De grote hoeveelheid voorgecomprimeerde lucht dient echter niet alleen voor het verbranden van meer brandstof. Een gedeelte van de lucht wordt namelijk ook gebruikt voor het spoelen van de verbrandings- ruimte: aan het einde van de uitlaatslag en aan het begin van de inlaatslag staat zowel de inlaatklep als de uitlaatklep gelijktijdig open. De lucht die door de inlaatklep binnentreedt, verlaat de cilinder door de uitlaatklep, waarbij de verbrandingsruimte wordt schoongespoeld. De ruimte wordt met verse lucht gevuld en gelijktijdig worden de hete delen -waaronder de uitlaatklep- gekoeld waardoor de warmtebelasting even hoog is als bij een motor zonder drukvulling. Ook het brandstofverbruik, zelfs bij geïnduceerde gemiddelde drukken van $10,5 \text{ kg/cm}^2$, blijft laag. Een ander voordeel is dat er nauwelijks of geen restgas in de cilinder achterblijft.

Hieruit kan worden afgeleid dat de gemiddelde geïnduceerde druk toeneemt als er meer brandstof in een cilinder wordt verbrand en dat dit afhankelijk is van de hoeveelheid lucht die daarvoor beschikbaar is. Dit laatste drukken we -in de motortechniek- uit in de vullingsgraad λ_v van de motorcilinder.

Er zijn vier systemen om de vullingsgraad van een motor te verhogen:

1. Druk vulling met extern aangedreven compressor
2. Druk vulling met door de verbrandingsmotor zelf aangedreven compressor
3. Druk vulling met door uitlaatgassen van de verbrandingsmotor aangedreven turbocompressor
4. Druk vulling door drukgolven die worden veroorzaakt in het uitlaatgassysteem van de verbrandingsmotor

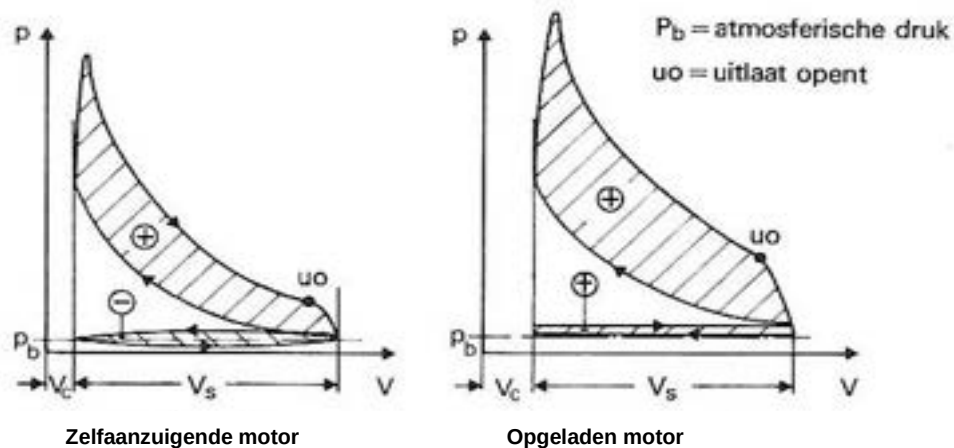
4.16.4.1 Druk vulling met extern en door de motor zelf aangedreven compressor

De extern en de door de motor zelf aangedreven compressor onderscheiden zich alleen door de wijze waarop de compressor wordt aangedreven. Bij de druk vulling met een extern aangedreven compressor wordt gebruik gemaakt van een aparte aandrijving in de vorm van bijvoorbeeld een elektromotor of een verbrandingsmotor. De luchtopbrengst van de compressor kan daarmee onafhankelijk van het toerental van de op te laden verbrandingsmotor worden ingesteld.

Voor zover bekend is zo'n systeem nooit toegepast bij motoren voor de pomp aandrijving van gemalen en blijft daarom in deze Leidraad buiten beschouwing.

Druk vulling daarentegen, waarbij de compressor door de motor zelf met een V-snaar, ketting of tandwiel vanaf de krukas wordt aangedreven, kennen we wel, maar dan in de vorm van een roterende spoelpomp bij tweetaktmotoren. De opbrengst van deze compressoren, ook wel als draaizuigercompressor aangeduid, verandert recht evenredig met het toerental en is bijna niet afhankelijk van de tegendruk. Omdat de door de motor opgenomen hoeveelheid lucht ook evenredig met het toerental toeneemt, is de draaizuigercompressor zeer geschikt voor druk vulling.

In de figuur hieronder zijn de druk-volumediagrammen van een zelfaanzuigende en een opgeladen Ottomotor afgebeeld. Daarin is te zien dat de zuiger van de motor met druk vulling al bij het vullen van de cilinder positieve arbeid verricht. Daarbij wordt de arbeid, die de compressor op de verse vulling verricht, teruggewonnen.

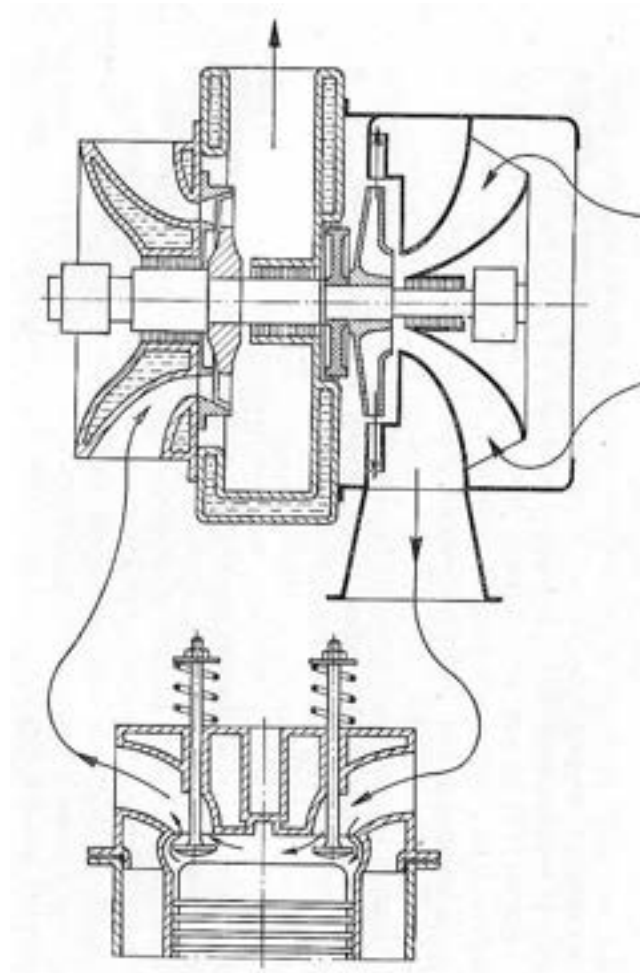


Op het moment dat de uitlaat opent, is de druk in de cilinder van de motor met drukvulling hoger dan bij de motor zonder drukvulling en daardoor gaat meer energie met het uitlaatgas verloren. Maar bij de toepassing van een turbocompressor wordt deze in de turbine omgezet in nuttige arbeid voor het aandrijven van de daaraan gekoppelde compressor.

4.16.4.2 Drukvulling met een door de uitlaatgassen van de verbrandingsmotor aangedreven turbocompressor

Bij de toepassing van een turbocompressor stromen de uitlaatgassen niet rechtstreeks via de uitlaat de buitenlucht in, maar geven eerst hun energie -die vooral bij motoren met drukvulling groot is- af aan een uitlaatgasturbine. Deze turbine drijft de compressor aan die op dezelfde as zit. De compressor zuigt de verse vulling aan en voert deze met overdruk de cilinder in. Een en ander zoals in de afbeelding op de volgende bladzijde schematisch is weergegeven.

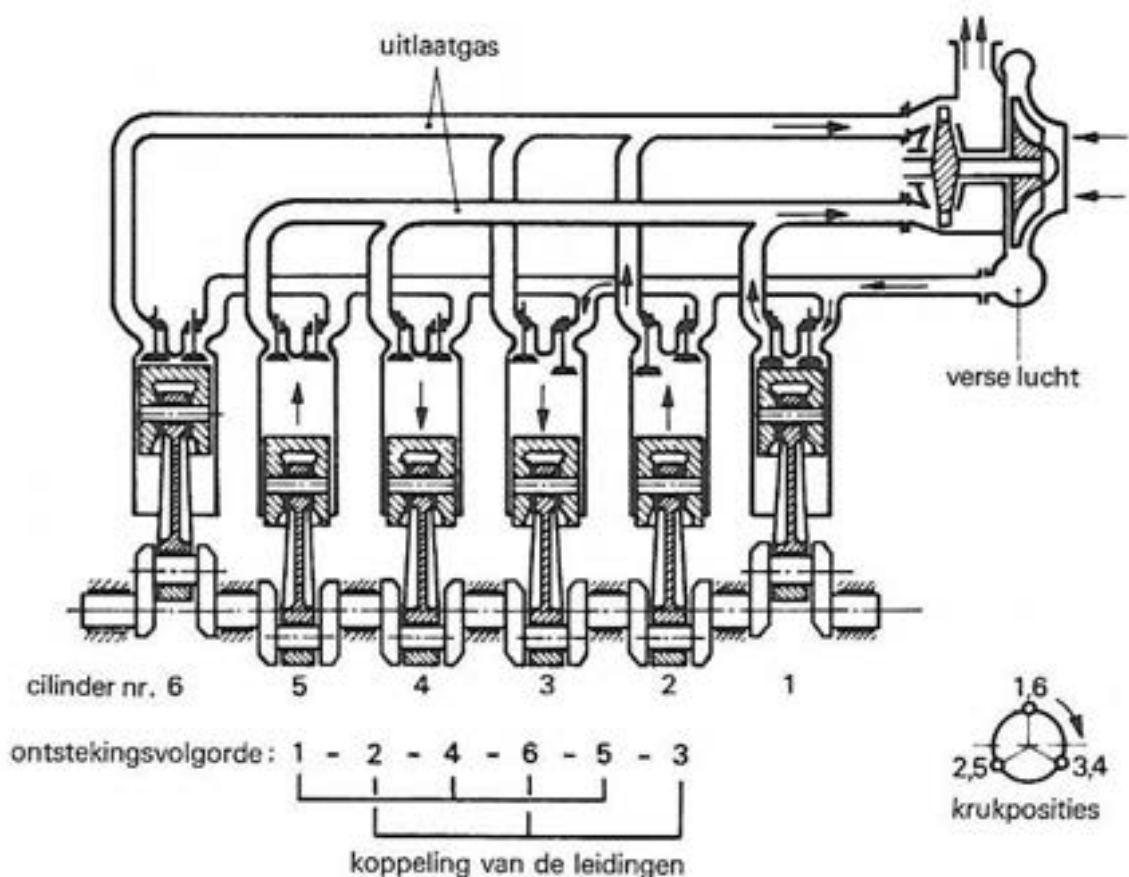
De uitvinder van de drukvulling is de Zwitser dr. Alfred Büchi. De jonge ingenieur hield zich na een mislukte poging om een gasturbine voor constante druk te bouwen bezig met de verbetering van verbrandingsmotoren en vroeg in 1905 patent aan voor de zogenaamde stuwdruk vulling. Hierbij stromen de uitlaatgassen van de motor in een verzameltank, worden daar opgestuwd en stromen vervolgens met constante druk naar de uitlaatgasturbine. Kort voor de Tweede Wereldoorlog werden bij de motorfabrikant Sulzer in Winterthur hiermee proeven genomen.



Turbocompressor

De eerste motoren die met turbocompressoren waren uitgerust, waren in licentie van MAN gebouwde viertaktdieselmotoren voor koopvaardischepen. Dit was in 1925, hetzelfde jaar waarin Büchi patent kreeg op een nieuw drukvullingssysteem: de pulsatedrukvulling.

Bij dit systeem drijft net als bij de stuwdrukvulling de uitlaatgasturbine de compressor aan, maar de druk voor de turbine is niet constant. De uitlaatgassen worden door relatief nauwe gescheiden pijpleidingen naar de intrede-openingen van de turbine geleid. Bij het openen van de uitlaat is de druk eerst hoog en zakt dan onder de spoeldruk, zodat een krachtige doorspoeling van de cilinder wordt bewerkstelligd. De energie in de uitlaatgassen die vooral bij het begin groot is, wordt beter benut. Het ontwerp van deze turbine is moeilijker, omdat deze een variabel drukverschil met een goed rendement moet kunnen verwerken. Op een gemeenschappelijke pijpleiding naar de turbine mogen alleen cilinders worden aangesloten waarvan de uitlaatperioden elkaar niet overlappen; dat wil zeggen: drie cilinders. Dit betekent dat er bij motoren met veel cilinders meerdere uitlaatgassenleidingen naar de turbine lopen. In de volgende tekening wordt hiervan een voorbeeld gegeven. In de turbine wordt deze scheiding tot de eerste rij statorschoepen doorgezet.



Koppeling in- en uitlaatleidingen bij een zes cilinder viertaktmotor

4.16.4.3 Drukvulling door drukgolven

In de in- en uitlaatleidingen van een motor ontstaan tijden het spoelen drukgolven. Deze drukgolven kunnen worden gebruikt om een drukvullingseffect te creëren. Daarvoor moeten de frequenties en de faseliggering van de drukgolven worden aangepast aan de frequentie van de arbeidscyclus van de motor. Dit heet het afstemmen van het spoelproces op de motor door middel van het berekenen van de diameters en lengten van de in- en uitlaatgassenleidingen.

Voor zover bekend, zijn in gemalen geen motoren toegepast met dit soort drukvulstelsel. Daarom wordt het in deze leidraad niet verder behandeld.

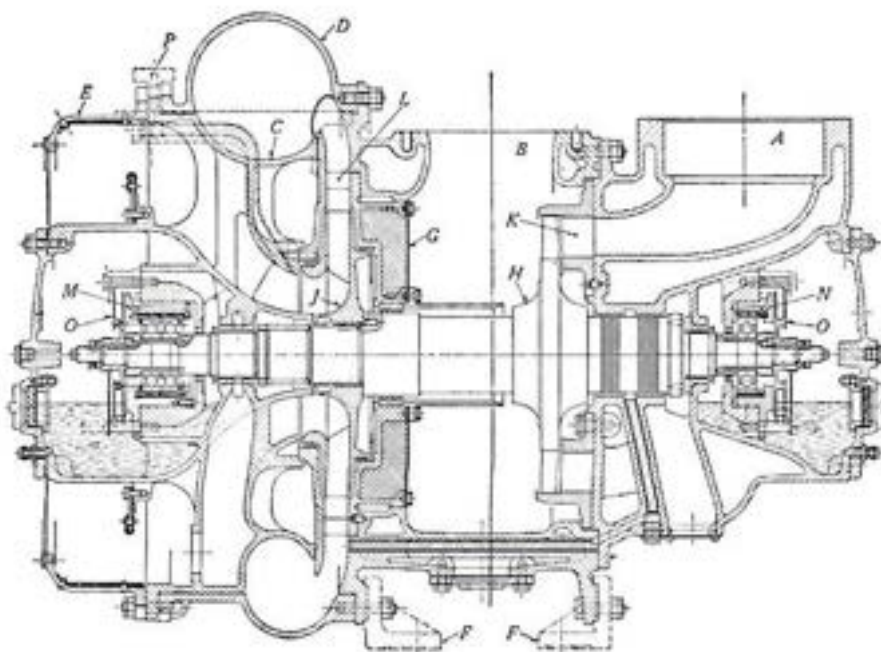
4.16.5 Turbocompressor

De turbocompressor of drukvulgroep bestaat uit twee hoofdonderdelen: de axiale uitlaatgassen-turbine en de op dezelfde rotatie-as gemonteerde radiaalwaaiercompressor. De drukvulgroep wordt zowel bij twee- als viertakmotoren toegepast.

Drukvlugroepen zijn uiterst nauwkeurig samengestelde werktuigen, waarvan de vervaardiging veelal in handen is van enkele gespecialiseerde fabrikanten. Brown, Boveri & Cie moet hier in de eerste plaats worden genoemd. De volgende tekening toont een langsdoorsnede van een standaard drukvulgroep van deze fabrikant.

De gemeenschappelijke as waarop rechts, de turbine en links, de compressor zijn gemonteerd, loopt in de kogellagers M en N, waarvan de eerste als druklager is ingericht. De meedraaiende schijven O vernevelen de olie tot een mist, die deze lagers smeert. Een volbadsmering van de lagers zou tot een te grote rolweerstand leiden en als gevolg daarvan warmteontwikkeling.

De turbine-as draait met een toerental van tussen de 90.000 à 100.000 omw/min. Sommige types turbocompressoren zijn uitgevoerd met geforceerd gesmeerde glijlagers.



Turbocompressor

4.16.5.1 De turbine

De groep is uitgerust met axiaal gasturbine met (slechts) één trap.

De van de motor komende gassen onder een bepaalde druk treden de turbine bij A binnen, stromen door de leidschoepen K en de loopschoepen H, staan daar hun energie af en verlaten de groep bij B. De werking van de turbine wordt als volgt toegelicht.

Een gasturbine is een stromingsmotor waarin door middel van expansie van een gas nuttige arbeid wordt opgewekt. Een en ander is te vergelijken met een stoomturbine waar het gas stoom heet.

Het bij de expansie vrijgekomen arbeidsvermogen komt tot uiting door wijziging van het arbeidsvermogen van beweging oftewel de kinetische energie van de gassen, dus door snelheidsverandering daarvan.

Volgens de wet van het behoud van arbeidsvermogen geldt:

$$L = \frac{v_2^2 + v_1^2}{2g}$$

Hierbij is:

L = de vrijgekomen expansiearbeid, kgm per kg gas

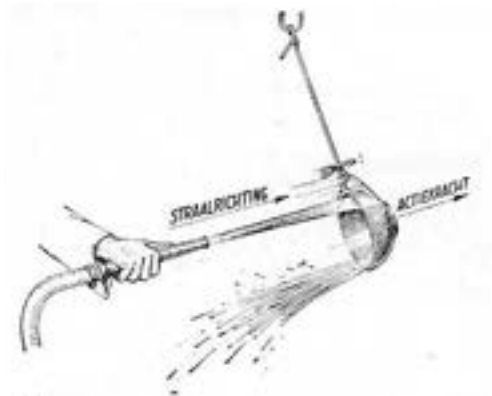
v_1 = de gassnelheid voor de expansie, in m/s

v_2 = de gassnelheid in m/s

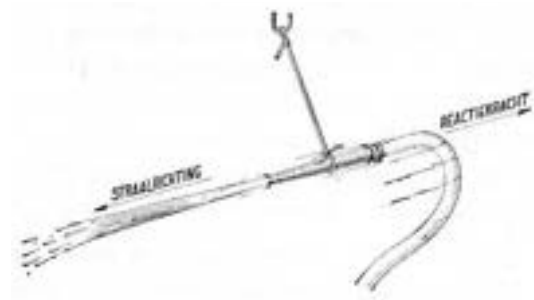
g = de versnellingskracht (9,81 m/s²)

De door de expansiearbeid tot v_2 toegenomen snelheid van de gassen wordt bij het stromen door de turbine weer verminderd, waarbij de arbeid L wordt overgedragen aan de turbine-as voor het aandrijven van de compressor. De potentiële energie wordt -anders dan bij een zuigermotor- in een turbine dus in twee stappen omgezet in nuttige arbeid.

Bij gasturbines onderscheiden we, net als bij stoomturbines, actie- of gelijkdrukturbines en reactie- of overdrukturbines. Van beide types wordt hierna de principewerking weergegeven.



Principewerking actieturbine



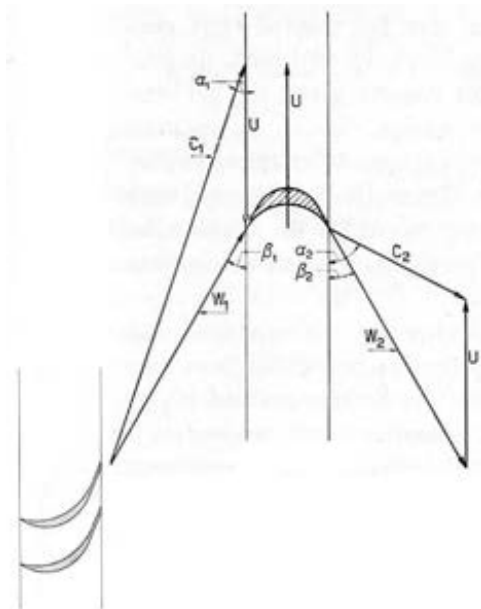
Principe werking reactieturbine

Een gelijkdruk- of actieturbine is een turbine waarbij de gassen uitsluitend in straalbuizen -of leidschoepen- expanderen, zodat de druk van het gas voor en achter de loopschoepen gelijk is. Bij zo'n turbine levert het gas arbeid door de richtingsverandering van de gasstroom in de bewegende schoepkanalen.

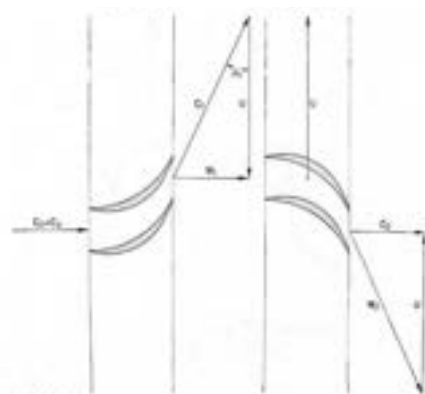
Een reactie- of overdrukturbine is een turbine waarbij de gassen zowel in de stilstaande straalbuizen of leidschoepen als tussen de loopschoepen expanderen. De druk van het gas is voor de schoepen hoger dan erachter. Bij dit type turbine levert het gas mechanische arbeid door zowel richtingsverandering, het principe van de actieturbine, als snelheidsverandering van de gasstroom in de bewegende schoepkanalen, het principe van de zuivere reactieturbine.

Van beide principes wordt op de volgende bladzijde het schoepenplan met de bijbehorende snelheidsdriehoeken weergegeven. Beide principes worden bij uitlaatgasturbines toegepast. Bij de schoepen zijn de snelheidsvectoren van het gas aan de in- en uittreezijde aangegeven. Hierbij worden de absolute snelheden met een C en de relatieve snelheden met een W aangeduid. De lengte van de vector vertegenwoordigt de snelheid van het gas, op schaal. De met U aangeduide vectoren zijn die van de omtreksnelheid van de loopschoep. Door de vectoren -rekening houdend met de hoeken waaronder ze staan- bij elkaar op te tellen, kunnen grafisch de verschillende snelheden van het gas voor, in en achter de betreffende schoep worden bepaald. Hieraan kunnen vervolgens de actie- en reactiekrachten in richting en grootte worden ontleend.

Het toerental en daarmee de omtreksnelheid van de roterschoepen van uitlaatgasturbines is hoog. De omtreksnelheid van bijvoorbeeld een grote drukvulgroep met een turbinerad met een gemiddelde schoepdiameter van 650 mm en een toerental van 6500 omw/min is in deze orde van grootte 220 m/s. Kleinere drukvulgroepen -groepen met een geringer turbinevermogen en compressorcapaciteit- hebben een kleiner turbinerad, maar zijn geconstrueerd voor een aanzienlijk hogere rotatiesnelheid. Door afhankelijk van het type turbine meerdere snelheids- of druktrappen toe te passen, is de constructeur in staat het toerental te wijzigen. Een te gering toerental zal ertoe leiden dat de gewenste spoeldruk niet kan worden geleverd door de centrifugaalwaaiercompressor. Als gevolg van de hoge toerentallen wordt zowel door de turbine als de compressor veel en hoog tonaal geluid geproduceerd. Vooral in situaties waar de motor in deellast draait en het uitlaatgas in de turbine en de lucht in de compressor tegen de schoepen botsen, is het geluidsdrukkniveau hoog.



Leidschoepenkrans Loopschoepenkrans
Actie of gelijkdrukturbine



Leidschoepenkrans Loopschoepenkrans
Reactie of overdrukturbine

De gasturbine wordt berekend voor temperaturen tot 600 °C en daarom in speciale materialen uitgevoerd, zoals bijvoorbeeld Nimonic voor de vanwege het zeer hoge toerental zwaar op trek belaste schoepen. Nimonic is een legering van 30% nikkel, circa 20% chroom, 5% ijzer en verder een aantal andere stoffen, zoals koolstof, silicium, mangaan, titanium en aluminium.

Het turbinehuis is dubbelwandig uitgevoerd en ingericht voor waterkoeling. Een isolatieschot G scheidt het turbine- van de compressorgedeelte.

Door de aansluiting P kan lucht worden aangesloten uit de krukkast van de motor om deze te ventileren. Meestal wordt hier geen gebruik van gemaakt, omdat de vettige dampen uit de krukkast het inwendige van de compressor, de spoelluchtkanalen en de eventuele spoelluchtreceiver vervuilen en vervolgens aanleiding kunnen zijn voor brand in deze onderdelen.

4.16.5.2 De compressor

De groep is uitgerust met een stromingscompressor van het centrifugaalwaaierstype met één druktrap. Deze compressoren zijn bij uitstek geschikt voor levering van de grote volumestromen van gematigde druk bij drukvulling. Als een hogere druk wordt verlangd, worden meerdere trappen toegepast. De werking en de prestaties van een dergelijke compressor zijn naadloos te vergelijken met die van radiaalwaaierpompen voor vloeistoffen. De waaier J zuigt de lucht aan door de geluiddemper E annex luchtfilter en perst deze via de diffusor of leidschoepen in het slakkenhuis D, en vervolgens via een koeler naar de motor of spoellucht-receiver.

De koeler dient om het soortelijk gewicht van de lucht te verhogen waardoor er een grotere massa lucht per slagvolume beschikbaar komt voor de verbranding. Tevens zorgt de gekoelde verbrandingslucht voor koeling van de cilinder ca.

4.16.6 Prestaties motoren met drukvulgroepen

Hiervoor is aangegeven dat er twee systemen bestaan voor de toevoer van de uitlaatgassen naar de turbine van de drukvulgroep: het gelijkdruk- of receiversysteem waar de uitlaatgassen van alle cilinders worden verzameld voordat ze naar de turbine worden geleid en het stootsysteem waar de uitlaatgassen van twee, hooguit drie, cilinders met -per cilinder- gescheiden leidingen direct naar de turbine worden geleid.

Bij het gelijkdrukstelsysteem is in principe te volstaan met een drukvulgroep per motor, bij het laatste systeem zijn bij motoren met meer dan drie cilinders meerdere groepen nodig.

Na de uitvindingen van Büchi zijn door motorfabrikanten een aantal proeven genomen met opgeladen motoren om de prestatie van individuele drukvulgroepen vast te stellen en om de onderlinge overeenkomsten en verschillen van de systemen eenduidig vast te stellen. Om meer inzicht te krijgen in de prestaties van drukvulgroepen worden de resultaten van één van deze proeven uit het verleden hier gedeeld.

Bij sommige motorfabrikanten van tweetaktmotoren werd lange tijd de door de motor gedreven zuigerspoel- pomp gehandhaafd. De drukvulgroepen werken dan parallel, maar meestal in serie, met deze pompen samen. Dit arrangement heeft het voordeel dat de direct aangedreven spoelpompen beschikbaar blijven voor het geval de drukvulgroep of groepen uitvallen.

Ook wordt als voordeel aangegeven dat bij het aanzetten al bij de eerste omwenteling van de krukas spoellucht wordt geleverd. Anderzijds verbruiken de direct gedreven spoelpompen arbeid, deze arbeid gaat ten koste van het mechanische rendement.

Andere constructeurs van motoren laten de door de motor gedreven spoelpomp geheel vervallen waardoor de motor aanmerkelijk eenvoudiger wordt. Meestal resulteert dit arrangement in een lager brandstofverbruik. In de techniek wordt dit aangeduid met specifiek brandstofverbruik en geschreven als gr/epk.h.

Met de levering van spoellucht direct na het aanzetten, worden ook geen grote bezwaren ondervonden doordat de ontwijkende startlucht de turbogroep snel in beweging brengt, en de levering van spoellucht onmiddellijk volgt. Na het stoppen lopen turbogroepen, vanwege de grote massa traagheid, nog 10 tot 15 minuten met steeds verder afnemend toerental door.

Door het installeren van meer dan één drukvulgroep per motor blijft deze bij het uitvallen van een groep nog met verminderd vermogen bedrijfsvaardig. Desgewenst werd aan het systeem een elektrisch aangedreven spoelpomp toegevoegd.

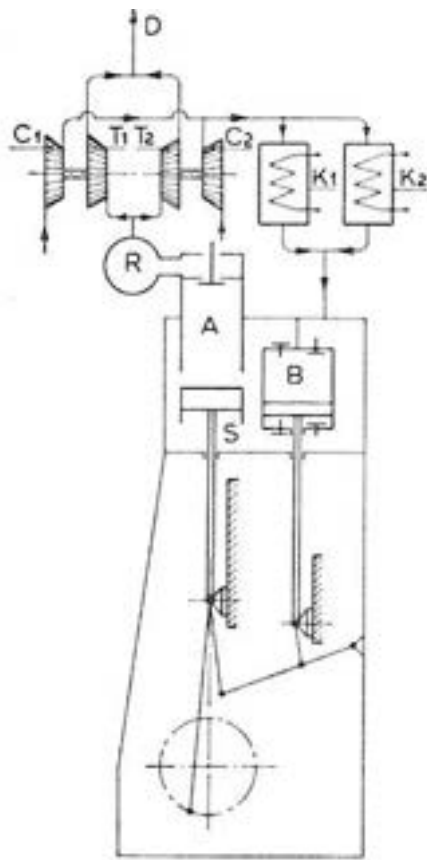
Bij beide systemen wordt de spoellucht nagekoeld.

4.16.6.1 Gelijkdruksysteem

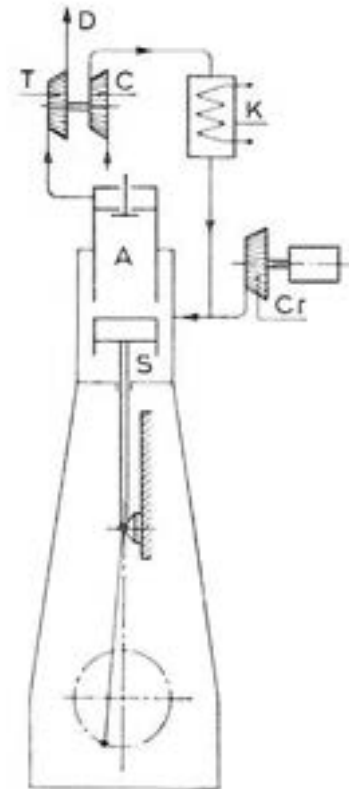
De linker figuur van de volgende afbeelding betreft de inrichting van een motor met drukvulling volgens het zogenaamde stuwdruksysteem waarbij de uitlaatgassen van alle cilinders in een receiver (opvangvat) worden verzameld en onder nagenoeg gelijke druk naar de turbine(s) worden gestuwd. Het betreft een 5-cilinder enkelwerkende tweetakmotor met een cilinderdiameter van 600 cm en een slag van 1100 cm. Deze motor wordt hierna aangeduid met motor A.

De arbeidscilinder A werkt met langsspoeling en één in het midden van het cilinderdeksel geplaatste uitlaatklep. De dubbelwerkende zuigerspoelpomp B (één voor alle cilinders) wordt hier door middel van een balans aangedreven vanaf het kruishoofd. De arbeidscilinders voeren hun uitlaatgassen af in een gemeenschappelijke ruimte of receiver R vanwaar de gassen zich verdelen over de twee drukvulgroepen T₁-C₁ en T₂-C₂. De uitlaatgassen van beide gasturbines gaan bij D met een gemeenschappelijke leiding naar de buitenlucht.

De in de compressoren C₁ en C₂ voorverdichte lucht passeert de beide nakoelers K1 en K2 en wordt vervolgens afgevoerd naar de gemeenschappelijke zuigzijde van de zuigerspoelpompen B. Deze spoelpompen werken als tweede trap bij de voorverdichting van de spoel- en verbrandingslucht. Ook de spoelluchtreceiver S is gemeenschappelijk voor alle cilinders van de motor.



Turbodrukvvulling tweetaktmotor met stuwdruksysteem



Turbodrukvvulling tweetaktmotor met stootdruksysteem

4.16.6.2 Stootdruksysteem

De rechter figuur van de afbeelding betreft de inrichting van een motor met drukvvulling volgens het zogenaamde stootsysteem waarbij de uitlaatgassen van een, twee of drie cilinders door nauwe korte leidingen stootsgewijs naar de turbine wordt gestuwd.

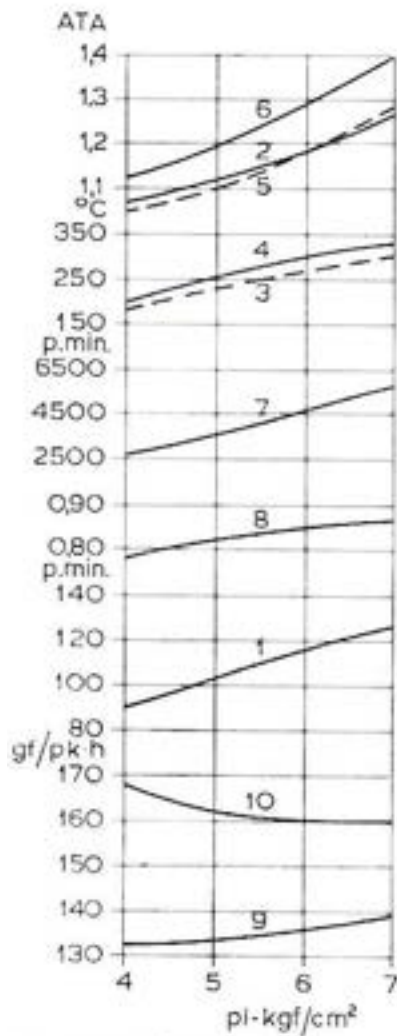
Het betreft een 8-cilinder enkelwerkende tweetaktmotor met een cilinderdiameter van 750 cm en een slag van 1500 cm. Deze motor wordt hierna aangeduid met motor B.

De arbeidscilinder A werkt ook hier met langsspoeling en heeft één centraal geplaatste uitlaatklep. De arbeidscilinders zijn verdeeld in twee groepen van twee. Telkens zijn twee cilinders verbonden met één drukvulgroep T-C. De uitlaat van de gasturbine T wordt bij B naar de buitenlucht geleid. De in de compressor C voorverdichte lucht gaat via de nakoeler K naar de spoelluchtreceiver S die gemeenschappelijk is voor alle cilinders.

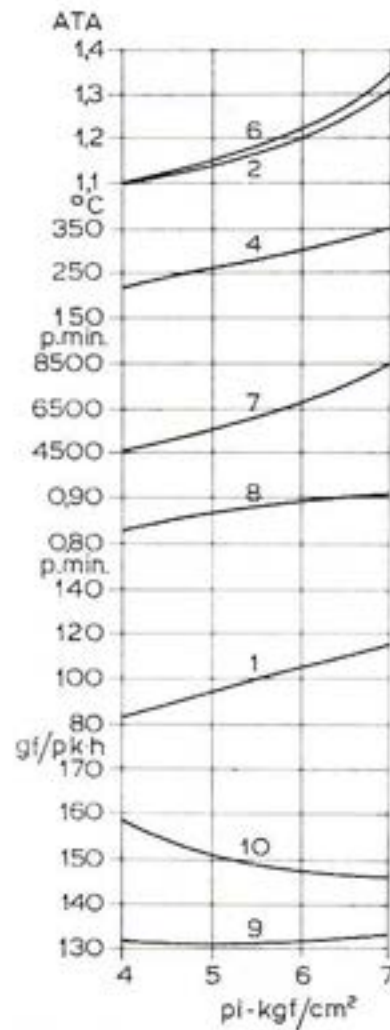
Een elektrisch aangedreven spoelpomp, aangeduid met Cr, wordt in bijzondere gevallen (fail safe) toegevoegd aan het systeem.

De grafische beproevingsresultaten van motor A en B zijn opgetekend in de volgende twee grafieken en de verschillen en overeenkomsten worden vervolgens toegelicht.

Het betreft hier beproevingsresultaten voor weliswaar motoren met grote vermogens voor marinetoepassing, maar ze zijn illustratief voor de kleinere motoren van poldergemalen die hiervan zijn afgeleid.



Beproeversresultaten motor A



Beproeversresultaten motor B

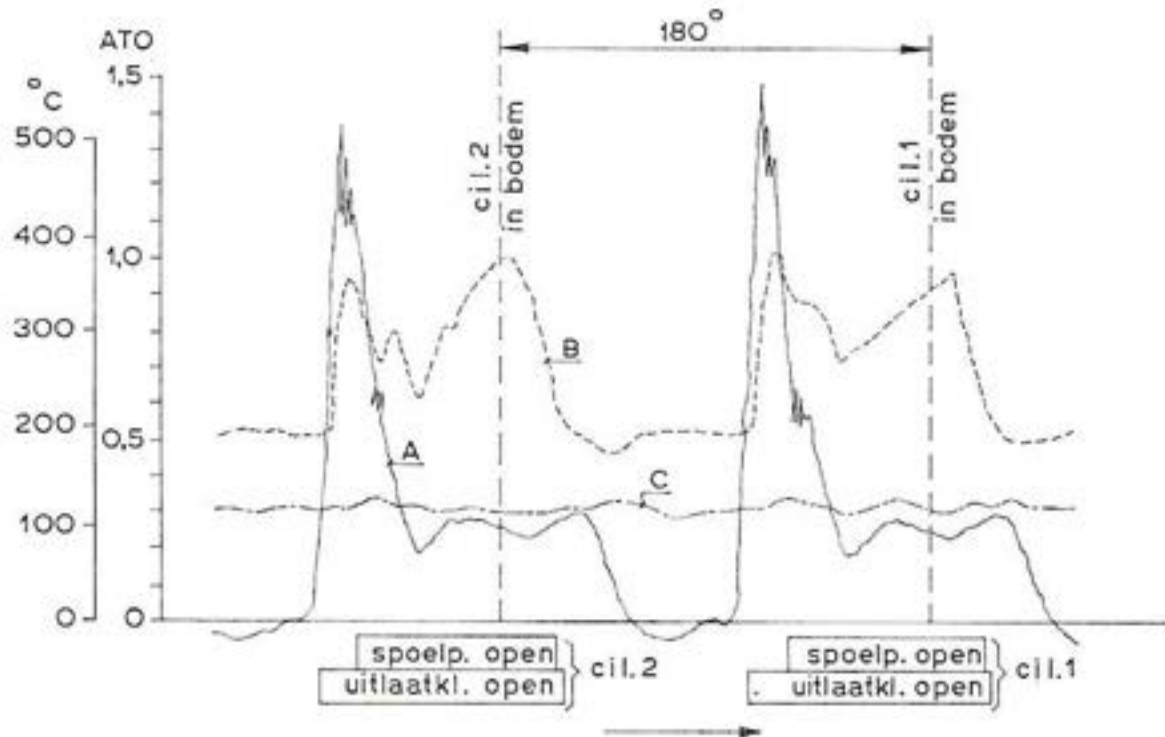
Opmerkingen en toelichting

1. Omwentelingen per minuut van de krukas. Beide motoren zijn bedoeld voor scheepsvorstuwing en dus beproefd met toenemend toerental bij stijgende gemiddelde geïndiceerde druk. Eén en ander is goed vergelijkbaar met de belastingwisseling als gevolg van veranderende opvoerhoogte en capaciteit bij de pompaandrijving in eenemaal.
2. De gasdruk voor de turbine. Bij de motor A is dat de druk in de receiver R, bij motor B het gemiddelde van de drukken in de uitlaatleidingen van twee, met één turbine verbonden, cilinders.
3. De gemiddelde gastemperatuur, direct na de uitlaatkleppen, hier alleen vermeld voor motor A.

4. De gemiddelde gasttemperatuur bij intrede van de turbine. Door wrijving als gevolg van werveling in de receiver loopt de uitlaatgasttemperatuur op, vandaar het verschil van de krommen 3 en 4 bij motor A.
5. De druk van de spoellucht bij uittrede van de compressor van de turbogroep, hier alleen vermeld voor motor A.
6. De druk in de spoelluchtreceiver voor beide motoren aangegeven met ruimte S. Het verschil van de krommen 5 en 6 illustreert bij motor A de extra drukverhoging in de zuigerspoelpompen. Deze drukverhoging bedraagt, afhankelijk van de belasting, 0,075 tot 0,11 kg/cm².
7. Het toerental van de drukvulgroepen. Bij toenemende belasting stellen deze drukvulgroepen zich in op een hogere omwentelingssnelheid.
8. Het mechanisch rendement. Dit ligt bij motor A lager dan bij motor B, dit kan verklaard worden uit het energieverbruik van de zuigerspoelpompen van motor A.
9. Het specifiek brandstofverbruik uitgedrukt in gr/ipk.h. (grammen brandstof per indicatorpaarde- krachten per uur)
10. Het specifiek brandstofverbruik uitgedrukt in gr/epk.h. (grammen brandstof per effectieve paarde- krachten per uur)

Opmerking: met het specifiek brandstofverbruik kunnen we de onderlinge prestaties van verbrandings-motoren vergelijken. Eén en ander wordt uitgelegd bij de behandeling van het indicator toestel, indicator- diagrammen en het aan de hand van deze diagrammen berekenen van het vermogen.

Ter completering van de hiervoor besproken beproevingsresultaten wordt voor motor B een grafiek weergegeven op krukhoekbasis van twee arbeidscilinder onder een hoek van 180° voor A de gasdruk voor de turbine, B het verloop van de temperatuur voor de turbine en C de druk in de spoelluchtreceiver.



Grafiek spoelproces tweetaktmotor met drukvulling

In de grafiek zijn duidelijk de gasdrukschommelingen te zien die kenmerkend zijn voor het stootsysteem. De temperatuur van de uitlaatgassen voor de turbine vertoont twee pieken waarvan de tweede piek te wijten is aan de warmteontwikkeling als gevolg van wrijving. Dit verschijnsel wordt ook bij de receiver van het stuwdruksysteem waargenomen. De massastraagheid van de turbine en de compressor zorgen voor een nagenoeg constant toerental en daardoor luchtopbrengst van de compressor, zo is uit de grafiek met betrekking tot het drukverloop in de spoelluchtreceiver af te lezen.

Dat drukvulgroepen grote vermogens moeten ontwikkelen, blijkt uit het volgende voorbeeld. Motor B ontwikkelt bij 115 omw/min ongeveer 8600 epk. Het bij dit toerental door de zuigers beschreven volume is dan 10,14 m³/s. Met een spoelluchtvermaat van 40% moeten de gezamenlijke drukvulgroepen per seconde 17,39 kg lucht van 15 °C aanzuigen en comprimeren tot de spoeldruk van 1,34 kg/cm² is bereikt.

Het hiertoe benodigde vermogen bedraagt met een compressor rendement 70%, ongeveer 850 epk, dus 10% van het effectieve vermogen van de motor.

De energie nodig voor het voorverdichten van de verbrandingsluchtrik wordt ontleend aan de uitlaatgassen van de betreffende motor die anders in de buitenlucht worden afgevoerd en verloren gaat. Doordat bij een opgeladen motor de uitlaatklep tijdens de expansie bij een hogere druk opent dan bij een niet-opgeladen motor komt er meer energie beschikbaar voor de aandrijving van de compressor van de drukvulgroep. Bij de meeste motortypes wordt de expansie bewust eerder

afgebroken om met de turbine meer energie te kunnen genereren voor een hogere vuldruk. Deze energie is dus niet gratis, zoals vaak wordt verondersteld.

4.17 Cilinderdeksels en kleppen

4.17.1 Cilinderdeksels

Aan cilinderdeksels worden zeer hoge eisen gesteld. Behalve dat zij de cilinders moeten afdichten tegen een verbrandingsdruk van circa 50 kg/cm² bij grote machines tot 80 kg/cm² bij snellopende motoren, moeten zij ook de grote kracht, door deze druk veroorzaakt, weerstaan. In het algemeen gebeurt dit door middel van grote lange en daardoor elastische tapeinden, die in de cilinder zijn geschroefd. Cilinderdeksels zijn bovendien thermisch zwaar belast. De bodem is blootgesteld aan de invloed van de hete verbrandingsgassen en krijgt als gevolg daarvan een belangrijk hogere temperatuur dan de overige delen van het deksel. Daarom is het niet verwonderlijk dat er plaatselijk soms zeer hoge temperatuurspanningen optreden. Ook gietspanningen kunnen, gelet op de tamelijk ingewikkelde constructie van veel cilinderdeksels, gevaarlijk zijn. De gietspanningen kunnen grotendeels worden opgeheven door na het gieten de gietstukken uit te gloeien bij een temperatuur van 500 à 550 °C. Met de temperatuurspanningen is dat niet het geval, omdat deze optreden zodra er temperatuursverschillen ontstaan, dus als de motor in bedrijf is.

In een cilinderdeksel van een viertaktmotor moeten eventueel de volgende organen een plaats vinden:

- Eén of meer inlaatklep(pen)
- Eén of meer uitlaatklep(pen)
- Een brandstofklep of verstuur
- Een aanzetklep
- Een ontlastklep
- Een ontstekingsinrichting (bougie en/of gloeispiraal)
- Een aansluiting voor een indicatortoestel.

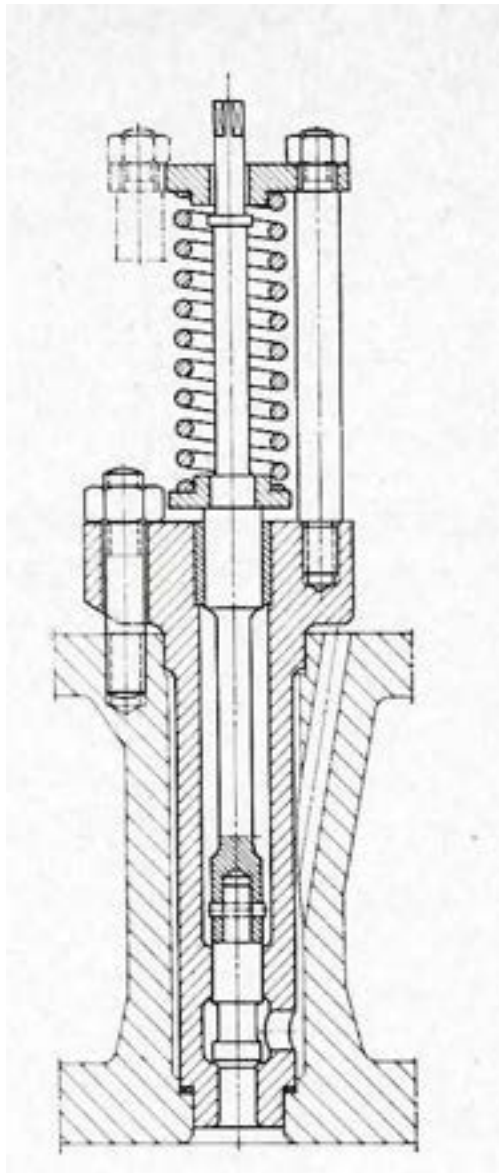
Een aanzetklep treffen we slechts aan bij motoren die met lucht worden aangezet. Bij grotere motoren is dat regel.

De ontstekingsinrichting, bijvoorbeeld een elektrisch verwarmde gloeidraad of een lont, is bij wervel- en luchtkamermotoren meestal nodig om het aanlopen op brandstof mogelijk te maken. Zijn deze motoren koud, dan is de eindcompressietemperatuur vaak te laag om de eerste ontsteking in te leiden en de motor in gang te zetten.

Een ontlastklep wordt meestal bij grote motoren aangetroffen waarbij de draairichting kan worden omgekeerd. Zij krijgen een plaats in het cilinderdeksel en lichten als de druk in de cilinder ca 20% boven de geoorloofde maximale verbrandingsdruk stijgt. Een degelijke klep wordt hierna afgebeeld.

Bij deksels van snellopende motoren laten we de aansluiting voor een (zuiger) indicator meestal achterwege. De massa van de bewegende delen van de normale zuiger-indicator is te groot om bij hoge toerentallen betrouwbare diagrammen te krijgen. Er zijn echter speciale indicatortoestellen in de handel, geschikt tot 2000 omw/min die zeer kleine diagrammen, van bijvoorbeeld 3 x 2,5 mm, leveren. Voor de beoordeling daarvan gebruiken we een speciale microscoop. Tegenwoordig gebruiken we elektronische indicatoren.

De bijbehorende software berekent uiterst nauwkeurig het ontwikkelde vermogen. Het drukverloop in de cilinder in relatie tot de krukstand wordt grafisch weergegeven. Het vereist echter de nodige oefening om het juiste verloop van de verbranding uit deze grafische weergave af te leiden.



Ontlastklep

Gaan we na welke organen in een cilinderdeksel van een tweetaktmotor voorkomen, dan zien we dat in veel gevallen de in- en/of uitlaatkleppen kunnen komen te vervallen omdat toevoer van spoellucht en afvoer van de verbrandingsgassen door poorten in de cilinder plaatsvindt. Het deksel is dan belangrijk eenvoudiger dan die van een tweetaktmotor.

4.17.1.1 Materiaal

Het materiaal van deksels is meestal geitijzer, bij grote motoren ook wel gietstaal. Een zeker percentage molybdeen hieraan toegevoegd heeft een gunstig effect op de sterkte-eigenschappen bij hogere temperatuur. Het gevaar van scheuren wordt erdoor beperkt. Voor cilinderdeksels van moderne snellopende motoren komen ook aluminiumlegeringen in aanmerking.

4.17.1.2 Koeling

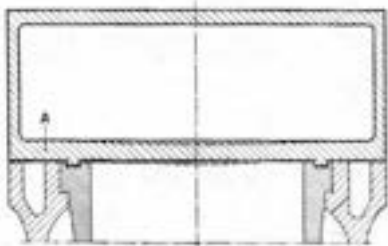
Vanwege de hoge verbrandingstemperatuur van 1500 à 1600 °C waarmee de deksels in aanraking komen, worden deze gekoeld met water. Bij voorkeur gebruiken we zoet water als koelmiddel, omdat zout of brak water de deksels kunnen aantasten. Kleinere motoren worden direct of indirect met lucht gekoeld. Meer details staan in het hoofdstuk Koeling in deze Leidraad.

Om de temperatuurspanningen zoveel mogelijk te beperken moeten de temperatuursverschillen zo klein mogelijk zijn. Dit streven maakt een doeltreffende koeling noodzakelijk. Om een goede warmteovergang van de verhitte wanden naar het koelwater te krijgen, moet het water met voldoende grote snelheid langs de meest verhitte plaatsen stromen.

Het is gewenst om het koelwater op de hoogste plaats van het deksel af te voeren. Dan heeft het gelegenheid om uit het koelwater vrijkomende gassen, zoals lucht, te ontwijken. Interling of corrosie wordt daarmee voor een deel voorkomen. Cilinderdeksels moeten van de nodige gaten zijn voorzien om de gietkernen tijdens het gieten te ondersteunen en deze daarna te kunnen verwijderen. Deze gaten worden van schroefdraad voorzien en met een eveneens van schroefdraad voorziene prop afgeblind. Soms is deze prop demontabel gemaakt en kunnen we door deze te verwijderen het inwendige van het deksel schoonmaken. Hierbij moet worden gedacht aan ketelsteen en eventueel slib als met ruw koelwater wordt gekoeld.

4.17.1.3 Temperatuurspanningen

De bodem van een cilinderdeksel neemt tijdens bedrijf een hogere temperatuur aan dan de andere delen van het deksel. Zou de bodem vlak zijn, niet door gasdruk worden belast en niet met



klepkanalen zijn verbonden, dan zou de deksel -zoals in de figuur is aangegeven- naar de cilinderzijde doorbuigen. Dit is een gevolg van de omstandigheid dat de gaszijde van de bodem warmer is dan de koelwaterzijde. Deze uitzetting wordt goeddeels verhinderd door de ingegoten klephuizen en soms ook door versterkingsribben.

Doorbuiging cilinderdeksel

Een vlakke bodem moet worden gesteund om de hoge verbrandingsdruk naar behoren, dat wil zeggen zonder te grote doorbuiging en materiaalspanning, te kunnen weerstaan. Zo'n gesteunde bodem zal echter geen gelegenheid krijgen om de vorm aan te nemen die vanwege de temperatuurverschillen het meest gunstig zou zijn. Bovendien heeft het aan de buitenzijde gelegen bodemmateriaal A een lagere temperatuur dan het meer naar het midden gelegen materiaal waardoor de uitzetting in radiale richting zal worden tegengewerkt.

Een en ander kan grote temperatuurspanningen tot gevolg hebben. Het cilinderdeksel heeft een dusdanige vorm te hebben dat de genoemde spanningen tot een minimum worden beperkt. Dit betekent dat de bodem van het deksel de gelegenheid moet hebben zonder grote weerstand uit te zetten.

Om de temperatuurspanningen in de bodem en naaste omgeving zoveel mogelijk te beperken, kunnen we onder andere:

- De bodem zo dik maken dat hij zonder steunconstructies de verbrandingsdruk kan opnemen.
- De bodem zo dun mogelijk maken, maar doelmatig gesteund om de verbrandingsdruk weerstand te kunnen bieden.

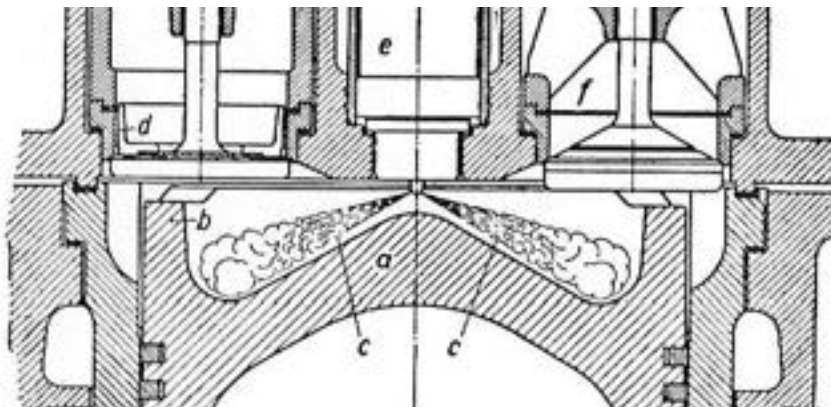
Bij het eerstgenoemde geval behoren de ingegoten kleppen zo te worden geplaatst dat aan de uitzetting van de bodem als gevolg van de temperatuursverschillen zo weinig mogelijk weerstand wordt geboden.

De bodem kan vlak, kegelvormig of bolvormig worden. Met het oog op de opmerkingen over de temperatuurspanningen bij de vorige figuur, is een vlakke bodem gunstig omdat deze zonder veel weerstand en zonder hoge spanningen naar de cilinderzijde kan uitbuigen. Vereist is dat de ingegoten klephuisen en kanalen deze vervorming zo weinig mogelijk hinderen. Een vlak deksel vergt echter een grote bodemdikte. Als we de dikte van een vlakke bodem zo veel mogelijk willen beperken, dan kunnen we tangentieel geplaatste steunribben aanbrengen.

Bij de modernere verbrandingsmotoren voor de toepassing in gemalen zien we een vlakke dekselconstructie vaak toegepast.

Kegel- of bolvormige dekselbodems die we vooral bij oudere motoren tegenkomen, kunnen niet zodanig uitzetten als door het temperatuurverschil zou worden vereist. In deze gevallen kunnen dus grote temperatuurspanningen worden verwacht. Zodanig gevormde bodems zijn echter weer beter geschikt om de verbrandingsdruk op te nemen, zij kunnen dunner zijn dan de vlakke bodems.

De vorm van de bodem van het cilinderdeksel en de zuigerkop bij een motor met directe insputting wordt voor een groot deel bepaald door de plaats van de verstuiver. Een en ander wordt geïllustreerd met de volgende afbeelding van de Stork-Hesselman motor.



Detail van het cilinderdeksel en de zuigerbodem van een viertakt Stork-Hesselman motor

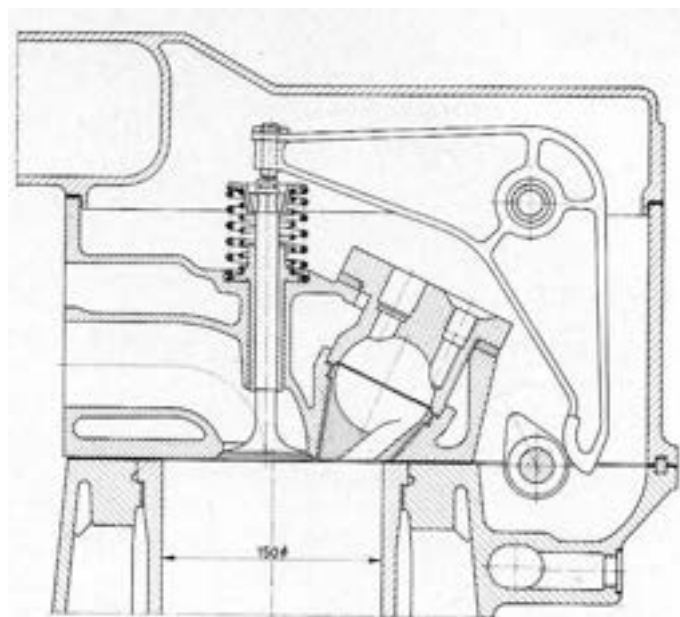
Bij deze, maar ook door andere fabrikanten toegepaste, cilinderdekselconstructie is de verstuiver in het midden van het cilinderdeksel geplaatst en heeft de zuigerbodem een hoge rand waarmee voorkomen wordt dat de brandstofstralen de cilinderwand raken. De in- en uitlaatklep zijn centrisc ten opzichte van de verstuiver geplaatst. De onder een hoek geboorde gaatjes in de verstuivertip zorgen ervoor dat de brandstof tijdens het inspuiten als pluimen c de verbrandingsruimte vullen.

4.17.2 Afzonderlijke, gemeenschappelijke en geïntegreerde cilinderdeksel

4.17.2.1 Afzonderlijk cilinderdeksel

Bij grotere motoren is het regel dat elke cilinder een afzonderlijk deksel krijgt. Deze uitvoering biedt de meeste waarborg voor een goede afdichting tussen de cilinder en het deksel. Ook al met het oog op het gieten en de handelbaarheid is deze constructie bij grote deksels noodzakelijk. Ook bij de motoren voor dynamobedrijf aan boord van grote zeegaande schepen en dus ook gemalen voorzien we bij voorkeur elke cilinder van een afzonderlijk deksel.

De volgende tekening is een voorbeeld van een afzonderlijk cilinderdeksel van een viertakt dieselmotor van Werkspoor met Ricardo wervelkamer. In de tekening op de volgende bladzijde worden de details van deze cilinderdeksel aangegeven.

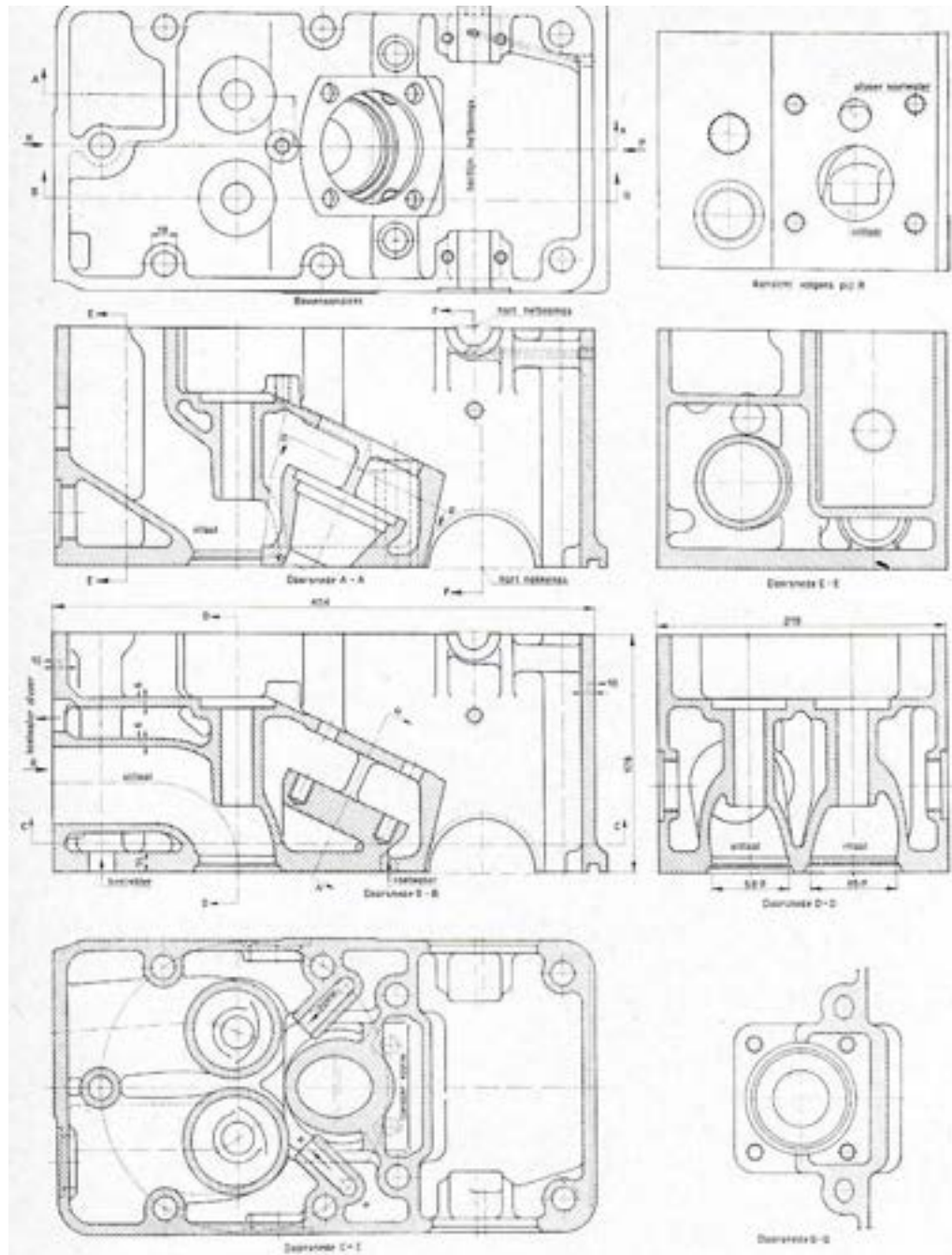


Cilinderdeksel met ingegoten klephuis

Ofschoon gebleken is dat de plaats waar de voorkamer in de hoofdverbrandingsruimte uitmondt van weinig invloed is op het resultaat van de verbranding, wordt in sommige gevallen toch de voorkeur gegeven aan een concentrisch geplaatste voorkamer.

Met het oog op een goede verdeling van de brandstof over de verbrandingsruimte plaatsen we bij motoren met directe inspuiting de brandstofklep meestal centraal, dus in de hartlijn van de cilinder.

Om in beide gevallen toch een goede koeling van het gedeelte van de dekselbodem tussen de klephuizen mogelijk te maken, gaan we soms over tot twee inlaat- en twee uitlaatkleppen per cilinder. Bij een dergelijke constructie krijgen de twee uitlaatkleppen een gemeenschappelijk uitlaatkanaal. De inlaatkleppen geven we bij voorkeur elk een eigen kanaal waardoor de stroming van de lucht beter is en er daarom minder weerstand optreedt.

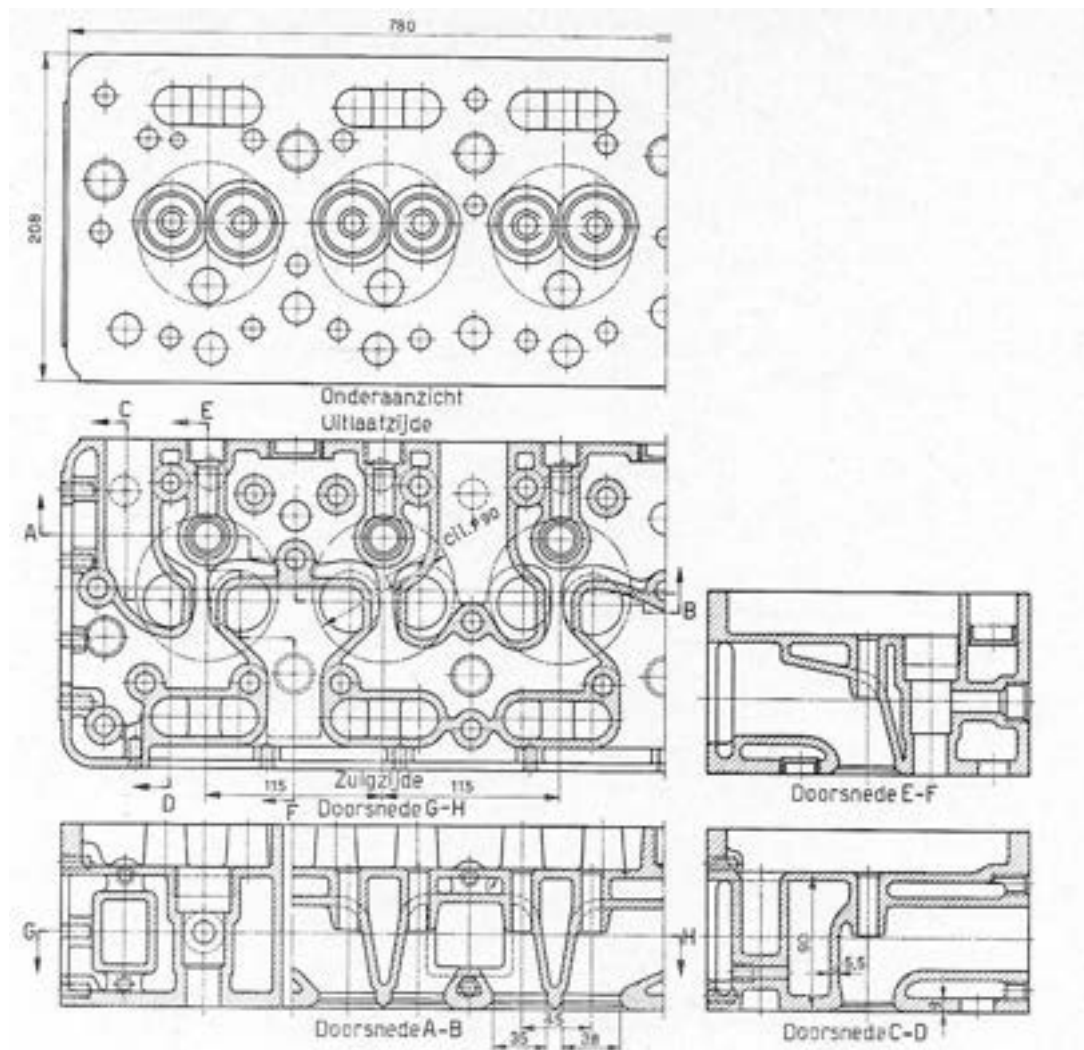


Details (afzonderlijk) cilinderdeksel van viertakt Werkspoormotor type R150

4.17.2.2 Gemeenschappelijk cilinderdeksel

De toepassing van een afzonderlijk cilinderdeksel is in mindere mate het geval bij dieselmotoren voor dynamobedrijf in poldergemalen. Hier vinden we vaak een gemeenschappelijk deksel voor twee, drie of zelf zes cilinders. Zo krijgt een zescilinder motor bijvoorbeeld drie deksels, elk voor twee cilinders, of twee deksels voor drie cilinders of één gemeenschappelijk deksel voor zes cilinders.

Eén van de nadelen is echter dat daarbij de kans groter is dat de afdichting tussen twee cilinders en het deksel te wensen overlaat. Verder moet bij een eventuele scheur of klepzittingsproblemen het gehele gemeenschappelijk deksel worden vervangen. Een groot voordeel is dat we minder gebonden zijn aan de plaats voor de lange deksel tapeinden. Gunstig is ook dat de inlaat- en uitlaatkleppen en kanalen met minder moeite in het deksel kunnen worden ondergebracht. De overeenkomstige kleppen van een naburige cilinder kunnen een gemeenschappelijk kanaal krijgen.

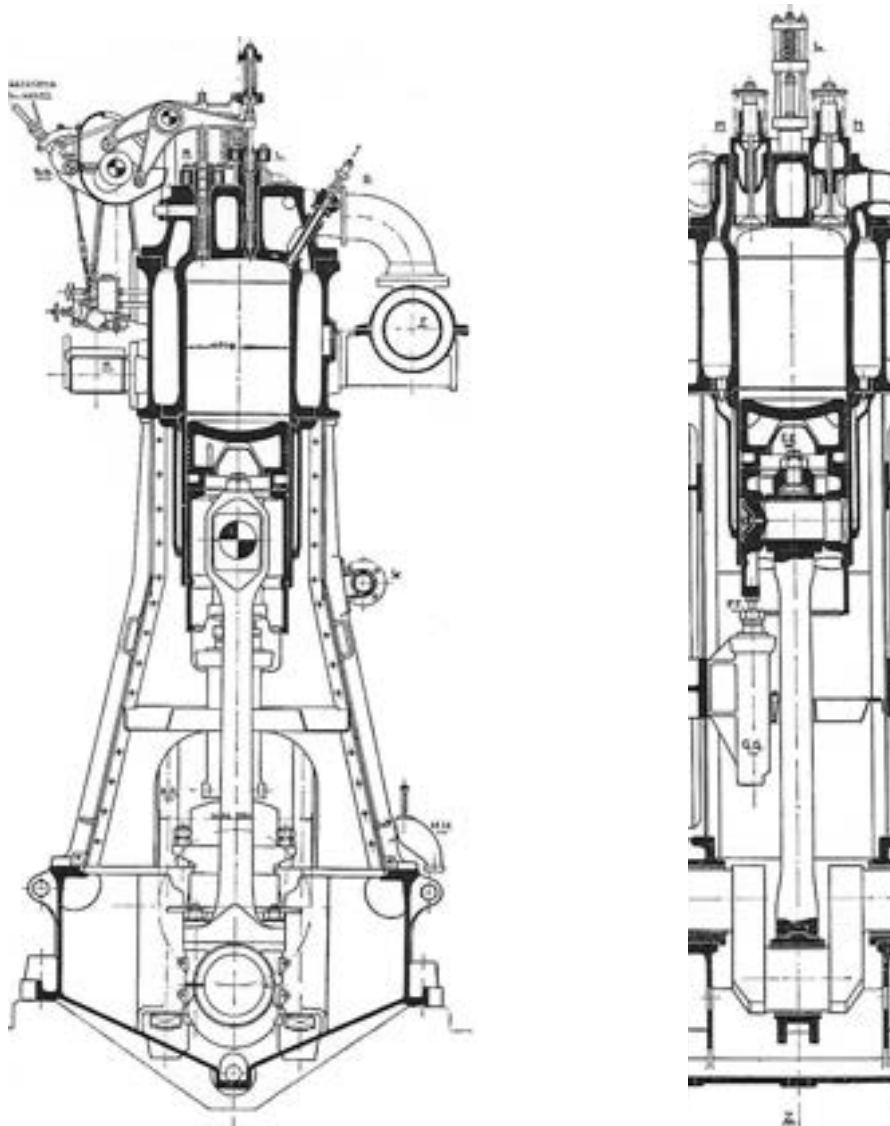


Details (gemeenschappelijk) cilinderdeksel van zescilinder viertaktmotor

Een en ander kan worden afgeleid uit de tekening op de volgende bladzijde van een zescilinder dieselmotor met voorkamer. De beperkte plaatsruimte maakte het hier nodig om de voorkamer excentrisch in de cilinder te laten uitmonden en de kleppen een beetje naar de tegenovergestelde zijde van de dekselhartlijn te verschuiven. Men bereikte hiermee dat het koelwater tussen de ingegoten klephuisen en de voorkamer kan stromen en deze plaatsen goed worden gekoeld.

4.17.2.3 Geïntegreerd cilinderdeksel

Bij oude en kleine dieselmotoren van gemalen bestaat de cilinder en het deksel vaak uit één gemeenschappelijk gietstuk. In de paragraaf over cilinders en cilindervoeringen in deze Leidraad wordt hiervan een voorbeeld getoond en zijn de voor- en nadelen van een degelijke constructie aangegeven.



Blinde cilinder Werkspoor A-frame motor

De blinde voering kennen we onder andere van de zogenaamde open A-frame motoren in de museale gemalen De Ronde Hoep in Ouderkerk a/d Amstel en De Vereeniging in Voorschoten. Van deze motoren met luchtverstuiving, zien we in de figuren hiervoor een langs- en een dwarsdoorsnede van het later gebouwde gesloten type. De cilinder die met het cilinderdeksel uit een gietstuk van speciale samenstelling is vervaardigd, wordt in de cilinderbalk met flenzen bevestigd. In het cilinderdeksel bevinden zich de in- en uitlaatkleppen, de brandstofklep, een klep voor het aanzetten van de motor en een ontlastklep.

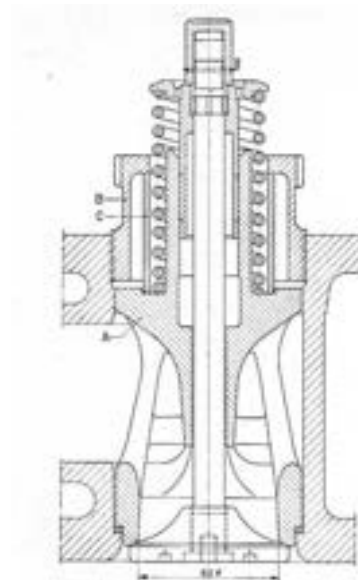
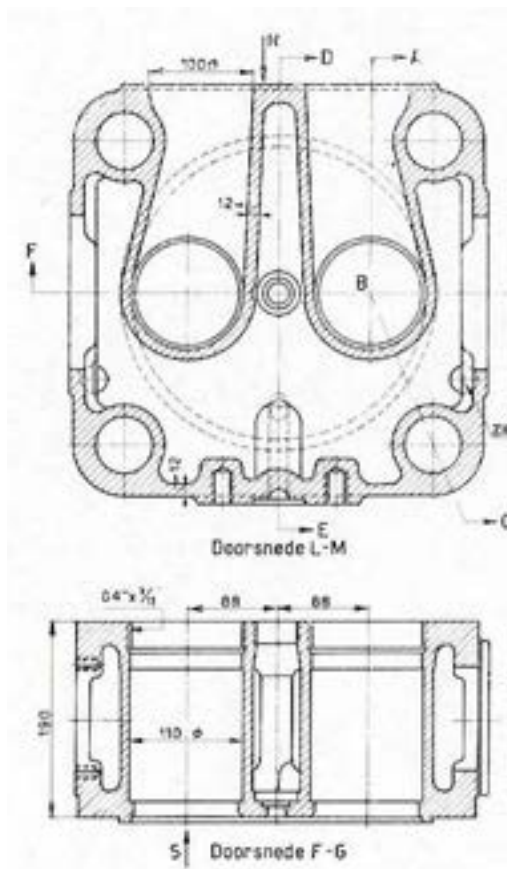
De huizen voor de kleppen worden in de daarvoor bestemde uitsparingen in het cilinderdeksel door middel van flenzen en tapeinden bevestigd.

4.17.3 Kleppen

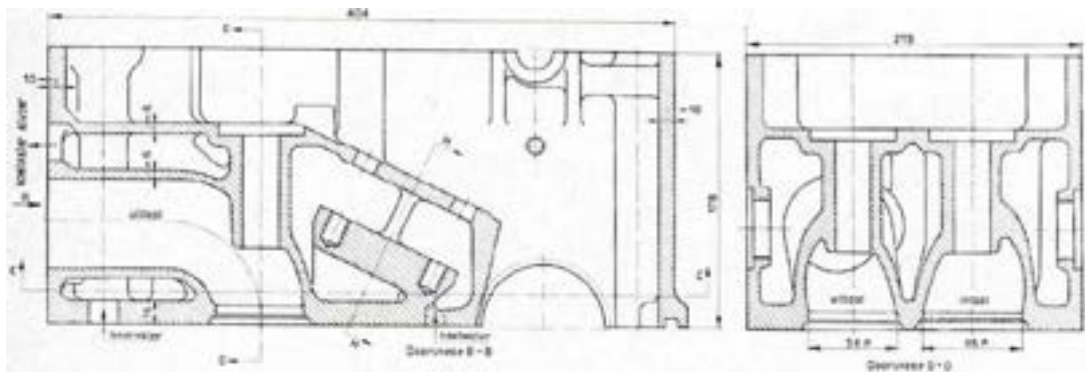
Bij verbrandingsmotoren onderscheiden we, ingedeeld naar de aard van de functie, de volgende soorten kleppen:

- In- en uitlaatkleppen voor de toevoer van de verbrandingslucht en afvoer van de verbrandingsgassen.
- Startluchtkleppen voor het toelaten van de startlucht in de cilinder.
- Ontlastkleppen om een cilinder te ontlasten als de druk hierin -door wat voor oorzaak dan ook- te hoog wordt.

De betreffende klep kan, zoals vaak bij grote motoren het geval is, zijn ondergebracht in een apart daarvoor geconstrueerd huis of in de cilinderkop ingegoten huis, een constructie die we bij de middelgrote en kleine motoren meestal zien. Op de volgende bladzijde zijn de tekeningen van beide klephuisconstructies afgebeeld.



Cilinderdeksel ingericht voor aparte klephuizen en bij behorende klep



Cilinderdeksel met ingegoten klephuizen

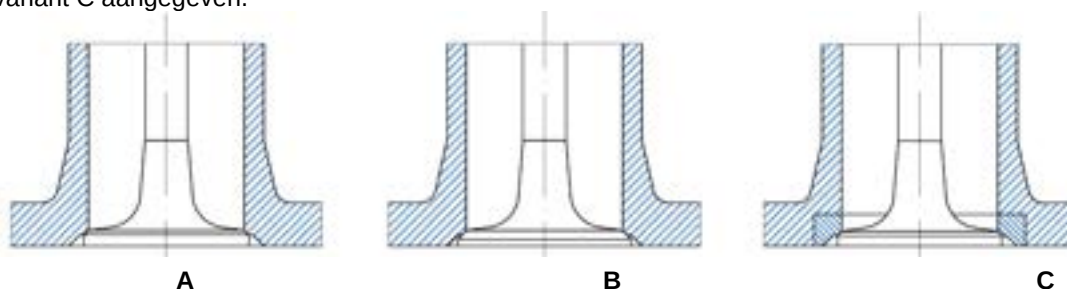
4.17.3.1 In- en uitlaatkleppen

De in- en uitlaatkleppen hebben tot taak de cilinder periodiek en bij bepaalde zuigerstanden te openen en te sluiten voor het laten passeren van respectievelijk verbrandingslucht en -gassen. Het openen gebeurt met behulp van nokken en hefbomen, het sluiten door schroefveren.

De kleppen openen naar binnen, zodat zij in gesloten stand zowel door de veren als de gasdruk op hun zitting worden gedrukt. Bij kleine motoren sluiten de kleppen meestal tegen een schuine

afsluitrand die in het cilinderdeksel is gedraaid. Een en ander is hiervoor en in onderstaande figuren aangegeven. Soms passen we een aparte zitting toe bestaande uit een ring die in het huis is gekrompen. Krimpen is in dit geval enigszins misleidend, omdat we het klephuis c.q. cilinderdeksel op omgevingstemperatuur houden en de betreffende ring voor het aanbrengen sterk afkoelen waardoor deze krimpt.

Nadat de ring en het cilinderdeksel weer dezelfde temperatuur hebben aangenomen, is de ring uitgezet en zit deze muurvast op zijn plaats in het klephuis. Deze uitvoering wordt hieronder met variant C aangegeven.



Varianten klepzitting

Hoewel een ingegoten klephuis de meest eenvoudige oplossing is, voldoet deze uitvoering bij grote motoren niet. Het bezwaar is namelijk dat voor inspectie en het opschuren van de kleppen het deksel van de cilinder moet worden verwijderd.

Bij grote motoren, maar ook bij de oude museale motoren in gemalen, bevinden de kleppen zich vaak in afzonderlijke huizen (zie de eerdere afbeelding). Dit bevordert een regelmatige en vlotte inspectie.

Voorzien we het klephuis ook van een aparte zitting, dan kan deze van een speciale soort fijnkorrelig gietijzer worden vervaardigd en bij beschadiging gemakkelijk en goedkoop worden vervangen.

Het sluitvlak van de kleppen wordt kegelvormig afgedraaid, waarbij de halve tophoek van de kegelvormige zitting bij verschillende uitvoeringen 45° à 60° bedraagt. Dit betekent dat de hoek die de klepzitting maakt met de horizontaal respectievelijk 45° en 30° bedraagt. Een conische afsluitrand aan de klep is gunstig voor het stromen van de verbrandingslucht en -gassen. Bovendien is zo'n rand centrerend waardoor de klep beter afsluit.

De breedte van de rand is zodanig dat de vlaktedruk tussen de klep en de zitting tijdens het optreden van de maximale verbrandingsdruk circa 300 kg/cm^2 bedraagt. Bij grote motoren worden vlaktedrukken van wel 450 kg/cm^2 toegelaten gebaseerd op een verbrandingsdruk van 50 kg/cm^2 . Bij snellopende dieselmotoren is de verbrandingsdruk 60 à 80 kg/cm^2 , soms zelfs hoger. De zittingsbreedte nemen we niet kleiner dan circa 2 mm , onder andere om de warmteovergang van de klep naar de zitting niet te zeer te belemmeren.

Omdat bij het naslijpen en schuren van de zitting deze iets breder wordt, maken we bij sommige motoren de buitendiameter van de klep iets groter dan de grootste diameter van de zitting. Het verschil is met de hiervoor afgebeelde varianten A en B aangegeven. Met het oog op het naslijpen en schuren van de klep moet de rand daarvan minstens 2 mm dik zijn.

Uiteraard moeten de kleppen sterk genoeg zijn om zonder noemenswaardige vervorming aan de verbrandingsdruk weerstand te kunnen bieden.

Als gevolg van de meestal beperkte ruimte tussen het cilinderdeksel en de zuiger én om de warmteopneming zo klein mogelijk te houden, liggen de kleppen vaak enigszins verzonken in het cilinderdeksel.

Voor een goede vulling van de cilinder is een groot doorstromingsoppervlak nodig. De diameter van de klep wordt begrensd door de constructie van het cilinderdeksel, respectievelijk verbrandingskamer. Evenwijdig aan de hartlijn van de cilinder hangende of liggende kleppen hebben daarom een kleinere diameter dan kleppen in een dakvormige verbrandingskamer. De uitlaatklep heeft vaak een kleinere diameter dan de inlaatklep. De redenen hiervoor zijn dat een grote inlaatklep een goede cilindervulling mogelijk maakt en de kleppen bij montage niet verwisseld kunnen worden omdat, zeker bij modernere motoren, de uitlaatklep van een ander (beter) materiaal is gemaakt.

Voor evenwijdige kleppen wordt in relatie tot de cilinderdiameter D de volgende klepdiameter d gekozen:

Diameter in- en uitlaatkleppen even groot	$d \approx 0,40 D$
Diameter in- en uitlaatkleppen verschillend	$d_i \approx 0,45 D$
	$d_u \approx 0,35 D$

Bij niet-evenwijdige kleppen worden de klepdiameters zo groot gekozen als constructief mogelijk is. De vereiste doortocht van een klep wordt berekend met behulp van de volgende continuïteitsvergelijking:

$$A_k \cdot v_k = A_z \cdot v_z$$

Hierin is:

A_k	de doortocht van de klep in m^2
v_k	de gassnelheid in de doortocht van de klep in m/sec
A_z	de oppervlakte van de zuiger in m^2
v_z	de gemiddelde zuigersnelheid in m/sec

Verder uitgeschreven:

$$\pi d h_{\max} \cdot v_k \cos \alpha = \frac{\pi}{4} D_z^2 v_z$$

Hierin is:

d	de diameter van de klepschotel in m
$h_{\max}$	de maximale lichthoogte van de klep in m
α	de hoek waarmee de klep en klepzitting is afgeschuind
D	de diameter van de zuiger van de motor in m

Uit de voorgaande formule wordt als volgt de gemiddelde stroomsnelheid v_k in de klepopening afgeleid:

$$v_k = v_z \frac{D_z^2}{4 d h_{\max} \cos \alpha}$$

Met het oog op de voor v_k aan te houden praktische waarden merken we op dat de maximale zuigersnelheid gelijk is aan $\pi/2$ maal de gemiddelde zuigersnelheid, zodat ook de grootste luchtsnelheid $\pi/2$ maal zo groot is als de gemiddelde luchtsnelheid v_k .

Bij een luchtsnelheid boven de 70 m/sec begint zich een sterke smoring te openbaren. Dit heeft een ongunstige invloed op de cilindervulling en dus op het vermogen dat ontwikkeld kan worden. De constructeur baseert zijn berekening van de inlaatkleppen op een niet grotere snelheid dan:

$$v_k = \frac{2}{\pi} \cdot 70 \approx 45 \text{ [m/sec]}$$

Bij snellopende motoren kiezen we vanwege de beperkte ruimte die voor de kleppen beschikbaar is voor een gemiddelde luchtsnelheid van ongeveer 60 m/sec.

Bij de uitlaatkleppen worden in de regel wat hogere gemiddelde snelheden toegelaten bijvoorbeeld 60 m/sec en bij snellopende dieselmotoren zelfs 80 m/sec.

Bij de bepaling van de maximale lichthoogte $h_{\max}$ van de klep gaan we uit van de veronderstelling dat het doorstromingsoppervlak bij de klep en kort daarachter ongeveer even groot is. Op basis hiervan kunnen we met behulp van de hiervoor afgebeelde figuur de volgende vergelijking opstellen:

$$\pi d_i \cdot h_{\max} = \frac{\pi}{4} d_i^2$$

Men maakt geen grote fout de klepdoorschootdiameter d_i gelijk te stellen aan de klepschoteldiameter d om vervolgens de verhouding tussen de lichthoogte en de klepdiameter te bepalen.

$$\pi d \cdot h_{\max} = \frac{\pi}{4} d^2$$

Of verder uitgewerkt:

$$h_{\max} = \frac{d}{4}$$

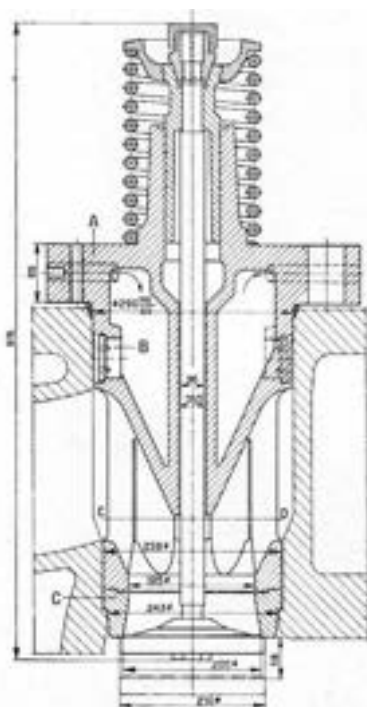
Dit betekent dat de maximale lichthoogte $h_{\max}$ ongeveer 1/4 van de klepdiameter bedraagt. In de praktijk blijkt dit cijfer te variëren van 1/3 tot 1/6.

4.17.3.2 Koeling van klephuizen en kleppen

De uitlaatkleppen van een motor werken onder minder gunstige omstandigheden dan de inlaatkleppen die worden gekoeld door de passerende verbrandingslucht.

De langs de uitlaatkleppen stromende gassen hebben een temperatuur van 400 à 500 °C, soms zelfs hoger. Wel geven de kleppen warmte af aan de zitting en in beperkte mate aan de klepgeleiding, maar dat is bij grote motoren niet voldoende. Vandaar dat het gebruikelijk is om uitlaatklephuizen van motoren waarbij meer dan 50 pk per cilinder wordt ontwikkeld met water te koelen.

Behalve dat de klep dan gemakkelijker warmte aan het gekoelde klephuis afstaat, heeft de koeling met water een gunstige invloed, omdat zij vervorming van het klephuis helpt voorkomen. Voor de koeling wordt meestal het cilinderdekselkoelwater gebruikt. In de hiernaast afgebeelde figuur van het aparte klephuis van een Werkspoormotor zijn in het drukstuk van het huis kanalen aangebracht



waardoor het koelwater in de holle ruimte van het klephuis wordt aan- en afgevoerd. De verbinding met het cilinderdeksel wordt tot stand gebracht met kleine geflensde pijpleidingen om de (de)montage van het klephuis mogelijk te maken.

In het geval van ingegoten klephuizen wordt de warmte via de zitting, alsmede de steel en de klepgeleiders direct naar het koelwater van het cilinderdeksel afgevoerd. Sommige fabrikanten koelen ook de klep door de schotel en de steel hol uit te voeren en van een koelwateraansluiting te voorzien of gedeeltelijk te vullen met het metaal Natrium (Na). In het laatste geval zorgt het Natrium, dat smelt bij voldoende hoge temperatuur, voor het transport van de warmte van de schotel naar de klepsteel die vervolgens deze warmte weer afstaat aan de klepgeleiders c.q. het omringende koelwater in het cilinderdeksel. Van beide koelsystemen is niet bekend of ze zijn toegepast bij motoren voor de aandrijving van opvoerwerktuigen bij gemalen en daarom wordt hier verder geen aandacht aan besteed in deze Leidraad.

Uitlaatklep Werkspoormotor

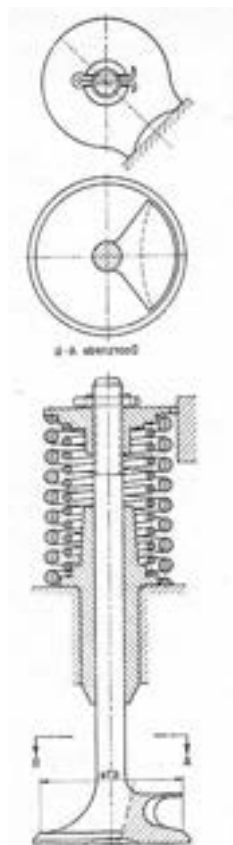
4.17.3.3 Materiaal van de kleppen

De kleppen worden vaak vervaardigd van ongelegeerd staal, bijvoorbeeld St 44. Fijnkorrelig gietijzer is als klepmateriaal zeer doeltreffend gebleken. Gietijzer is beter bestand tegen hoge temperatuur dan ongelegeerd staal en het is ook goedkoper. Daarom wordt vooral bij grote motoren, de uitlaatklep vaak van gietijzer vervaardigd. Om de stotende belasting te kunnen weerstaan, maken we de klepsteel dan van gesmeed staal. Tegenwoordig maken we de klep met steel uit één stuk hittevast materiaal. Bij kleinere motoren wordt de klep met de steel uit een stuk gedraaid, het materiaal is dan meestal een chroom-nikkelstaal legering. Dit materiaal is austenitisch en heeft daarom bij de gebruikelijke hoge bedrijfstemperaturen nog goede mechanische eigenschappen. Speciaal voor de aan hogere temperaturen blootgestelde uitlaatkleppen is een hittevast materiaal gewenst.

Als gevolg van de betere materiaaleigenschappen kunnen de kleppen licht worden uitgevoerd, wat met het oog op het streven naar het beperken van de traagheidskrachten, in het bijzonder bij snellopende motoren, gunstig is. Sommige motorfabrikanten kiezen ervoor om de standtijd van kleppen te verlengen door de rand van de klepschotel met een chroom-nikkellegering op te lassen. Dit wordt pantseren genoemd. Om dezelfde reden worden klepschotels of de losse klepzitting soms vervaardigd uit stelliet. Stelliet is een legering van kobalt, chroom, wolfram of molybdeen. Een probleem met deze materialen is dat zij vanwege de grote hardheid alleen met speciale gereedschappen kunnen worden bewerkt.

4.17.3.4 Constructie kleppen

Voor de schuimte en de breedte van de zitting verwijzen we naar de vorige paragrafen. De dikte van de klepsteel is 0,20 à 0,25 maal de klepdiameter. Een grote afrondingsstraal tussen de klepschotel en de steel bevordert een goede stroming met zo weinig mogelijk wervelingen van de lucht en de verbrandingsgassen. Door de grote materiaaldoorsnede, die daardoor ontstaat boven de klep, wordt de warmteafvoer naar de steel bevorderd.

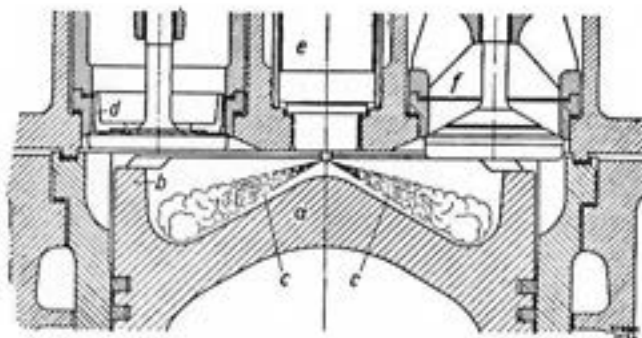


Om wervelingen direct boven de klepzitting tegen te gaan, wordt het klepkanaal boven de zitting vaak licht convergerend uitgevoerd. Voor de inlaat betekent dit een snelheidstoename en voor de uitlaat een snelheidsafname van respectievelijk verbrandingslucht en uitlaatgassen. Een en ander wordt geïllustreerd met de figuur van het losse uitlaatklephuis van een Werkspoormotor (zie paragraaf koeling van klephuizen en kleppen).

De hiernaast afgebeelde figuur geeft een inlaatklep van een snellopende Kromhout-Gardner dieselmotor weer. Deze klep is plaatselijk voorzien van een opstaande rand. De in de cilinder stromende lucht krijgt daardoor een roterende beweging, die ook tijdens de compressieslag gehandhaafd blijft en een goede menging van brandstof en lucht bevordert. De juiste stand van deze inlaatklep wordt gewaarborgd door de klep tegen draaien te borgen, zoals in de afbeelding hiernaast is weergegeven.

Inlaatklep Kromhout-Gardner

Een min of meer vergelijkbare constructie, met als doel de menging van brandstof en de lucht om daarmee de verbranding te verbeteren, is ook door Stork toegepast bij de Hesselman motoren met directe inspuiting. In de volgende figuur is deze rand, die ongeveer de helft van schotel bestrijkt, met de letter d aangegeven.



Verbrandingsruimte Stork-Hesselman viertaktmotor

In de vorige afbeelding van dit type motor is ook te zien dat het losse klephuis voorzien is van een aparte klepzitting. Deze zitting is gemaakt van een ander materiaal dan het gietijzeren klephuis en bij beschadiging makkelijk te vervangen. Voor een goede afdichting is tussen de zitting van de uitlaatklep en het cilinderdeksel een koperen ring aangebracht. Bij de inlaatklep is ook het vlak tussen het klephuis en de zitting van een koperen afdichtingsring voorzien.

Om de klepsteel tegen de hoge temperatuur van de uitlaatgassen te beschermen en dat deze zich tussen de klepsteel en geleider dringen, brengt men bij grote motoren soms een scherm op de klepsteel aan.

Sommige motorfabrikanten lassen het bovenvlak van de klepsteel op met stelliet. Dit harde materiaal zorgt ervoor dat dit vlak minder hard slijt en dus de ingestelde klepspeling langer gehandhaafd blijft.

4.17.3.5 Geleiding van de kleppen

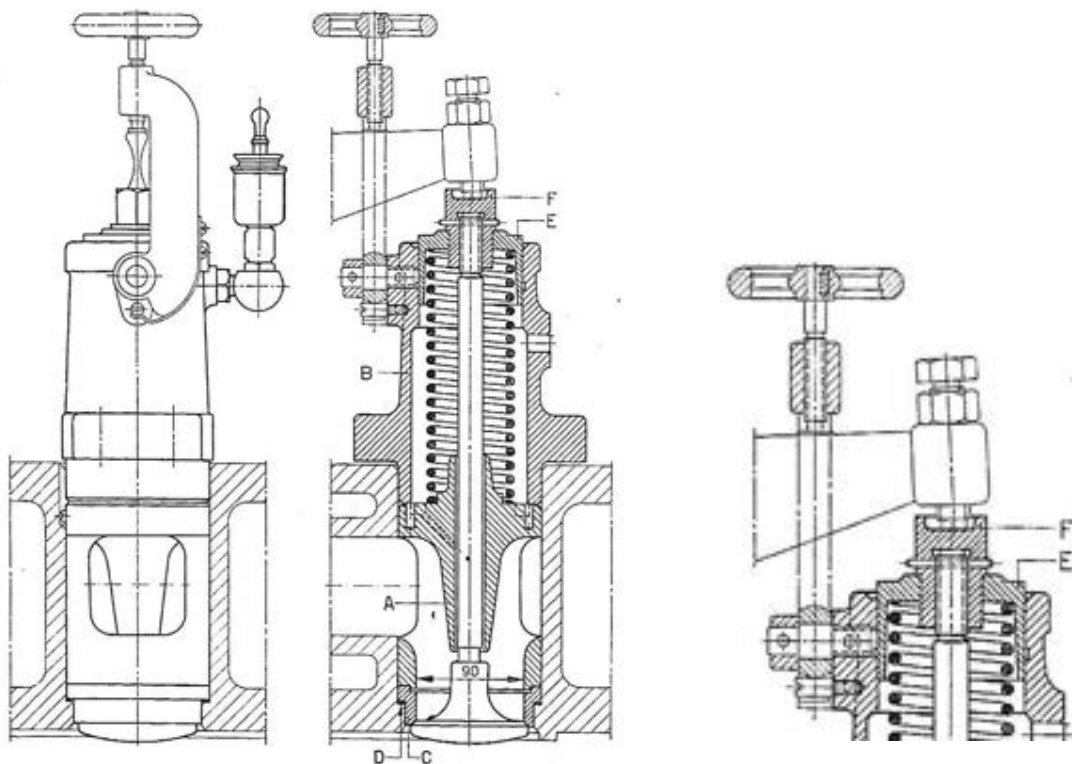
De klepsteel kan door middel van een aparte bus van voldoende lengte worden geleid, zoals meestal het geval is bij snellopende motoren. Een en ander is afgebeeld in de vorige figuur van de Kromhout-Gardner motor. De bus wordt meestal in het huis geperst en kan in geval van overmatige slijtage door middel van uitboren worden verwijderd en vervangen. Om vervuiling door aankoeken en daardoor klemmen van de klepsteel in de geleiding te voorkomen, moet de smering van de klepsteel zeer matig gebeuren. Om dezelfde reden is het gewenst dat de onderkant van de geleiding van de klepsteel voldoende hoog en dus koel ligt om ontleding van de smeerolie te voorkomen. De koelende werking van de geleiding op de klep is echter minder goed naarmate de geleiding hoger ligt.

Soms wordt ook de veerschotel geleid. Deze wordt dan als leizuiger uitgevoerd, zoals in de hiervoor getoonde afbeelding van de uitlaatklep van de Werkspoormotor is te zien. Het gat voor de klepsteel moet dan echter 0,2 a 0,5 mm groter zijn dan de diameter van de klepsteel, zodat er in de geleiding enige ruimte is en de klep, ook als er enige vervorming is, de voor het sluiten gunstige stand kan innemen.

4.17.3.6 Verbinding veerschotel met klepsteel

Omdat de klepsteel wordt belast door in grootte en richting zeer snel wisselende krachten, moeten alle veranderingen van doorsnede met zo groot mogelijke overgangsstralen worden uitgevoerd. Scherpe overgangen geven aanleiding tot breuk van de klepsteel, de klep valt dan in de cilinder, wat natuurlijk zeer ernstige gevolgen kan hebben.

In de hierna afgebeelde figuur van de in- en uitlaatklepconstructie van een Werkspoormotor is de veerschotel E door middel van een dopmoer F opgesloten. De binnen onderkant van de moer wordt tegen de bovenkant van de klepsteel geschroefd.



Klep- en klephuisconstructie van Werkspoormotor

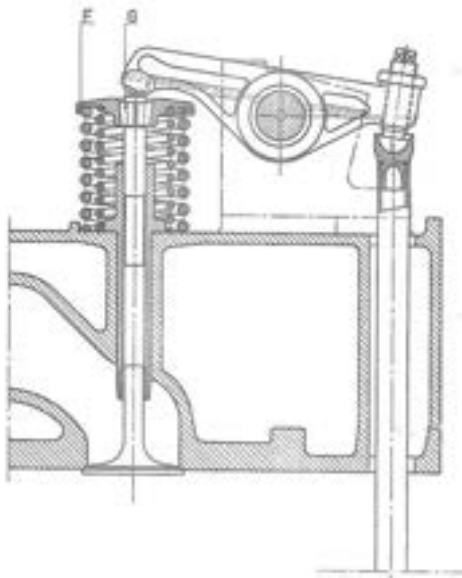
Detail van de veerschotel bevestiging

De kracht die de klephefboom op de moer uitoefent wordt daardoor rechtstreeks naar de steel en de klepveer overgebracht, zonder de schroefdraad te belasten. Hierbij wordt aangetekend dat de dopmoer met een voldoende groot moment moet worden aangedraaid om het beschadigen van de schroefdraad te voorkomen. De kracht die de klepveer uitoefent om de klep te sluiten, gaat echter wel via de schroefdraad; een reden dat de moer is voorzien van een groot aantal windingen.

De omklapbare hefboom met schroefspindel en handwiel in de hiervoor getoonde afbeelding is voor het decomprimeren van de cilinder als de motor getornd moet worden. Later wordt in deze leidraad hierop teruggekomen.

Een vaak toegepaste constructie voor het verbinden van de veerschotel met die van de klepsteel is met twee conische halve ringen die in de ook conisch uitgedraaide veerschotel of leizuiger passen. We noemen deze halve ringen klepspieën. In de hiernaast afgebeelde tekening is de constructie te zien zoals deze door de motorenfabrikant Thomassen is toegepast. De twee spiehelften zijn met de letter G aangeduid.

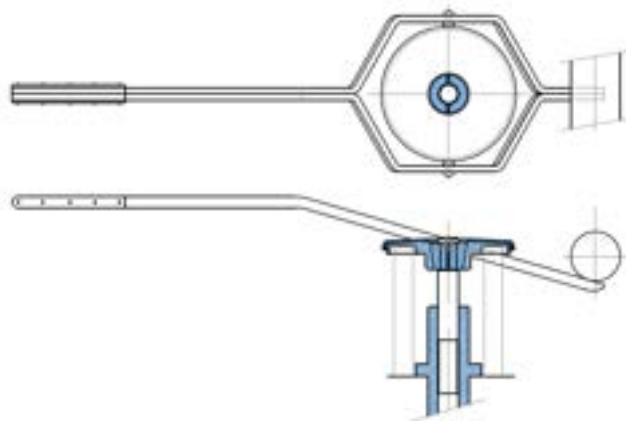
Om de kleppen te kunnen inspecteren en de zittingen op te schuren, moet eerst het cilinderdeksel worden gedemonteerd en de klephefbomen worden verwijderd. Vervolgens moeten de veerschotels



met een speciale hefboom (zie de tekening op de volgende bladzijde) tegen de veerspanning in zover worden ingedrukt dat de spieën uit de schotel kunnen worden gehaald. De hefboom haakt men bij deze motor onder de schommelas van de klephefbomen. De betreffende klep kan dan na het verwijderen van de twee spiehelften en de schotel uit het huis worden genomen door deze in de richting van de verbrandingsruimte te duwen. Het opnieuw aanbrengen van de kleppen gebeurt in omgekeerde volgorde waarbij erop gelet moet worden dat de in- en uitlaatkleppen niet worden verwisseld. Het gelijktijdig indrukken van de veerschotel en het de- of monteren van de spieën is lastig vanwege de kleine ruimte in de veerschotel en vereist enige oefening.

Omgeving klepverbinding Thomassen dieselmotor

Hieronder zien we een voorbeeld van het gereedschap waarmee de spieverbinding tussen de veerschotel en de klepsteel kan worden losgenomen. Het gereedschap bestaat uit een deksel die met ruime speling boven op de schotel past. Het deksel is scharnierend verbonden met een zeskantige beugel met hefboom die met de korte arm onder een vast punt van het cilinderdeksel, in dit geval de schommelas van de klephefbomen, wordt gestoken.

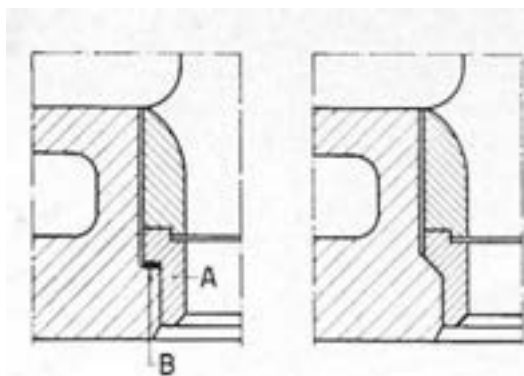


Hulpgereedschap voor het ontgrendelen van de klepveerschotel

De constructie is zo gemaakt dat met een geringe kracht de klepveer(en) over minimaal de spiehoogte ingedrukt kan worden en de spiehelften uit de uitsparing in de klepsteel kunnen worden genomen of omgekeerd in de uitsparing kunnen worden aangebracht. Het met koevoeten of schroevendraaiers uitvoeren van deze handeling, omdat dit hulpgereedschap ontbreekt, wordt sterk ontraden omdat het vaak leidt tot verwondingen of schade aan de klep- of andere motoronderdelen.

4.17.3.7 Constructie klephuis

Met enige verbeeldingskracht kunnen we ons een los klephuis voorstellen als een dikwandig pijpstuk met flens. In de wand van de pijp zijn grote gaten aangebracht die de verbinding vormen tussen het inwendige van de buis en de kanalen voor de toevoer van lucht en de afvoer van de afvoergassen. Het tussen de gaten aanwezige materiaal kunnen we hierbij als verstijvingsribben



van de constructie beschouwen. Het geheel wordt met behulp van de flens in het cilinderdeksel gasdicht aangebracht.

Bij grote motoren wordt de klep in een gemakkelijk demonteerbaar huis geplaatst en de zitting meestal als een afzonderlijke ring uitgevoerd. Deze zitting wordt door het klephuis op een platte of conische rand van het cilinderdeksel aangedrukt. Een en ander is hiernaast afgebeeld.

Steunrand klephuis

Is de rand plat (linker afbeelding), dan wordt de afdichting vaak geborgd door een koperen pakkingring. Dit is bij een conisch steunvlak (rechter afbeelding) niet het geval; de afdichting wordt hier verkregen door passchuren of passlijpen.

De afzonderlijke zitting wordt loodrecht boven de steunrand B in het cilinderdeksel door het klephuis aangedrukt. Om zoveel mogelijk buig- en drukspanningen in de oplegrand van de zitting te voorkomen, moet het binnen de gemeenschappelijke centreerrand gelegen gedeelte in axiale richting enige speling hebben. Deze ruimte zal bij het uitlaatklephuis tijdens bedrijf worden opgevuld met verbrandingsresten waardoor het klephuis vastkoekt in het cilinderdeksel. Het klephuis kan dan niet zomaar uit het cilinderdeksel worden genomen en moet met grote krachtsinspanning verwijderd worden. We kunnen dan beter het cilinderdeksel verwijderen en met behulp van een hydraulische pers het huis en de zitting verwijderen. Het met grote kracht aan het klephuis trekken, leidt tot breuk van het huis.

De drukrand boven de zitting moet voldoende stijf en derhalve hoogte bezitten om een gelijkmatige verdeling van de druk van de ribben op de zitting te waarborgen. De doorsnede van de ribben moet voldoende groot zijn om de volle kracht van de tapeinden waarmee het klephuis wordt aangebracht naar de zitting over te kunnen dragen.

Hoewel zijdelings slechts een gat nodig is voor het kanaal in het cilinderdeksel geven veel motorfabrikanten de voorkeur aan een symmetrische constructie; dat wil zeggen twee poorten tegenover elkaar. Bij een vakkundige montage hoeft dan niet voor het scheef samendrukken van het klephuis door de tapeinden te worden gevreesd.

Omdat het huis van een uitlaatklep een hogere gemiddelde temperatuur aanneemt dan het cilinderdeksel, zal de flens van het klephuis ten opzichte van het deksel iets omhoog worden gedrukt. De tapeinden moeten om dit mogelijk te maken voldoende elasticiteit bezitten en dus langer zijn. De flens wordt daarom dik en de tapeinden lang uitgevoerd. Soms wordt om die reden op de flens een dikwandig pijpstuk geplaatst waardoor de tapeinden langer worden en meer elastisch zijn. Ook worden de tapeinden tussen de schroefdraaddelen tot op de kerndiameter afgedraaid om deze elastischer te maken.

De beperkte plaatsruimte tussen de kleppen en de meestal centraal aangebrachte verstuurder maakt het noodzakelijk de flenzen een ovale vorm te geven. Bij kleine klephuizen kunnen we dan volstaan met twee tapeinden om het klephuis te bevestigen. Soms wordt gekozen voor een schroefdraadbevestiging van het klephuis in het cilinderdeksel of worden vier tapeinden toegepast. De maximale kracht die de tapeinden samen of de schroefdraad opnemen, is minstens gelijk aan de maximale verbrandingsdruk maal het oppervlak van de klep en de zitting.

Meestal wordt gerekend met een kracht die 25% groter is. Dit met het oog op de voorspankracht, die zo groot moet zijn dat ook tijdens de verbrandingsdruk een voldoende grote afdichtingsdruk tussen de zitting en het cilinderdeksel overblijft. Dit leert ons dat de moeren van de tapeinden met het juiste moment moeten worden aangehaald en dat dit met een momentsleutel moet gebeuren. De zorg hierbij is het juiste aanhaalmoment te achterhalen of het zelf te berekenen.

Het gedeelte direct onder de flens wordt passend gemaakt in het cilinderdeksel om lekkage van uitlaatgassen te voorkomen. Een rubberring tussen de flens van het klephuis en het cilinderdeksel kan eventueel de afdichting voltooien. Zie hiervoor de tekening van het losse klephuis van de Werkspoormotor, eerder in deze paragraaf.

Om het klephuis met water te kunnen koelen, is het hol uitgevoerd. Voor het ondersteunen en vervolgens verwijderen van de gietkern moeten de twee gaten, na van schroefdraad te zijn voorzien, door zogenoemde kernproppen worden afgedicht. Deze proppen blijven zichtbaar en kunnen soms lekken.

4.17.3.8 Klepveren

De klepveren moeten een voldoende kracht uitoefenen om te zorgen dat tijdens het bewegen van de kleppen het contact tussen de klepsteel en de hefboom geen ogenblik wordt onderbroken. Verder moet de veerkracht de klep met een zodanige kracht op de zitting drukken dat een goede afdichting wordt verkregen. Uiteraard moet het niet mogelijk zijn dat de uitlaatklep open wordt gezogen door de onderdruk, die tijdens de aanzuigslag in de cilinder heerst. Bovendien mag de veer niet resoneren; dat wil zeggen dat de opgelegde trillingsfrequentie gelijk is aan die van de veer zelf, waardoor de veer breekt. Het berekenen van juiste veerkracht en trillingsfrequentie en resonantie vallen buiten het kader van deze Leidraad.

Is de kracht die de veer moet uitoefenen naar verhouding groot, zoals bij snellopende motoren, dan gebruiken we twee concentrische veren per klep. De draaddikte kan dan kleiner zijn terwijl de betrouwbaarheid toeneemt. De ene veer wordt dan rechts en de andere veer links gewonden. We kiezen de afmetingen van de veren meestal zodanig, dat bij breuk van één van de veren de andere veer in staat is de klep naar behoren te laten functioneren. Een nadeel is dat de gezamenlijke veerkrachten ongeveer tweemaal zo groot zijn als vereist om de noodzakelijke versnellingskracht te kunnen leveren. Dit betekent grotere mechanische belasting en extra slijtage van het klepmechanisme.

Met het oog op resonantie geven we de twee veren dusdanige afmetingen dat de eigen trillingsfrequenties van de veren ongelijk zijn; bijvoorbeeld in de verhouding 1 : 3. De gedachte is daarbij dat als de ene veer in trilling raakt de andere een dempende werking zal uitoefenen. Samengevat betekent dit dat dubbele veren als gevolg van trillingen minder snel zullen breken en bij breuk van een veer dit niet direct tot schade aan de motor leidt.

4.17.4 Revisie van kleppen

In het kader van periodiek onderhoud worden altijd de in- en uitlaatkleppen geschuurd om er zeker van te zijn dat deze de volgende bedrijfsperiode goed afdichten. Ook het onvoldoende functioneren van een motor, bijvoorbeeld een te lage compressiedruk, kan aanleiding zijn om voor het einde van het onderhoudsinterval de kleppen te schuren. Voor het schuren is er afhankelijk van de klep- en de klephuisconfiguratie een aantal mogelijkheden. Hierna wordt stapsgewijs aangegeven welke handelingen die voor vakkundig schuren en eventueel slijpen nodig zijn en hoe ze moeten worden uitgevoerd. Hierbij wordt uitgegaan van een motor met ingegoten klephuizen, dus waar het cilinderdeksel verwijderd moet worden om de kleppen te kunnen schuren. Dit is meestal de situatie bij de relatief jongere museale gemalen van de Nederlandse Gemalenstichting. De motoren in gemalen uit het begin van het motortijdperk hebben meestal een apart klephuis.

1. De eerste stap is het verwijderen van de cilinderdeksels, het schoonmaken van de deksels en het geordend wegleggen van de cilinderdeksels en de losgenomen onderdelen op houten vlonders, pallets of zeildoek. Dit laatste doen we zodat de onderdelen niet beschadigen en de machinekamer- of werkplaatsvloer niet vervuild raakt met koelwater, olie en/of brandstofresten. De verschillende onderdelen moeten duurzaam (slagletters) gewaarmerkt worden, zodat deze niet verwisseld of later verkeerd gemonteerd kunnen worden. Voor het schoonmaken van de verschillende onderdelen en het verwijderen van de vastgebakken koolresten van de verbrandingszijdige vlakken van het cilinderdeksel is petroleum een geschikt middel. Gebruik bij de reparatiewerkzaamheden aan de motor altijd goed passende sleutels, zoals ring-, pijp- en dopsleutels. Het gebruik van steeksleutels moet, tenzij het niet anders kan, ontraden worden. Het gebruik van verstelbare (steek)sleutels, zoals een bahco of een pijptang, voor het losmaken of aanhalen van moeren en bouten is niet toegestaan. Bij de ontmanteling en de schoonmaakwerkzaamheden van het cilinderdeksel is het noodzakelijk deze te keren. Gebruik hierbij stevig stophout om dit zware onderdeel op te leggen zodat uitstekende onderdelen niet beschadigd raken en maak gebruik van de juiste hijsmiddelen en hijsmethodes.

2. Na het schoonmaken en demonteren van de verschillende onderdelen van het cilinderdeksel kunnen zich met betrekking tot de in- en uitlaatkleppen de volgende situaties voordoen:

- De afdichtingsvlakken van zowel de zittingen als de kleppen vertonen een egaal enigszins glimmend oppervlak en geen noemenswaardige gebruikssporen. In zo'n situatie kan worden volstaan de kleppen met de fijnste schuurpasta op te schuren om ze weer geschikt te maken voor verder gebruik.
- Meestal treffen we de kleppen aan in de toestand (zie afbeelding) waarbij de hier zichtbare aftekening en begin van putvorming zich vooral bij de thermisch hoog belaste uitlaatklep voordoet. De onvolledig verbrande brandstofdeeltjes in de vorm van koolstof wordt in de afdichtingsvlakken van de klep en de zitting geperst en vormen op de duur kleine holtes waardoor de klep gaat lekken. Ook kan het klep- en/of zittingsmateriaal afnemen als gevolg van vermoeidheid door het in hoge frequentie en grote vlaktedruk op elkaar slaan van deze afdichting. We noemen dergelijke schade pitting.



Links beschadigde klep Rechts de klep na het schuren

Bij niet al te diepe putten in de afdichtingsvlakken van de klep en de zitting kunnen deze door middel van schuren worden weggenomen. Zijn de putten te diep, dan moet het dichtingsvlak van de zitting worden uitgefreesd en van de klep worden afgedraaid en/of worden geslepen om weer goed sluitende dichtingsvlakken te kunnen krijgen. Na de machinale bewerkingen van deze vlakken moeten deze worden geschuurd om de laatste oneffenheden weg te nemen.

- Pitting bij de uitlaatklep leidt tot lekkage waardoor op den duur als gevolg van hoge gassnelheid diepe groeven in de afdichtingsvlakken ontstaan. Bovendien verbrandt het zittings- en klepmateriaal ter plaatse van de in eerste instantie ontstane groef, omdat er al aan het begin van de arbeidsslag hete gassen ontwijken als gevolg van de verbranding van de ingespoten brandstof. We spreken dan over een verbrande klep die herkenbaar is aan meestal één diepe rafelige groef in meestal de klep, maar vaak ook in het dichtingsvlak van de zitting. Als de verbrande klep lang onopgemerkt is gebleven, dan is de schade meestal zo groot dat we niet aan de vervanging van zowel de klep als het deksel kunnen ontkomen.

In andere gevallen moet de klep op een draaibank of speciale slijpbank afgedraaid en/of geslepen en de zitting met een speciale frees handmatig bewerkt worden. Het spreekt vanzelf dat de bestaande zitting daarvoor voldoende hoog moet zijn en dat de klepschotel ter plaatse van de afdichtingsrand voldoende dik moet zijn om deze bewerking verantwoord uit te kunnen voeren.

Bij een verbrande klep zal tijdens bedrijf de uitlaatgassentemperatuur van de betreffende cilinder hoger zijn dan van de andere cilinders van de motor. Het is dus zaak om een journaal bij te houden en deze temperaturen, als hiervoor een thermometer aanwezig is, goed in de gaten te houden. Als de lekkage groot is, kan ook een fluitende toon worden waargenomen. Een andere indicator voor lekkage is de compressiedruk die met een indicateurtoestel moet worden opgenomen

- De mate van slijtage van de klepgeleiders kan worden vastgesteld door de klepschotel in radiale zin heen en weer te bewegen. Omdat de slijtage van de geleider zowel in lengte richting als diameter nergens even groot is, moet deze op het gevoel worden vastgesteld. De slijtage van de klepsteel kan anders dan de geleider met behulp van een micrometer nauwkeurig worden opgemeten. Bij niet met een deksel afgesloten cilinderdeksel wordt overmatige slijtage van de klepgeleider en klep zichtbaar door de uitlaatgassen die stootsgewijs langs de klepsteel ontwijken. Bij een overmatige speling moet de klepgeleider vervangen worden of van een (nieuwe) bus worden voorzien. Soms moet daarbij ook de bijbehorende klep vervangen worden.

3. Bij het schuren van de dichtingsvlakken van kleppen brengen we een geringe hoeveelheid schuurpasta aan op één van de twee vlakken en maken we met de klep een heen en weer of draaiende beweging. Tijdens deze beweging lichten we met enige regelmaat de klep waardoor de schuurpasta op een andere plek tussen het te schuren dichtingsvlak komt en er geen rondgaande groefjes worden gevormd. Er zijn drie soorten schuurpasta in de handel die zich onderscheiden in de grofheid van het carborundum dat in het schuurmiddel is verwerkt. We beginnen met de grove pasta als er relatief diepe oneffenheden bij de dichtingsvlakken zijn waargenomen. Als met de grove pasta alle oneffenheden zijn weggeschuurd en een egaal grijs gekleurd vlak is verkregen, gaan we over naar het schuren met middelfijne pasta. Als ook met deze pasta een egaal vlak is verkregen, worden de dichtingsvlakken nageschuurd met de fijne pasta. De pasta brengen we met de wijsvinger op een paar plaatsen van meestal de klep aan. Om draaien van de klep tijdens het schuren te vergemakkelijken, voegen we een paar druppels smeerolie toe aan de schuurpasta. Ook de klepsteel moet worden geolied. Overtollige schuurpasta moet steeds, ook als we van grofheid wisselen, zorgvuldig worden verwijderd en mag onder geen beding tussen de klepsteel en de geleider terechtkomen.

Voor het maken van de schuurbeweging met de klep maken we gebruik van de volgende hulpgereedschappen:

- Een stok met daaraan bevestigd een rubberen zuignap, zoals hieronder is afgebeeld:



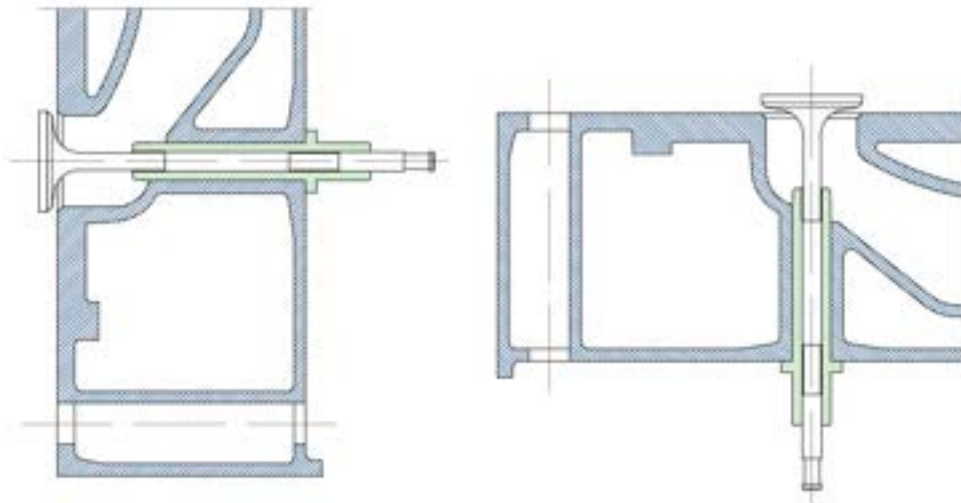
Handschuurgereedschap klep

Schuurbeweging

De zuignap wordt op de schotel van de in de cilinderkop geplaatste klep gedrukt waarna we met de stok tussen de handpalmen een heen en weergaande draaibeweging maken. Tijdens het bewegen wordt de stok (licht) in de richting van de zitting gedrukt. Telkens na een aantal draaibewegingen lichten we de klep waardoor de schuurpasta op een ander plaats tussen de dichtingsvlakken komt en er geen diepe concentrische groefjes in het dichtingsvlak worden geschuurd.

Tussen de klepsteel en de geleider bestaat altijd enige speling. De zuignap van het schuurgereedschap moet daarom precies in het midden van de veerschotel worden aangebracht om te voorkomen dat als gevolg van de radiaalkrachten de klep en zitting ovaal worden geschuurd. Om dezelfde reden verdient het aanbeveling om tijdens het schuren van plaats te veranderen.

Bij het schuren plaatsen we het cilinderdeksel ondersteboven op een daarvoor geschikte werktafel. Een en ander zoals in de onderstaande rechter figuur is aangegeven:



Positie van het cilinderdeksel tijdens het schuren van kleppen

- Een overbrenging met op de uitgaande as een rubberen zuignap die op de te schuren klep wordt bevestigd en op de ingaande as een luchttol of handboormachine voor het te leveren koppel voor de schuurbeweging. Dit hedendaagse schuurgereedschap is vanwege de mechanisch aangedreven overbrenging beter geschikt voor de wat grotere klepdiameters. Het wisselen van richting van de schuurbeweging gebeurt automatisch met dit hulpgereedschap. Wel moeten we tijdens het schuren met enige regelmaat de overbrenging met de klep handmatig iets lichten door de luchttol of de boormachine omhoog te trekken.



Mechanisch aangedreven schuurinrichting

- Een luchttol of handboormachine waarbij we rechtstreeks de boorkop op de klepsteel plaatsen. Voor het op deze wijze schuren van kleppen plaatsen we het cilinderdeksel op een zijkant en voorzien we de klepsteel van een uit twee delen bestaande cilindrische spie om de steel niet te beschadigen bij het inklemmen met de boorkop. Bij het schuren maken we een pulserende beweging en wisselen we steeds van draairichting. Het toerental stellen we zo laag mogelijk in om te voorkomen dat de pasta als gevolg van de centrifugaalkracht wordt weggeslingerd.

Het schuren in drie fasen vindt op dezelfde wijze plaats zoals hiervoor is besproken, met dien verstande dat we het gewicht van de boormachine in verticale zin moet compenseren door deze steeds iets op te tillen om te voorkomen dat de klepzitting ovaal wordt geschuurd.

- Een op de klep te monteren hendel of losse meenemer. Sommige fabrikanten van motoren voorzien de kleppen van gaten met schroefdraad waarmee een hendel op de klep kan worden bevestigd. Deze methode wordt vooral bij oude en grote motoren of motoren met een apart klephuis toegepast.

Het cilinderdeksel wordt dan ondersteboven opgesteld en voorzien van een springveer om de klepgeleider die net voldoende sterk is om de klep op te lichten. Met de op de klep bevestigde hendel wordt dan handmatig de heen en weergaande schuurbeweging bewerkstelligd waarbij ook de klep op de zitting wordt gedrukt. De springveer zorgt ervoor dat de klep telkens wordt opgelicht.

Soms worden kleppen voor dit doel alleen voorzien van ondiepe boorgaten of een sleufje in de schotel. De hendel is dan voorzien van pennen die in de boorgaten passen of bestaat uit een soort schroevendraaier met brede bek. Net als bij een vast bevestigde hendel wordt ook hier onder de veerschotel een springveer aangebracht. Het met deze voorzieningen schuren van kleppen is lastig.

Kleppen in aparte klephuizen worden meestal onderhands geschuurd op één van de hiervoor aangegeven methodes. Het is handig om hierbij over een zogenaamde 'bok' te beschikken waarin het klephuis kan worden geplaatst zodat op een ergonomisch verantwoorde manier de onderhouds- en revisiewerkzaamheden kunnen worden uitgevoerd. De bok moet op een stevige ondergrond worden geplaatst.

4. Kleppen en zittingen die diepe oneffenheden vertonen, kunnen als er voldoende materiaal aanwezig is door middel van draaien, slijpen en/of frezen worden bewerkt en geschikt gemaakt worden voor verder gebruik. Na deze bewerking moet de klep alsnog worden geschuurd waarbij we meestal kunnen volstaan door de klep met een fijne schuurpasta en ruim olie op de zitting in te schuren.

Het afdraaien, maar ook het slijpen van het sluitvlak van de klep, kan op een gewone draaibank worden uitgevoerd. We spannen hierbij de klep op met de steel in de drieklauw. Vervolgens stellen we de bovenslede van het dwarssupport van de draaibank onder de gewenste hoek en draaien of slijpen het dichtingsvlak af. Voor het slijpen spannen we een speciale elektrisch gedreven slijptol op in de beitelhouder van de draaibank. De klep kan hierbij worden ondersteund door het meedraaiende center van de losse kop tegen de klepschotel te plaatsen. In alle gevallen moet de aanzet (afname van materiaal) steeds beperkt worden tot enkele honderdste millimeters om een zo'n glad mogelijk oppervlak te krijgen en bij het slijpen oververhitting of verbranding van het te bewerken vlak te voorkomen.

Voor het frezen en slijpen van zittingen moet worden teruggevallen op speciale gereedschappen, zie de afbeeldingen hierna. Deze gereedschappen behoren meestal niet bij de levering van de betreffende motor en moeten daarom worden geleend of aangeschaft.



Handgereedschap voor het frezen van klepzittingen



Freessgereedschap in gebruiksoptelling

Het hiervoor getoonde freessgereedschap bestaat uit meerdere freeskoppen hulpstukken (lange pennen) die tijdens de bewerking voor de rechtgeleiding van de freeskop zorgen. Verder is er een T-sleutel met drie pennetjes die in de freeskop passen en deze bij het ronddraaien meenemen. Er is een aantal lange pennen met gangbare klepsteeldiameters. Heeft de klepsteel een afwijkende maat, dan kan een pen in deze maat eenvoudig zelf worden aangemaakt. Het frezen gebeurt door de T-sleutel handmatig in de snijrichting te draaien. We moeten daarbij een geringe druk in axiale zin op de freeskop uitoefenen en zorgen dat deze niet gaat 'happen' waardoor een golfpatroon ontstaat.

Bij harde zittingen is het bewerken van de afdichtingsrand van de klepzitting met behulp van uit gereedschapstaal vervaardigde frezen niet mogelijk en wordt deze bewerkt met een slijpsteen. De steen of gesinterde metalen slijpkop is voorzien van een onder de juiste hoek bijvoorbeeld 45° gevormd slijpvlak. Het slijpvlak van de steen zal slijten en moet na verloop van tijd worden 'gerefased'; met speciale apparatuur onder de juiste hoek van een nieuw egaal slijpvlak worden voorzien. Het bewerken van het sluitvlak van de zitting gebeurt op nagenoeg dezelfde wijze als hiervoor is besproken bij het frezen met dien verstande dat het niet uitmaakt welke draairichting we kiezen of telkens van draairichting veranderen.



Gesinterde metalen slijpkop

Hieronder wordt een set handgereedschap afgebeeld voor het slijpen van de klepzittingen. Net als bij het gereedschap voor het frezen bestaat deze set uit meerdere onderdelen waarmee verschillende zittingdiameters kunnen worden bewerkt. Ook is de set uitgerust met een aantal geleidepennen voor gangbare klepsteeldiameters.



Handgereedschap voor het slijpen van klepzittingen

Bij slijpen van klepzittingen moeten we er steeds voor zorgen dat het slijpvlak van de slijpkop geen onregelmatigheden vertoont c.q. voldoende vlak is, omdat anders de bewerking onvoldoende resultaat oplevert.

5. Na het schuren van de kleppen kunnen alle onderdelen van het cilinderdeksel weer in elkaar worden gezet. Hierbij moet ervoor gezorgd worden dat deze goed ontdaan zijn van verontreinigingen van vooral schuurpasta en slijpsel.

Het reviseren van de in- en uitlaatkleppen van een motor zal ook bij de motoren die in museale gemalen staan opgesteld met enige regelmaat voorkomen. De handelingen die daarbij moeten worden verricht, zijn niet moeilijk en kunnen eenvoudig worden aangeleerd. Het is wel raadzaam om als men zichzelf niet vertrouwt een specialist te raadplegen of een eenmaal uitgevoerde revisie in detail te documenteren.

4.18 Aanzetten motor

4.18.1 Aanzetten van motoren

Omdat bij verbrandingsmotoren aan een arbeidsslag een compressieslag moet voorafgaan, moeten zij met behulp van uitwendige energie op gang worden gebracht. Omdat de brandstof bij een dieselmotor aan de gecompriëerde lucht moet ontsteken, waarvoor een hoge temperatuur nodig is, moet al bij het aanzetten de compressie voldoende snel gebeuren, zodat er zo weinig mogelijk warmte via de cilinderwanden naar het koelwater wordt afgevoerd en het verlies door lekkage langs de zuigerveren klein zal zijn.

De brandstof moet verder voldoende verstoven worden, wat bij een open (naadloze) verstuiver slechts mogelijk is als de plunjersnelheid en dus het toerental groot genoeg is.

Om deze redenen moet speciaal bij kleine motoren voordat de ingespoten brandstof zal ontsteken, op een tamelijk hoog toerental worden gebracht. Globaal bedraagt dit voor kleine snellopende motoren en lage temperaturen 100 à 200 omw/min respectievelijk bij motoren met directe insputting en bij voor- en luchtkamermotoren. Bij gebruik van een gloeidraad is aanlopen op brandstof bij lager toerental mogelijk. Grote dieselmotoren werken altijd met directe insputting en hebben bij een laag toerental al een voldoende hoge zuigersnelheid, daarom is hier een toerental van 30 omw/min omwentelingen al voldoende.

Omdat het draaimoment dat voor het aanzetten beschikbaar is meestal beperkt is, worden verbrandingsmotoren meestal onbelast aangezet. Bij gebruik van aanzetlucht met voldoende hoge druk is het aanzetten onder belasting minder bezwaarlijk. Bij de aandrijving van een centrifugaalpomp zal het tegenwerkend koppel klein zijn, terwijl generatoren pas bij het inschakelen om een groot koppel vragen en de motor dan al geruime tijd op toeren is. Bij dieselmotoren waar de waaier van de pomp is ondergedompeld of vjzelinstallaties ontkomen we niet aan een groot aanloopkoppel. Dat is een reden dat we de motoren hiervan meestal met lucht aanzetten. Ook wordt bij gemalen met een gesloten persleiding gewacht met evacueren tot de motor met een laag toerental voldoende warm is gedraaid.

Volgt uit de aard van het gedreven werktuig, dat al bij het aanlopen het tegenwerkend koppel groot is, dan wordt in de regel na het aanlopen pas de verbinding met de motor tot stand gebracht door middel van een wrijvingskoppeling. Dit zien we bij gemalen vaak toegepast bij de (nood)hulpwerktuigen, zoals compressoren en vacuümpompen.

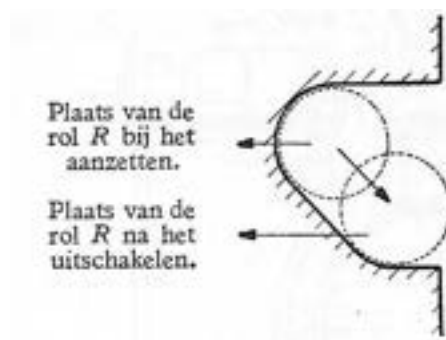
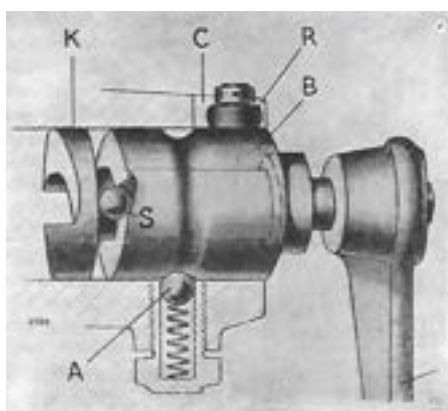
Manieren om een verbrandingsmotor aan te zetten, zijn:

- Met de hand
- Elektrisch
- Met druklucht
- Met de kinetische energie van een hulpmachine

4.18.2 Aanzetten met de hand

Het aanzetten met de hand is slechts mogelijk bij kleine machines tot een cilindermiddellijn van circa 120 mm, en dan niet meer dan vier cilinders. Motoren tot ongeveer 12 pk kunnen door een persoon met de hand aangezet worden, bij grotere motoren tot ongeveer 20 pk moet dit door personen worden gedaan. Een decompressie-inrichting kan het op gang brengen van de motor vergemakkelijken. De hand aanzetslinger moet automatisch worden uitgeschakeld als de motor op brandstof loopt, maar moet ook bij terugslag van de motor worden uitgeschakeld om verwonding te voorkomen bij het aanzetten.

Een dergelijke slinger noemen we een veiligheidsslinger, hieronder wordt een voorbeeld gegeven.

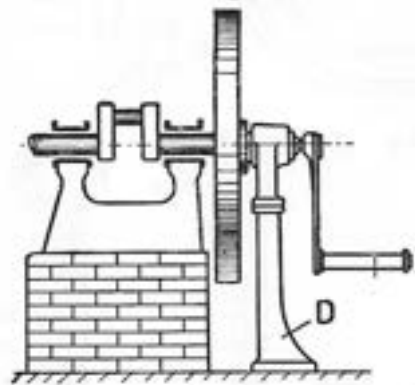
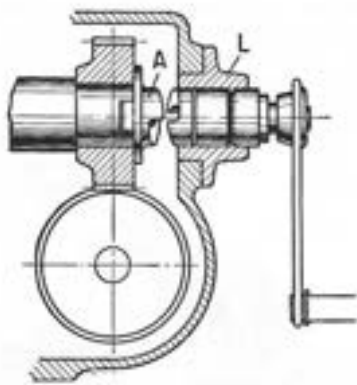


Bij het aanlopen in de normale draairichting wordt de aanzetslinger uitgeschakeld, doordat hij met de krukas door de eenzijdige meenemende klauwen K verbonden is, zodat bij het sneller vooruitdraaien van de motor de schuine vlakken van de koppeling langs elkaar glijden. De zwengel kan in de bus B draaien en in axiale zin verschuiven. Tussen K en B zijn twee kogels S aangebracht die rusten tegen een hellend vlak van de bus B waardoor deze alleen met de zwengel meedraait als de kruk in de verkeerde richting draait. Aan de bus B is met een pen de rol R bevestigd. Deze rol kan in de aan de motor bevestigde baan C bewegen. De plaats van de rol R en daarmee ook die van de daaraan bevestigde bus B wordt in de rechter figuur aangegeven. De bus B is voorzien van een groef waarmee met behulp van de kogel A en drukveer deze in de ruststand wordt gehouden, dus tijdens bedrijf en stilstand van de motor.

Bij het aanzetten schuiven we handmatig de onderdelen K, B en S zover naar links tot de klauwen K volledig in de overeenkomstige klauwen op de krukas grijpen. De kogel A wordt daarbij weggedrukt. Draait de krukas vlugger dan de zwengel, dan wordt K met daarmee verbonden zwengel-as teruggeschoven en het mechanisme ontgrendeld c.q. de verbinding met krukas verbroken.

Zodra echter de motor en dus ook de zwengel achteruit draait, neemt de kogel S de bus B mee. Bij het draaien in deze richting glijdt de rol R langs de schuine baan bij C en duwt de zwengel-as naar rechts waarmee het mechanisme wordt ontgrendeld, zagen we hiervoor.

De rolbaan C is een vast met het motorgestel verbonden onderdeel. Bij een gebruikelijke inrichting volgens onderstaande figuur is baan C in een aan het schroefwielhuis voor de nokkenasaandrijving bevestigde bus L aangebracht. Bevindt zich echter een vliegwiel of riemschijf tussen de motor en de riemschijf, zoals in de rechter figuur hieronder is aangegeven, dan moet hiervoor een aparte stoel worden opgesteld waaraan de baan C kan worden bevestigd. Het spreekt voor zich dat dit een tamelijk omslachtige constructie is.



Voorbeelden van de plaats van de aanzetslinger bij een motor

De veiligheidsaanzetslinger van Ossberger berust op een ander principe. Bij deze aanzetslinger, zie onderstaande figuur, wordt een bus, de actieve meenemer, door een verschuifbare staaf met nok aan de zwengelarm gekoppeld. Dit is het geval, als de greep van de slinger zich in de normale stand bevindt. Aan de greep is namelijk een nok aangebracht, die de staaf in de genoemde stand houdt. Wordt de zwengel vooruit gedraaid, dan blijft de nok aan de greep in de normale stand staan. De wrijving tussen de hand van de persoon die de motor aanzwengelt wil deze wel verdraaien, maar



dat kan niet omdat de nok tegen een aanslag stuit.

Draait de zwengel daarentegen door terugslaan van de motor in tegengestelde richting, dan werkt de wrijving van de hand en greep ook in tegengestelde richting. De greep met de daaraan bevestigde nok verdraaien zodat de staaf met de nok de actieve meenemer loslaat en de verbinding tussen de zwengel en de krukas wordt verbroken. Draait de krukas sneller dan de zwengel dan wordt, zoals bij alle aanzetslingers gebruikelijk is, de verbinding verbroken doordat de klauwen van de koppeling van schuine vlakken voorzien zijn.

Aanzetslinger van Ossberger

4.18.3 Elektrisch aanzetten

Een relatief moderne manier voor het aanzetten van kleine snellopende motoren is met behulp van een elektromotor. Maar boven 180 mm cilinderdiameter wordt elektrisch aanzetten weinig aangetroffen, omdat er dan te grote accu's nodig zijn voor het leveren van de elektrische energie. Het aanzetten gebeurt dan meestal met druklucht.

Behalve een gemakkelijke bediening heeft elektrisch aanzetten ook als voordeel dat wordt ontkomen aan de constructieve moeilijkheid die het plaatsen van de aanzetklep in een klein cilinderdeksel met zich meebrengt.

Het vliegwiel is voorzien van een tandkrans waaraan een rondsel kan worden gekoppeld, dat door een elektromotor wordt gedreven. Vanwege het grote draaimoment dat, vooral bij koude omstandigheden, voor het op gang brengen van de motor nodig is, moeten dergelijke aanzetmotoren een betrekkelijk groot vermogen kunnen ontwikkelen. De gebruikelijke klemspanning van de accu's bedraagt 12, maar meestal 24 volt, terwijl het vermogen 100 tot 150 Ah bedraagt. Afhankelijk van de accuspanning en uiteraard de soort en grootte van de motor bedraagt de opgenomen stroom van de elektromotoren tijdens het aanzetten (kortstondig) 500 à 1000 ampère, soms zelfs hoger. Dit verklaart de bij voorkeur korte en grote doorsnede van de kabels tussen de accu en de startmotor.

De accu's worden geladen door een dynamo die door de betreffende motor wordt aangedreven. Als het toerental te laag wordt, moet -om ontlading van de accu te voorkomen- de dynamo automatisch worden uitgeschakeld. Er zijn twee typen laadregelaars; dat zijn de mechanische en de elektronische. Allebei hebben hetzelfde doel; het aansturen van de dynamo. Bij de mechanische spanningsregelaar gebeurt dat met relais, bij de elektronische spanningsregelaar gebeurt dat met vaste elektronische componenten.

Bij de mechanische spanningsregelaar vindt de sturing plaats door middel van twee relais, soms ook met drie. Deze twee of drie relais worden ingesteld op spanning- en stroombegrenzing en/of beveiliging. We weten dat een 12 volt accu tot maximaal 14,5 volt geladen mag worden en daar zorgt het spanningsrelais voor dat deze waarde niet overschreden wordt. Hetzelfde geldt eigenlijk ook voor de stromen waarmee de accu geladen wordt. Bij het bereiken van de eindspanning van de accu zal automatisch de stroom terug geregeld worden.

Zowel mechanische als elektronische spanningsregelaars kunnen voor gelijkstroom- en voor wisselstroomdynamo's worden toegepast. Spanningsregelaars zijn te vinden in verschillende vormen en afmetingen.

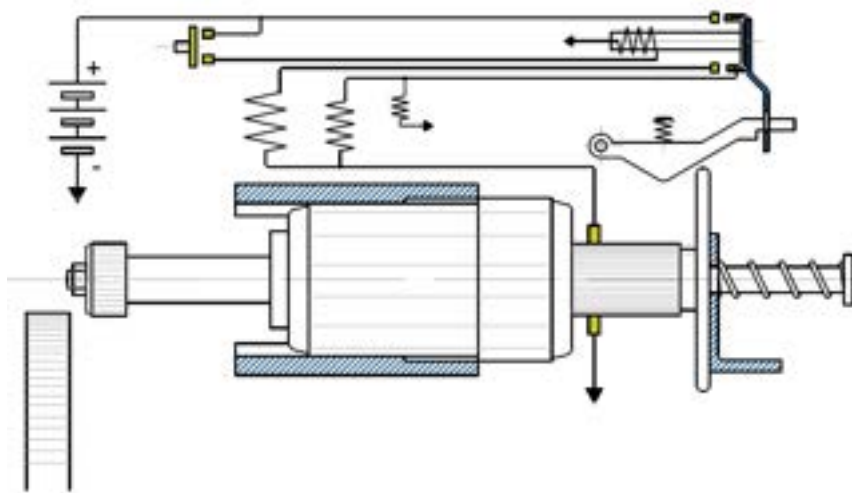


Het rondsel en het anker van de startmotor kunnen vast aan elkaar zijn verbonden. Een en ander zoals in de twee volgende figuren is aangegeven. In dat geval wordt bij het aanzetten het anker door het magnetische veld van de houdspoel in langsrichting verschoven en daarbij met behulp van de hulpwikkeling langzaam gedraaid. Dit bevordert het gemakkelijk koppelen van het rondsel met de tandkrans op het vliegwiël. Pas nadat dit is gebeurd, wordt de stroom naar de hoofdwikkeling van de motor automatisch ingeschakeld.

Het relais, rechtsboven in de tekening, is namelijk zodanig geconstrueerd dat de hoofdwikkeling van de startmotor pas van stroom wordt voorzien als het anker door een zogenaamde houdspoel in de ruimte onder de poolschoenen van de startmotor is getrokken.

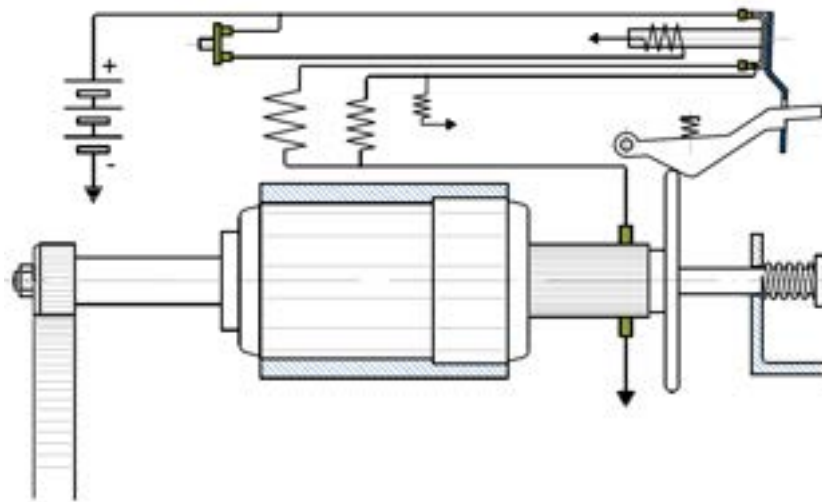
Nadat de motor loopt, wordt door de machinist de drukknop losgelaten en de stroomtoevoer naar de houdspoel, de hulp- en hoofdwikkeling van de startmotor verbroken en het anker met het rondsel door een veer weer teruggeschoven.

De startmotor is wat we in de elektrotechniek een seriemotor noemen. Dat wil zeggen dat de stroom die door de ankerwikkeling stroomt even groot is als die door de magneetwikkelingen. Deze bestaan daarom uit dik draad en behoeven slechts weinig wikkelingen te bezitten om een sterk magnetisch veld te kunnen vormen. Kenmerken van een dergelijke motor zijn het sterke aanloopkoppel en het hoge koppel dat bij een laag toerental door de motor wordt ontwikkeld, alsmede dat het toerental zich automatisch aanpast aan het gevraagde koppel. Een onhebbelijkheid van een dergelijk type motor is dat zij niet onbelast in werking mogen worden gesteld, bijvoorbeeld bij het testen tijdens een revisie, omdat de motor anders op hol slaat en explodeert.



Principe werking startmotor

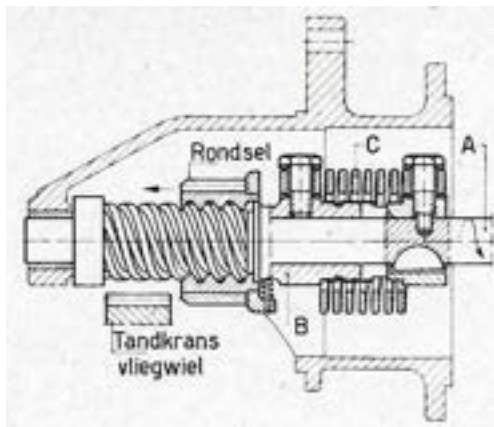
Ruststand. De houdspoel, hoofd- en hulpwikkeling zijn spanningsloos



Principe werking startmotor

Startstand. De houdspoel, hoofd- en hulpwikkeling zijn ingeschakeld

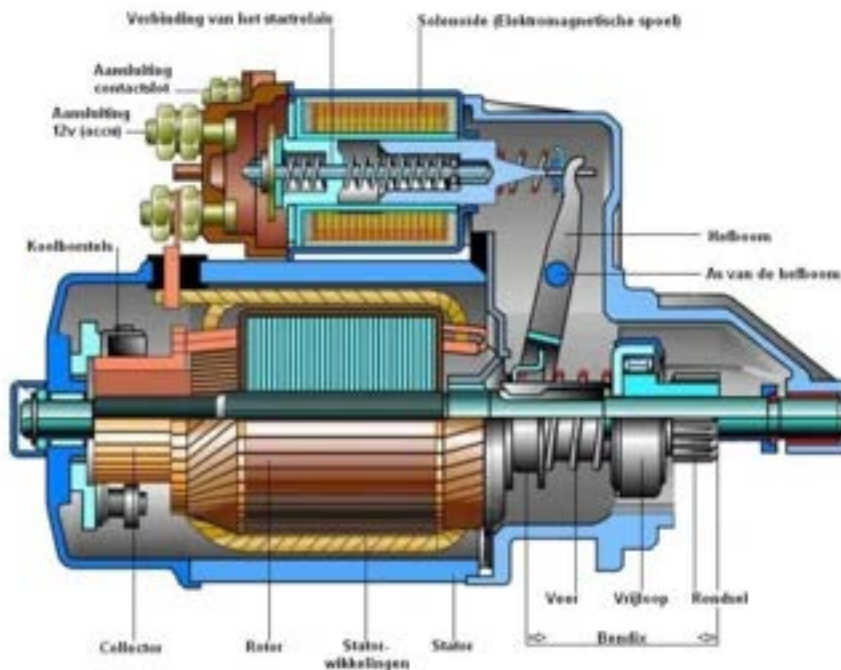
Een andere vaak toegepaste manier om het rondsel met de startkrans te verbinden, is met een zogenaamde Bendix koppeling waarvan in de volgende figuur de details te zien zijn. Het anker van de startmotor is hierbij niet verschuifbaar. De bus B, op de ankeras A en het rondsel echter zijn van een meergangige schroefdraad en daardoor grote spoed voorzien. Het rondsel waarvan het zwaartepunt buiten de hartlijn van de as valt, kan zich bewegen over de schroefdraad van bus B. Bij het aanzetten wordt direct de hoofdstroom van de startmotor ingeschakeld, het anker krijgt



zodoende een grote hoekversnelling. Wegens het massa-traagheidsmoment van het rondsel zal dit iets achterblijven, derhalve ten opzichte van de schroefdraad worden verschoven en met de tandkrans op het vliegwiel in aangrijping komen. Om te verhinderen dat daarbij een te grote stootkracht op de tanden ontstaat, is de bus B door middel van een (stijve) schroefveer C verbonden met de ankeras. Zodra de motor op brandstof loopt, wordt het rondsel door het vliegwiel gedreven waarbij het omgekeerde plaatsvindt. Het ontkoppelen gebeurt dus automatisch.

Bendix koppeling

Hieronder wordt een voorbeeld gegeven van een hedendaagse startmotor. Het rondsel is hier samen met een vrijlooppkoppeling verschuifbaar met de as van startmotor verbonden. Zodra het contactslot wordt omgedraaid en als gevolg daarvan het rondsel, met behulp van de elektromagneet met hefboom, volledig tussen de tanden van de startkrans op de verbrandingsmotor is geduwd, worden de stator- en rotorwikkelingen van de startmotor van stroom voorzien en komt deze in beweging.



Als de verbrandingsmotor vervolgens aanslaat, zal deze het rondsel aandrijven. De vrijlooppkoppeling zorgt ervoor dat de startmotor niet wordt aangedreven en deze als dynamo gaat werken.

De machinist moet zodra hij merkt dat de motor op brandstof loopt het veerbelaste contactslot loslaten waardoor het rondsel wordt teruggetrokken en de elektrische verbinding met de accu wordt verbroken.

4.18.3.1 Onderhoud elektrische machines

Startmotoren zijn net als de oude gelijkstroomdynamo's tamelijk onderhoudsgevoelig. Dit vanwege de slijtage van de collectoren en de koolborstels. De koolborstels moeten met enige regelmaat vervangen worden. Het slijpsel van de koolborstels vervuult het inwendige van de kleine machines en is bij de draaiende delen hiervan een bron voor slijtage. Het isolatiemateriaal, bij oude machines mica, tussen de lamellen van de collector slijt minder snel dan de van relatief zacht koper gemaakte lamellen en moet daarom met enige regelmaat worden weggezaagd. Gelijktijdig moet dan de collector worden vlak gedraaid en geschuurd. De lagers van deze elektrische machines bestaan meestal uit sinterbronzen bussen. De poriën van deze lagers zijn geïmpregneerd met olie en hoeven niet te worden nagesmeerd. De lagers moeten tijdig worden vervangen omdat anders het anker zichzelf, maar ook de poolschoenen, onherstelbaar beschadigt.

4.18.4 Aanzetten met druklucht

Grote motoren worden meestal met druklucht gestart. Deze zogenaamde aanzetlucht heeft een druk tot 30 kg/cm². Voor het aanzetten van een warme motor is 10 kg/cm² nog voldoende.

De aanzetlucht wordt in voorraad gehouden in luchtvaten. De inhoud van het vat voor motoren bij gemalen moet voldoende zijn om de motor een aantal keren te kunnen starten zonder dat er lucht bijgepompt hoeft te worden. Met name bij gemalen waar geen apart aangedreven luchtcompressor aanwezig is en één van de cilinders of een aangehangen compressor voor de compressie van de startlucht zorgdraagt, is dit van belang. Bij museale gemalen is in veel gevallen voor de compressie van startlucht een aparte door een kleine hulpmotor of elektromotor aangedreven compressor aanwezig (zie hiervoor ook de paragraaf over luchtcompressoren).

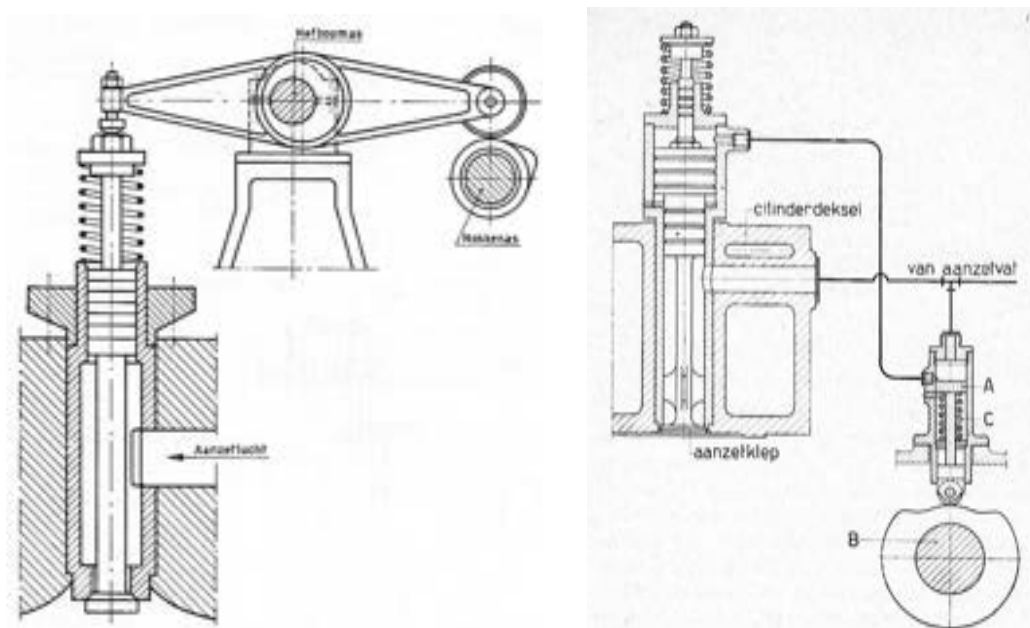
Via een aanzetklep in het cilinderdeksel wordt enkele graden na het bovenste, of bij een horizontaal opgestelde motor het binnenste dode punt, tijdens de arbeidsslag, aanzetlucht in de cilinder toegelaten. De betrekkelijk hoge druk op de zuiger brengt de motor in beweging. Zodra bij een tweetaktmotor de uitlaatpoorten of bij een viertaktmotor één of meer uitlaatkleppen openen, ontwijkt de lucht uit de cilinder. Om aanzetlucht te besparen, sluit de aanzetklep vóór dat tijdstip. Na enige slagen is de zuigersnelheid zo groot dat de eindtemperatuur van de compressie voldoende hoog is om de ingespoten brandstof te doen ontsteken. Een nadeel van het aanzetten met druklucht is de temperatuurdaling in de cilinder als gevolg van de expansie van de druklucht. Een eenvoudige berekening leert dat lucht met een temperatuur van 15 °C bij een drukval in de cilinder van 20 kg/cm² daalt tot ongeveer -11 °C. Bij motoren die korte tijd na het stoppen opnieuw worden opgestart, kan dit tot extra hoge temperatuurspanningen in het cilindermateriaal leiden en tot scheuren in de wanden van de verbrandingsruimte.

Motoren worden ook wel op gang gebracht met een luchtmotortje voorzien van een rondsel dat op de tandkrans van het vliegwiel werkt. Een en ander is te vergelijken met de hiervoor besproken elektrische startinrichting. Behalve dat het hiervoor genoemde bezwaar van de snelle temperatuurdaling dan niet optreedt, vervallen ook de aanzetkleppen met de bijbehorende bedieningsapparatuur. Bovendien is de motor, onafhankelijk van het cilinderaantal, uit alle krukstanden aanzetbaar.

Omdat bij viertaktmotoren toch een nokkenas voor het bedienen van de in- en uitlaatkleppen aanwezig is, is het gebruikelijk om bij deze machines de beweging van de aanzetkleppen met een nok, hefboom en eventueel stootstang van deze nokkenas af te leiden.

Bij sommige motoren wordt de beweging van de aanzetklep afgeleid van de brandstofnok. Dit systeem is onder andere toegepast door Werkspoor bij een aantal motortypes van deze fabrikant. De aanzetklep wordt mechanisch bewogen door middel van een nok en een hefboom, of pneumatisch waarbij voor de bediening gebruik wordt gemaakt van een stuurschuif.

Het grote voordeel van het relatief moderne pneumatische bedieningssysteem is de grote constructievrijheid voor de plaats van de nokkenas en de aanzetklep. Beide werkingsprincipes worden in de figuur hieronder weergegeven en daarna toegelicht.



Werkingsprincipes mechanisch (links) en pneumatisch (rechts) bewogen aanzetklep

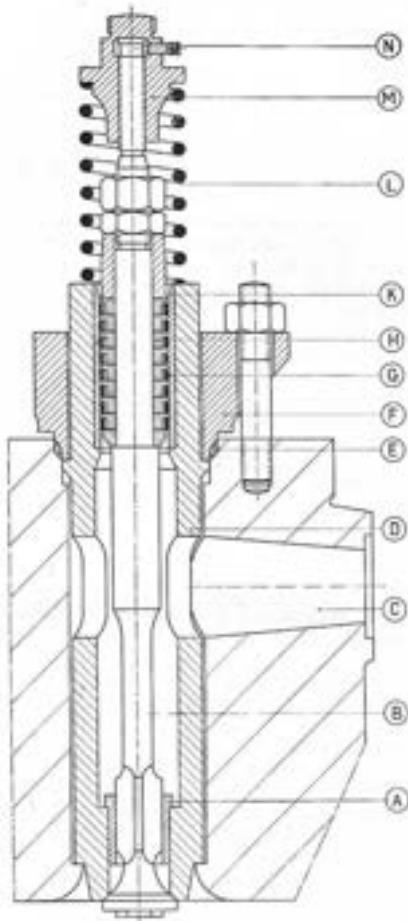
4.18.4.1 Mechanisch bewogen aanzetklep

Het gietijzeren klephuis D in de linker figuur van de volgende afbeelding van een mechanisch bewogen aanzetklep sluit met een geslepen pasrand in het cilinderdeksel. In het huis bevindt zich de naar binnen opende klep B geleid door klepvleugels die passen in een verwisselbare bus A. Aan de bovenzijde vindt de klepstangeleiding plaats door een uit ringen H opgebouwde zuiger in een leibus K. De klep wordt op de zitting aangetrokken door de uitwendig aangebrachte veer L, aangeschroefd door het drukstuk M. Het drukstuk wordt in de juiste stand geborgd door de borgbout N, die in een dunner gedraaid gedeelte van de klepstang valt.

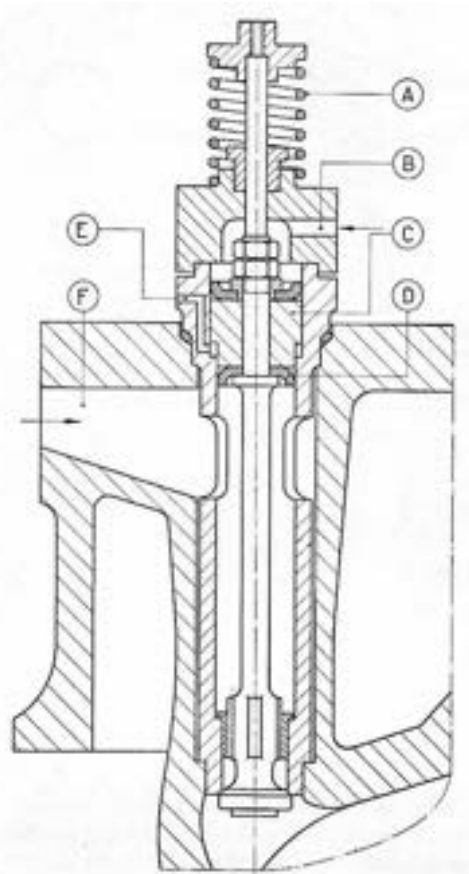
De aanzetlucht wordt onder een druk van circa 25 kg/cm² toegelaten bij C. De inwendige diameter van bus K is even groot als die van het dragende gedeelte van de klep, zodat de klep van de luchtdruk is ontlast en niet door de aanzetlucht in dit gedeelte kan worden geopend. Luchtlekkage wordt voorkomen door de acht Ramsbottom zuigerveertjes tussen de ringen H. Het drukstuk F is met een pakkingring F op het cilinderdeksel afgedicht.

Een gewone pakkingbus met zachte pakking passen we niet toe om te voorkomen dat de klep, na geopend te zijn, niet meer door de drukveer kan worden gesloten.

Dit gevaar is niet ondenkbaar omdat de aanzetklep, in tegenstelling tot andere kleppen, soms geruime tijd achtereen niet wordt gebruikt en in de pakkingbus zou klemmen. Ook het te sterk aanhalen van het pakkingdrukstuk kan tot een dergelijke storing leiden.



Mechanisch bediende aanzetklep



Pneumatisch bediende aanzetklep

4.18.4.2 Pneumatisch bediende aanzetklep

Aanzetkleppen worden ook vaak door middel van samengeperste lucht geopend. Een voorbeeld hiervan wordt in de rechter figuur van bovenstaande afbeelding weergegeven. Een dergelijke klep wordt op de zitting aangetrokken door de veer A. De klepstang draagt een zuiger C voorzien van twee leren manchetten. Het onderste deel van de zuiger heeft dezelfde diameter als de klepschotel zodat de klep is ontlast van de bij F binnentredende aanzetlucht. Het bovenste gedeelte van de zuiger heeft een grotere diameter dan het onderste gedeelte. Wanneer dan ook door opening B aanzetlucht boven de zuiger wordt toegelaten, wordt de aanzetklep opengedrukt. Langs de zuiger lekkende lucht kan door de opening E naar de buitenlucht ontsnappen. Mocht de druk in de motorcilinder zo hoog worden, bijvoorbeeld als gevolg van een ontijdige ontbranding, dat de kracht naar boven groter wordt dan de kracht naar beneden, dan zal de klep tegen de druk in van de aanzetlucht sluiten. Hiermee wordt voorkomen dat hete gassen in de aanzetluchtleiding worden geperst en daar een explosie veroorzaken.

Zijn de diameters van de klepzuiger en de veerdruk goed gekozen, dan zal de aanzetklep niet openen als de druk in de in de motorcilinder hoger is dan de druk in de aanzetluchtleiding.

Bij motoren die met dergelijke aanzetkleppen zijn uitgerust, kan dus bij het aanzetten met lucht ook brandstof worden ingespoten. Nadat de motor met aanzetlucht in beweging is gezet, zal er verbranding optreden waardoor de druk belangrijk boven de druk van de aanzetlucht stijgt en deze sluit. Na enige expansie zal de druk in de cilinder tot het punt A in de hierna afgebeelde grafiek gedaald zijn tot de druk van de aanzetlucht. Pas dan zal de klep weer openen.

Met zo weinig mogelijk lucht wordt op deze wijze een groot diagramoppervlak verkregen en dus veel aanzetenergie verkregen. Behalve dat dit besparing van aanzetlucht met zich meebrengt, is de motor ook sneller op gang.

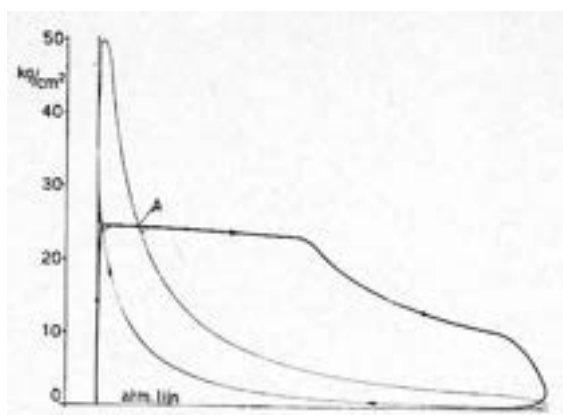


Diagram van het aanzetten met lucht en gelijktijdig verbranden van brandstof

De aanzetklep opent wanneer de kruk 3° door top of binnenste dode punt is gedraaid en moet weer zijn gesloten voordat de uitlaatklep open gaat of zoals bij een tweetaktmotor de uitlaatpoorten worden ontsloten. De uitlaat begint bij een viertaktmotor 40° voor bodem of 140° na top. De aanzetboog kunnen we daarom niet groter dan bijvoorbeeld 135° nemen. De aanzetbogen moeten elkaar ongeveer 5° overlappen. Omdat het arbeidsproces van een viertaktmotor 720° duurt, moeten er ten minste $720^\circ / 130^\circ = 5,5$ aanzetperioden zijn om de motor uit alle standen van de kruk aan te kunnen zetten. Een viertaktmotor heeft hiervoor dus zes cilinders nodig.

Voor een tweetaktmotor gelden dezelfde motieven, maar voor de aanzetboog kan slechts 110° worden genomen. Dan wordt dit $360^\circ / 110^\circ = 3,3$ aanzetperioden of vier cilinders.

Is het aantal cilinders bij een viertaktmotor groter dan 6 of bij een tweetaktmotor groter dan 4, dan wordt de aanzetboog kleiner genomen en benutten we ook de expansie van de toegevoerde aanzetlucht.

Bij landmachines voorzien we vaak uit kostenoverweging slechts de helft of soms nog minder van het aantal cilinders van een aanzetklep. Bij het aanzetten moet de motor dan in de voor het aanzetten juiste stand worden getornd. Op het vliegwiel is hiervoor een gradenverdeling aangebracht die correspondeert met een vast aan de motor aangebrachte aanwijzer. Ook zijn de top- en bodemposities van de zuigers van elke cilinder op het vliegwiel aangegeven. Voor het aanzetten tornen we dus net zolang tot er een zuiger in top staat waarvan het cilinderdeksel met een aanzetklep is uitgerust. Bij een viertaktmotor met één keer per 720° een arbeidsslag, moeten we controleren of de brandstofpomp (streepje op de plunjer) gelicht staat. Is dit niet het geval, dan moeten we nog 360° verder tornen of een andere cilinder kiezen waarbij dat wel het geval is.

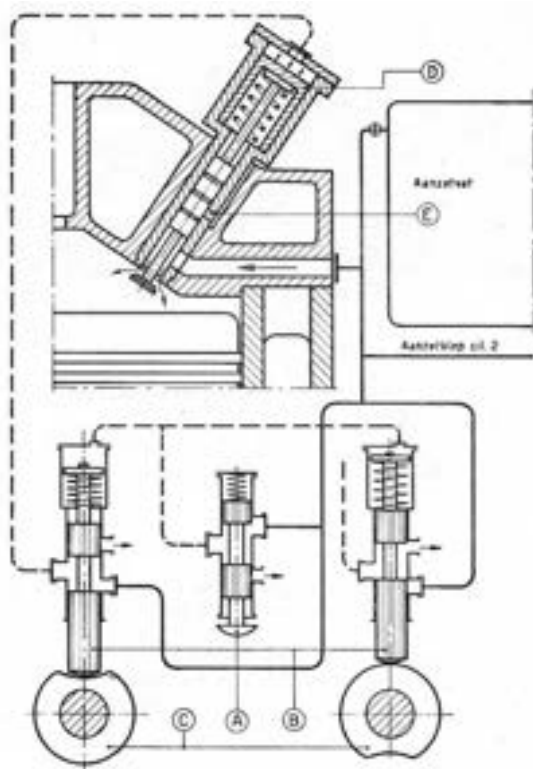
4.18.5 Pneumatische aanzetinrichting

Elke motorfabrikant heeft in de loop van de tijd bijna voor elk type motor wel een aanzetinrichting ontwikkeld. Omdat het ondoenlijk is deze allemaal in deze Leidraad aan bod te laten komen, wordt hier slechts één voorbeeld behandeld.

Op de volgende bladzijde is een schema afgedrukt van een pneumatische aanzetinrichting voor een tweetakmotor met twee cilinders.

Elke cilinder heeft in het cilinderdeksel een pneumatische aanzetklep. Voordat we de motor aanzetten, tornen we de motor in de goede draairichting in een zodanige stand dat één van de twee cilinders 3° door de topstand is gegaan. De aanzetlucht kan na het openen van de afsluiter op het aanzetluchtvat, naar de beide klephuizen (waarvan er één is getekend) stromen. De aanzetkleppen openen niet, omdat ze gebalanceerd zijn en door een veer op de zitting aangetrokken worden gehouden.

Tegelijkertijd stroom er ook lucht naar de aanzetknop A en wanneer deze ingedrukt is -dit is in de figuur het geval- ook boven twee stuur- of luchtregelschuijfes B. De taak van deze stuurschuijfes is op het juiste ogenblik lucht toelaten boven het zuigertje D van de bijbehorende aanzetklep en deze weer te laten ontsnappen als de motor ongeveer 60% van zijn slag heeft afgelegd. De aanzetkleppen worden door deze lucht geopend en als deze ontsnapt is door de schroefveer weer gesloten.



Schema pneumatische aanzetinrichting

De stuurschuifjes worden bewogen door nokken op het asje C dat zelf zijn beweging aan de krukas ontleent. Deze stuurschuifjes en de bijbehorende nokken staan hier naast elkaar getekend, maar zijn in werkelijkheid achter elkaar opgesteld. De nokken kunnen ook onderdeel zijn van de langs de motor opgestelde nokkenas met de nokken voor in- en uitlaatkleppen.

Wanneer de motor niet wordt aangezet, zijn de schuifjes door een veer zover opgetrokken dat ze niet door de nokken worden geraakt. In dat geval staat de ruimte boven de aanzetklepzuigertjes alleen in verbinding met de buitenlucht en blijven de aanzetkleppen gesloten.

Wordt de aanzetknop ingedrukt, dan bewegen de schuifjes zich tegen de veerdruk in naar beneden totdat ze de daaronder gelegen nok raken. Staat de nok in de stand die voor het linkse schuifje is aangegeven, dan opent de bijbehorende aanzetklep, terwijl bij de stand die rechts is getekend, de aanzetklep gesloten blijft. Zodra de motor in beweging komt en de aanzetknop blijft ingedrukt, zullen beide cilinders om beurten aanzetlucht toegevoerd krijgen. Wordt de aanzetknop losgelaten, dan drukt de schroefveer hem naar buiten. De samengeperste lucht kan niet meer boven de stuurschuiven komen, terwijl de ruimte boven de schuiven in verbinding wordt gebracht met de buitenlucht. De schroefveren trekken de schuifjes omhoog waardoor ook de ruimte boven de zuigertjes van de aanzetkleppen wordt ontluicht en de kleppen -voor zover dit al niet het geval was- door de schroefveren tegen de zitting worden getrokken. De motor draait nu op brandstof verder. Lucht die langs de zuiger of klepsteel lekt, kan halverwege de klepsteel via de opening E ontsnappen waarmee wordt voorkomen dat de klep niet opent op het daarvoor bedoelde moment. De brandstoftoevoer wordt met de startknop geïntegreerd of apart met een hendel tijdens het aanzetten geregeld.

Motoren voor de aandrijving van de opvoerwerktuigen bij gemalen laten we meestal onbelast aanlopen en deze draaien warm bij een tamelijk laag toerental. Bij een motor waar de brandstoftoevoer en het starten met dezelfde hendel wordt uitgevoerd, vereist dit enige geoefendheid van de machinist om de motor met een laag stationair toerental aan te laten lopen en warm te draaien. Met een aparte brandstofhendel is dat eenvoudiger, omdat die voor het starten van de motor op een gewenste stand wordt ingesteld. Dit is een stand die men door ervaring heeft opgedaan.

4.18.6 Decompressie

Om het handmatig op gang brengen van een motor zo snel en gemakkelijk mogelijk te laten gebeuren, wordt vaak bij kleine type motoren gedurende de eerste zuigerslagen met een sterk verminderde eindcompressiedruk gewerkt. Bij viertaktmotoren kunnen we hierbij de inlaatklep tot ongeveer de helft van de compressieslag geopend houden. Dit is te bereiken met behulp van een decompressienok die de lichtduur van de inlaatklep beïnvloedt. Men kan ook, zoals bij tweetaktmotoren wel wordt toegepast, een decompressieklep in het cilinderdeksel toepassen. Ook de uitlaatklep van een motor kan als zodanig dienst doen. Pas als het toerental van de motor groot genoeg is, wordt de decompressie opgeheven waarna op brandstof wordt overgeschakeld en de motor zal aanslaan.

4.18.7 Hulpmiddelen ter bevordering van de ontsteking van de brandstof bij het aanzetten

Bij het ontsteken van de brandstof aan de gecompriëerde lucht moet deze een voldoende hoge temperatuur hebben. Bij het aanzetten van een koude motor is de temperatuur na de compressie

bij motoren met een voorwervel- of luchtkamer meestal te laag. Omdat bij het aanzetten de zuigersnelheid aanvankelijk klein is, is er meer tijd voor warmteafgifte van de lucht naar de gekoelde wanden, alsmede voor lekkage van lucht langs de zuigerveren, dan als de motor bij het nominale toerental draait. Bij motoren met directe inspuiting is al bij het aanlopen deze temperatuur na de compressie al voldoende hoog om de brandstof tot ontsteking te brengen. Bij motoren met een voorwervel- of luchtkamer is echter het afkoelend oppervlak van de verbrandingskamer groot. Bovendien werken deze machines in de regel met een lagere inspuitdruk, bijvoorbeeld 80 kg/cm². De verstuiving van de brandstof is dan ook minder goed, waardoor de brandstof minder makkelijk tot ontsteking komt. Daarom hebben deze motoren meestal een hulpmiddel om de eerste ontstekingen in te leiden. Hebben enige ontstekingen plaats gehad, dan is de temperatuur voldoende om de brandstof aan de gecomprimeerde lucht te doen ontsteken.

Als hulpmiddel voor de ontsteking vinden toepassing:

- Een lont
- Een elektrisch verhitte gloeidraad
- Vergroten van de compressieverhouding
- Het richten van de brandstofstraal op een kern van warme lucht
- Voorverwarmen van de aangezogen lucht
- Gebruik van licht ontvlambare brandstof bij het aanlopen
- Voorverwarmen van de motor met warm koelwater.

Deze mogelijkheden worden hierna achtereenvolgens besproken.

4.18.7.1 Lont

Dit middel wordt het meest bij stationaire motoren gebruikt. In het cilinderdeksel bevindt zich een lonthouder die met een zogenaamde bajonetsluiting in het deksel bevestigd wordt. De lonthouder is daardoor makkelijk en snel in en uit het cilinderdeksel te nemen voor het aanbrengen van het lont. Voor het aanzetten wordt daarin een sigareetvormige lont gestoken, die met een brandende lucifer tot gloeien wordt gebracht. Er bestaan ook lonten -zoals hiernaast afgebeeld- die als gevolg



van de compressie en hoge temperatuur uit zichzelf tot gloeien komen. De verbrandingsresten van het lont worden tijdens bedrijf met de uitlaatgassen afgevoerd.

De lonten bestaan uit samengeperst katoenpluksel die aan één zijde zijn gedrenkt in rode fosfor. De fosfor ontsteekt bij temperatuurverhoging als gevolg van de compressie. De rode kleur van de fosfor aan een zijde van het lont is een aanwijzing voor het op de juiste manier in de houder plaatsen; namelijk met het rode gedeelte naar buiten.

Voorbeeld van zelf ontstekende lonten

4.18.7.2 Gloeidraad

Bij niet-stationaire motoren is het gebruik van een lont bezwaarlijk en wordt een gloeidraad of gloeibougie gebruikt. Meestal is deze gloeidraad schroefvormig gewonden en ondergebracht in



behuizing die lijkt op die van een bougie. Met behulp van een elektrische stroom die erdoorheen wordt geleid, wordt de draad gloeiend. Om het spoedig stuk gaan van de draad tegen te gaan -bijvoorbeeld door trillen- te voorkomen, is de draad kort en voldoende dik. De spanning kan daarom zeer laag zijn, bijvoorbeeld 2 volt. De gloeidraad behoort buiten het bereik van de brandstofstraal te liggen.

Gloeibougie open constructie

De modernere uitvoering van de gloeibougie is in een metalen buisje ondergebracht en is daardoor beter bestand tegen het verbranden van de spiraal. Deze gloeibougie, ook wel gloeistift genoemd, bestaat uit een gloeispiraal en een regelspiraal. Deze onderdelen bevinden zich in de gloeibuis.



Gloeibougie gesloten constructie

De gloeibuis gaat gloeien door de warmteafgifte van de gloeispiraal. Op het moment dat de sleutel van het contactslot wordt omgedraaid, gaat er gelijk een hoge stroomstoot door de dan nog koude bougie. Binnen een aantal seconden kan er een hoge temperatuur worden behaald. Naarmate de motor warmer wordt, neemt de stroom af. Vervolgens wordt er een constante temperatuur aangehouden.

4.18.7.3 Vergroten van de compressieverhouding

Sommige motoren zijn zodanig ingericht, dat bij het aanzetten de compressieverhouding ϵ groter is dan wanneer deze in bedrijf is. Hierdoor wordt ook bij koude motor de temperatuur voldoende hoog om de brandstof aan de lucht zonder verdere hulpmiddelen te laten ontsteken. Werken we continu met een grote compressieverhouding, dan wordt daarbij ook de verbrandingsdruk hoog.

De vergelijking voor de compressieverhouding ϵ (epsilon) luidt:

$$\epsilon = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$

Hierbij geldt:

V_s = slagvolume

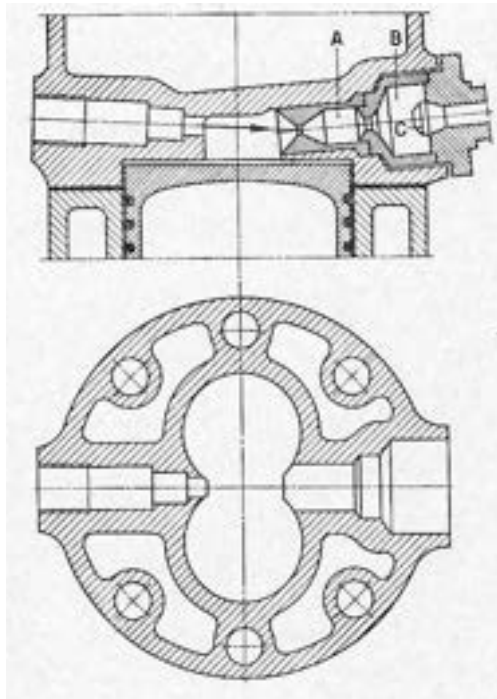
V_c = volume compressieruimte

Zijn T_1 en T_2 de absolute temperaturen, respectievelijk voor en na compressie, dan volgt uit de wet van Poisson:

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{n-1} \text{ [K]}$$

Voor de polytroom n van de compressie in deze vergelijking mag 1,35 à 1,37 worden genomen.

Bij het eerder in deze Leidraad behandelde luchtkamersysteem van Lanova, zie de afbeelding hierna, kan voor het verkleinen van de compressieruimte, één van de beide luchtkamers worden afgesloten en daarmee de compressieverhouding ϵ vergroten. In de afbeelding wordt de luchtkamer B afgesloten met de klep B.



Bij motoren van het fabricaat Lister is de normale compressieverhouding $\epsilon = 15$, na het afsluiten van een kamer is $\epsilon = 19$.

Als voor de aangezogen lucht een temperatuur van 15°C wordt aangenomen, dan kan voor deze motor als volgt de temperatuur van de gecomprimeerde lucht voor en na het afsluiten van een luchtkamer worden berekend:

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{n-1} = 288 \cdot 15^{(1,37-1)} = 784 \text{ [K] of } 511[^\circ\text{C}]$$

En

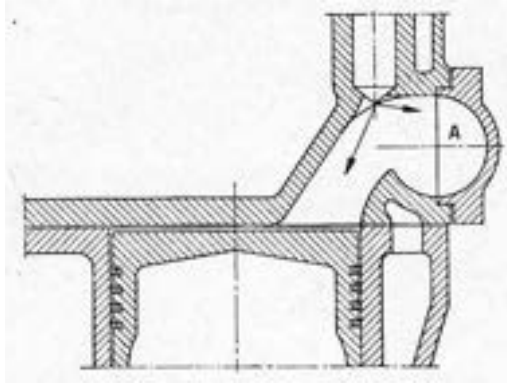
$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{n-1} = 288 \cdot 19^{(1,37-1)} = 856 \text{ [K] of } 583^\circ \text{C}$$

Dit betekent dat door het afsluiten van een kamer tijdens het aanzetten een temperatuurverhoging van ongeveer 72°C kan worden bereikt.

Verbrandingsruimte Lanova-motor

4.18.7.4 Het richten van de brandstofstraal op de kern van warme lucht

Bij de wervelkamer volgens de volgende figuur van de Perkins motor wordt één van de beide brandstofstralen op de hete luchtkern in de cilinder gericht. De temperatuur daarvan is voldoende hoog om de ontsteking van de brandstof in te leiden.



Verbrandingsruimte Perkins motor

4.18.7.5 Voorwarmen van de aangezogen lucht

Uit de wet van Poisson volgt dat de temperatuur T_2 na de compressie recht evenredig is met de temperatuur T_1 , die de lucht heeft bij het begin van de compressieslag. De temperatuur T_2 kan dus worden verhoogd door de aangezogen lucht te verwarmen, bijvoorbeeld door middel van een elektrische voorwarmer. Zelfs bij lage temperatuur van de buitenlucht loopt de motor dan zonder gloeispiraal of lont op brandstof aan.

Bij de Ganz-Jendrassik voorkamermotor past men een bijzondere methode toe om de temperatuur van de verbrandingslucht voor de compressie te verhogen. De inlaatklep wordt bij deze motor gesloten gehouden tot tegen het einde van de zuigslag, zodat een vacuüm in de cilinder ontstaat. Opent daarna de inlaat, dan zal de snel naar binnen stromende lucht in temperatuur stijgen. Dit verschijnsel is te vergelijken met het comprimeren van lucht waarbij ook de lucht stijgt in temperatuur. Zou de cilinder voor die instroming luchtdig zijn, dan zal de absolute temperatuur van de aangezogen lucht 1,4 keer in temperatuur stijgen. Dit betekent bijvoorbeeld dat buitenlucht met een temperatuur van 0 °C in theorie met deze methode tot ongeveer 110 °C stijgt. In werkelijkheid zal de temperatuur minder sterk stijgen, maar hoog genoeg om dit type motor zelfs bij vriezend weer probleemloos aan te zetten, zo blijkt in de praktijk.

4.18.7.6 Het gebruik van licht ontvlambare brandstof

Het gebruik van licht ontvlambare brandstof is ook een methode om snel op brandstof aanlopen van de motor te bevorderen. Bij het aanlopen gebruiken we bijvoorbeeld benzine. Om voortijdige zelfontsteking te voorkomen, maken we dan tijdelijk de compressieverhouding kleiner, bijvoorbeeld door met behulp van een klep de kompressieruimte in verbinding te brengen met een hulpruimte.

4.18.7.7 Voorverwarmen van de machine met warm koelwater

Voorverwarmen van het koelwater is ook een middel om een voldoende hoge temperatuur na de compressie te krijgen.

We laten hierbij koelwater van een werkende motor door de koelruimten van de cilinder en het cilinderdeksel stromen of, wat bij de aandrijving van gemalen veelal wordt toegepast, we plaatsen een met een thermostaat geregeld elektrisch verwarmingselement in een stijgleiding van het koelwatersysteem. De thermosyphonwerking zorgt dan voor de circulatie van het warme water door de motor. Sommige motoren in gemalen zijn voor dit doel uitgerust met een apart verwarmingssysteem met circulatiepomp dat is aangesloten op het koelsysteem van de motor. Alle gemaalinstallaties zijn beschermd tegen vorst door middel van vroeger een kachel en tegenwoordig een gasgestookte verwarmingsinstallatie of elektrische plaatradiatoren. Deze verwarmingsinstallaties dragen bij aan het op temperatuur houden van de motoren in de betreffende gemaalgebouwen en als gevolg daarvan het snel kunnen opstarten van de machines.

4.19 Smering van de motor

4.19.1 Smering van de motor

Over de smering van de bewegende motoronderdelen wordt in deze Leidraad op verschillende plaatsen gesproken. Omdat deze Leidraad ook bedoeld is voor oude motoren uit de tijd dat de smeersystemen en de smeermiddelen nog in de kinderschoenen van hun ontwikkeling stonden, wordt hier op een aantal aspecten extra aandacht besteed.

De smering van alle draagvlakken van de bewegende delen van een motor is van groot belang. Bij onvoldoende smering ontstaan er verhoogde slijtage en verlies aan vermogen door wrijving. In ernstige gevallen raakt de motor defect met als gevolg hoge onderhoudskosten en soms zelfs de onmogelijkheid de motor weer in bedrijf te stellen, omdat de onderdelen niet meer zijn te leveren of opnieuw aan te maken. Het doel van smering is om de wrijving tussen twee elkaar rakende en langs elkaar bewegende voorwerpen te verminderen.

We veronderstellen dat twee vlakke metalen voorwerpen, zie de figuur hieronder, elkaar raken en dat het bovenste voorwerp langs het onderste wordt bewogen volgens de pijlrichting, dan zouden we kunnen denken dat hier geen wrijving optreedt als de raakvlakken gepolijst zijn. Niets is minder waar, omdat deze vlakken als we ze sterk vergroten een groot aantal microscopische oneffenheden vertonen. Een en ander staat weergegeven op de twee rechter afbeeldingen. Bij de beweging van het ene deel langs het andere grijpen deze oneffenheden gedeeltelijk in elkaar en bieden vooral aan het begin een grote weerstand. Het ene voorwerp wordt opgetild, zodat als de beweging eenmaal tot stand is gekomen de weerstand minder groot is dan aan het begin. Sommige uitsteeksels breken ruw af, waardoor slijtage optreedt.



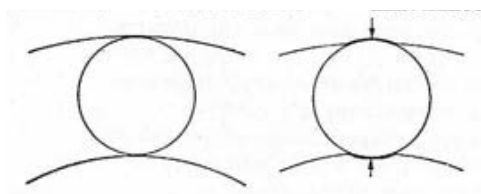
Principe van slepende wrijving

Het eerste doel is nu om tussen de voorwerpen een vloeistof (smeerolie) of een plastische stof (smeervet) aan te brengen, waardoor de oppervlakken vergenoeg van elkaar worden gescheiden om direct contact te voorkomen. We noemen de tussenliggende laag de smeerfilm. Als deze laag zo dik is dat de voorwerpen elkaar niet raken, dan spreken we van een volle vloeistofsmering of volle filmsmering. Dat is bijvoorbeeld het geval wanneer door de beweging van de voorwerpen die tussen de oppervlakken wordt getrokken en door de stand van de vlakken een wigvormige smeerfilm ontstaat, waarin een grote hydraulische druk kan optreden.

Wanneer er geen volledige vloeistofsmering kan optreden, hecht het smeermiddel zich slecht aan de oppervlakken en ontstaat er een smeerfilm van een zeer geringe dikte, zodat de oneffenheden elkaar blijven raken en de vloeistof wel de weerstand vermindert, maar de slijtage niet wordt voorkomen. We noemen dit halve vloeistofsmering of ook wel grenssmering.

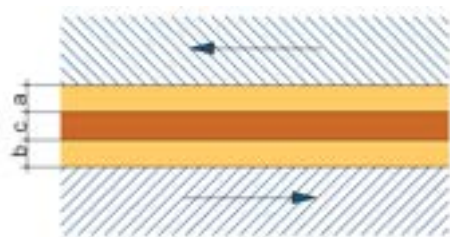
In het voorgaande was sprake van voorwerpen die langs elkaar slepen zodat er slepende wrijving ontstaat. Bij rol en kogellagers is de toestand geheel anders. De kogels hebben theoretisch een punt en de rollen een lijn gemeen met de oppervlakken waarop ze dragen, zoals met de figuur hieronder wordt aangegeven. Wanneer er geen kracht wordt uitgeoefend op het lager is dat inderdaad het geval. Bij de beweging treedt dan vrijwel geen wrijving op. Als het lager wordt belast, verandert de punt in een lijn, echter door de vormverandering van het materiaal in vlakjes, zodat er bij de beweging slip en wrijving optreden. Evenwel in veel mindere mate dan bij slepende wrijving. We spreken dan van rollende wrijving.

De smeerolie heeft hier in de eerste plaats tot doel, de goed gepolijste vlakken te omhullen en zo te beschermen tegen roesten, en verder om de wrijving die bij het slippen optreedt, te verminderen.



Principe van rollende wrijving

Het grondbeginsel van elke smering is dus het vervangen van de grote wrijving bij het over elkaar bewegen van metaaloppervlakken door de zeer geringe weerstand bij de beweging van vloeistofdeeltjes ten opzichte van elkaar.



Tussen twee gesmeerde oppervlakken vormt zich namelijk een, meestal uiterst dunne, vloeistoflaag (zie de figuur hiernaast) waarvan de begrenzendende lagen a en b zich aan de glijdende oppervlakken hebben gehecht en de beweging ervan meemaken. De eigenlijke glijding heeft dus plaats op het grensvlak c in de vloeistof.

Smeeroliefilm tussen glijdende vlakken

In verband met het bovenstaande ontleent smeerolie haar bruikbaarheid aan drie eigenschappen:

- haar sterke adhesie of hechttingsvermogen aan metaaloppervlakken, waarmee zij in aanraking komt
- haar dikvloeibaarheid of viscositeit, waardoor zij zich niet door de belasting tussen de smeervlakken laat wegpersen
- haar geringe inwendige wrijving, met andere woorden de geringe weerstand waarmee de vloeistoflaagjes over elkaar bewegen.

De tegenwoordig in de handel voorkomende smeeroliesoorten bezitten de hierboven genoemde eigenschappen in verschillende mate en zijn daardoor elk voor één bepaald doel aangewezen.

Lichte assen, die lopen met grote omwentelingssnelheid in nauwsluitende draaipunten, worden bijvoorbeeld met dun vloeibare olie gesmeerd. Grote en zwaarbelaste assen daarentegen, vragen een dik vloeibaar smeermiddel. De vloeibaarheid van elke oliesoort is verschillend, en verandert daarenboven met de temperatuur. Op de eigenschappen van de smeeroilie en op de eisen die eraan gesteld moeten worden, komen we later in deze Leidraad bij smeermiddelen terug.

De huidige motoren vereisen voor de smering van de metalen een smeeroilie van vrij hoge viscositeit. Ondanks de hoge vlaktedrukken en de bij enkelwerkende tweetaktmotoren naar beneden gerichte gasdrukken, geven de draaiende delen dankzij de zorgvuldige constructie geen moeilijkheden bij de smering. Bij viertaktmotoren keert de drukrichting tijdens de uitlaat- en inlaatslag om. Als gevolg daarvan komen de zuigerpen-, krukpen- en krukasmetalen voor een korte periode vrij van druk, waardoor de olie telkens de gelegenheid krijgt beide metaalhelften te bereiken. Daarmee is men zeker van een voldoende smeerfilm.

De smering van de cilinder vereist een smeeroilie die bestand is tegen de hoge temperaturen, die bij het arbeidsproces optreden, dus een hoog kookpunt en ontvlammingspunt bezitten. Bovendien moet bij verwarming de smeeroilie een voldoende viscositeit behouden. In verband hiermee worden de cilinders van sommige motoren van een afzonderlijk smeersysteem voorzien en gesmeerd met olie die bovenstaande eigenschappen bezitten. De olie kan daarbij na gebruik niet weer worden opgevangen omdat zij in de arbeidscilinders verdampt, vervolgens verbrand en ontwijkt met de uitlaatgassen. De smeeroiliepompjes voor cilinderolie voeren dus niet meer olie aan dan werkelijk wordt verbruikt.

Map 2B, vervolg van Map 2A
Leidraad Kennisborging Dieselmalen

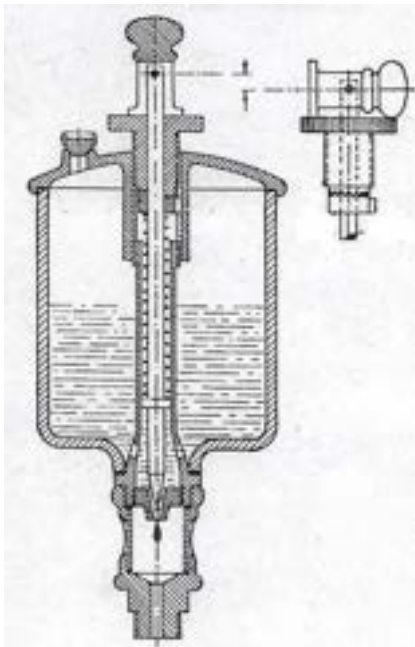
4.19.2 Smeersystemen

De wijze waarop de smeeroil wordt toegevoerd naar de bewegende delen kan worden onderscheiden in de toevoer zonder druk en toevoer met druk. In beide gevallen is weer onderscheid te maken tussen verbruikssmering en omloop- of circulatiesmering.

Bij **verbruikssmering** wordt een zuinig afgemeten hoeveelheid olie naar de te smeren delen gevoerd. Aangezien deze olie van daar weer weglekt of weg spat, wordt zij dus slechts één keer gebruikt. Wel wordt deze olie ten slotte weer zoveel mogelijk opgevangen, want zij is na filtering weer bruikbaar.

Bij **omloopsmering** wordt een veel grotere hoeveelheid olie aan de smeerplaatsen toegevoerd. Het teveel aan olie loopt terug en kan na filtratie direct weer worden gebruikt. Het voordeel is dat we minder vaak olie hoeven bij te vullen en dat de grote hoeveelheid olie als koelmiddel dient voor de loopvlakken van de lagers en deze schoongespoeld worden. Een voorwaarde voor dit smeersysteem is dat de machineonderdelen geheel of gedeeltelijk zijn afgeschermd tegen het wegspreiden van de olie. Dit verklaart ook de opkomst van de geheel gesloten krukassen en klepdeksels bij motoren.

Verbruikssmering zonder druk geschiedt door de bekende druppelpotten, waarbij de olie druppelt uit een glazen reservoir door een regelbare opening. De naald in de tekening hiernaast is in de hoogste stand van haar zitting gelicht.



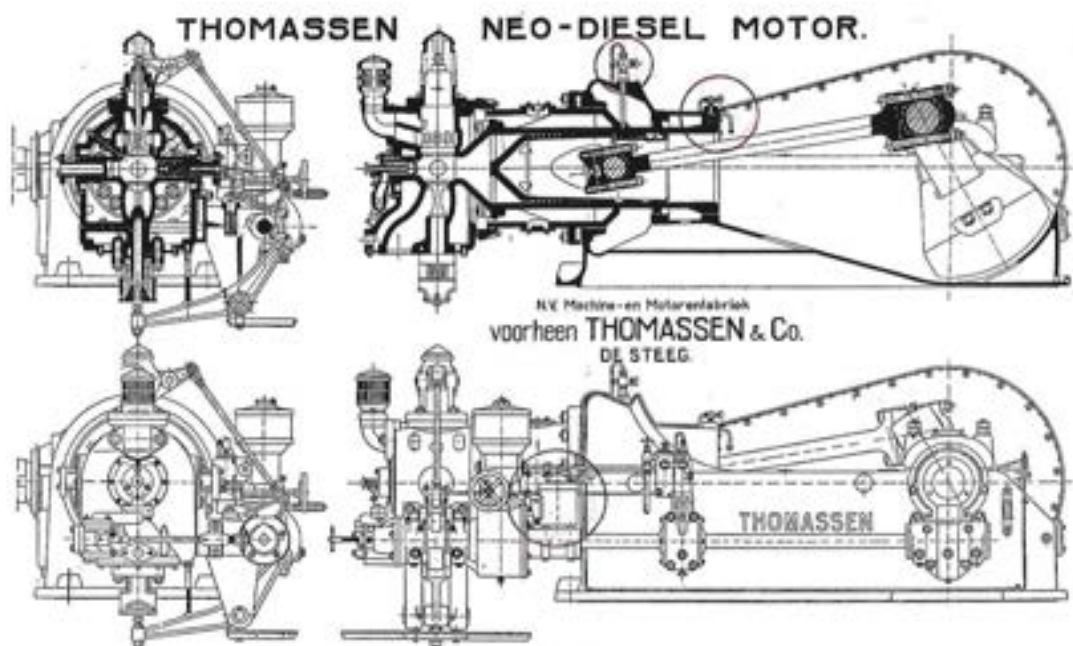
Door een messing gaasje en enige openingen onder in de pot stroomt dan olie, die tussen naald en zitting doorlekt. Door de naald met de stelring, zie de rechter figuur, hoger of lager in te stellen, kunnen we het aantal druppels per tijdseenheid regelen. In de laagste stand van de naald -het knopje boven op de naald is dan in de horizontale stand gebracht, waardoor de naald door een drukveertje op de zitting rust- wordt de olietoevoer afgesloten.

We kunnen de hoeveelheid controleren door het aantal druppels per minuut te tellen dat het kijkglasje passeert en stellen dit zo in, dat juist het verbruik van bijvoorbeeld het kussenblok wordt bijgehouden. Het spreekt voor zich dat het betreffende lager niet te warm mag worden. Deze methode vindt toepassing bij licht belaste krukassen en zijasblokken. De romp van de oliepot is van glas gemaakt zodat we eenvoudig de olievoorraad kunnen controleren. De vuldop boven op de oliepot moet worden gesloten na het bijvullen van de pot, zodat er tijdens bedrijf geen vuil in de pot kan terecht komen.

Smeeroil druppelpot

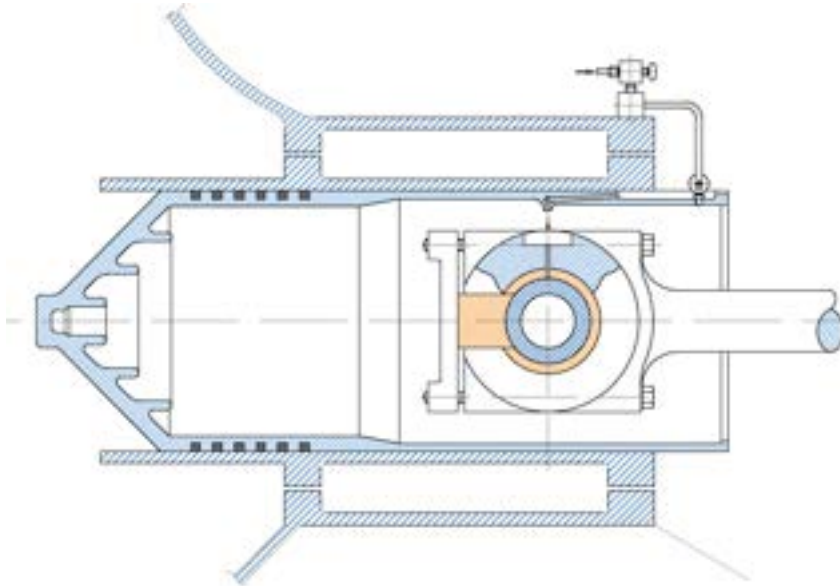
In de figuur op de volgende bladzijde van de horizontaal opgestelde Thomassen motor wordt een ander voorbeeld van verbruikssmering gegeven.

Voor de zuigerpen wordt hier de zogenaamde likkersmering toegepast. Het afmeten van de hoeveelheid gebeurt hier door het pompje uit hetzelfde smeertoestel als voor de druksmering van de zuigers in de cilinders. Bij dit smeerpunt werkt de pomp echter zonder tegendruk; een reden dat sommige motorfabrikanten hier een eenvoudige druppelpot toepassen.



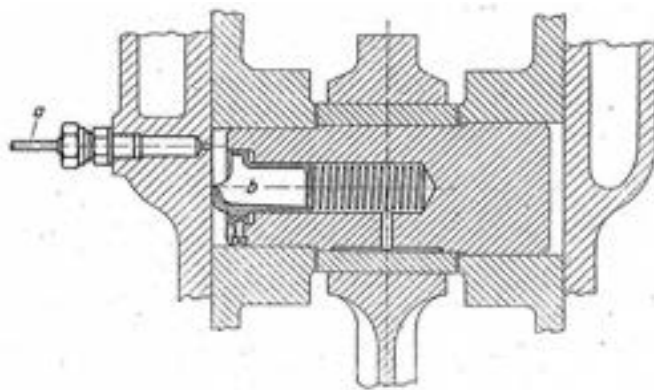
Thomassen dieselmotor (omcirkeld: de cilinder- en zuigerpensmeerpunten en het smeertoestel)

Dit pompje levert telkens een druppel olie aan het aan het gestel bevestigde rolletje. Deze druppel wordt dan door de kop van de aan de zuiger gemonteerde bout meegenomen. Vandaar vloeit de olie door een in de zuigerwand geboord kanaal en valt in de uitsparing aan de zijkant van de drijfstang waar het zijn weg vervolgt naar de loopvlakken van de zuigerpen. Aan de onderkant van het zuigerhemd zijn in de wand gaten gemaakt waardoor de bij de zuigerpen gebruikte smeerolie naar de cilinder wordt afgevoerd. Deze olie helpt daar, naast de reguliere cilindersmering, bij de smering van zuiger in de cilinder. Als de motor in de figuur rechthoekig draait -wat meestal het geval is- dan is de leibaankracht bij deze trunkzuigermotor naar beneden gericht, zodat de meeste olie op de plaats terecht komt waar we de meeste slijtage mogen verwachten.



Detail likkersysteem voor zuigerpensmering

Het likkersysteem om de zuigerpen te smeren is alleen toepasbaar bij horizontaal opgestelde motoren. Bij verticaal opgestelde motoren passen we vaak een systeem toe met een schraper. In de afbeelding hieronder van de zuiger en cilinder ter plaatse van de krukpen is te zien dat de olie bij a naar de cilinder wordt gevoerd. Deze aansluiting is gemaakt op de plaats waar de kopse kant

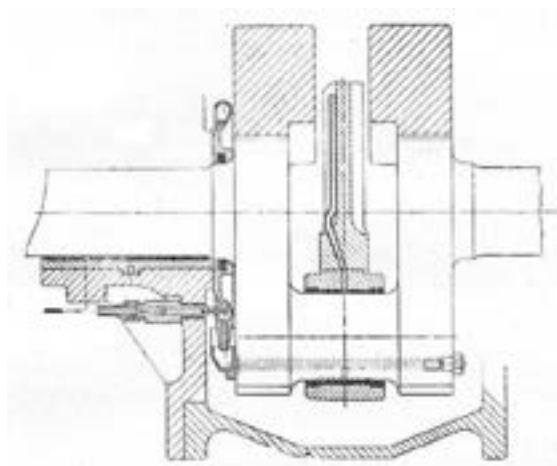


van de zuigerpen passeert. De in de zuigerpen gemonteerde en door een veer tegen de cilinderwand aangedrukte lepel b schraapt de olie van de cilinderwand en voert deze af naar het zuigerpenlager. De controle op de goede werking van de schraper kan slechts plaatsvinden na demontage van de zuiger en cilinder.

Detail schrapersysteem zuigerpensmering

Een andere manier en een van stoommachines afgeleid smeersysteem voor de krukpen is dat van de motorenfabrikant Kromhout, zie de afbeelding hieronder. Een druppelpot of smeeroliepompje levert een vastgestelde hoeveelheid smeerolie in een aan de krukas meelopende holle ring, vanwaar de olie door de centrifugaalkracht, door een kanaal in de krukvang en krukpen, naar het krukpenlager wordt gevoerd. Bij de uitvoering van de Kromhout motor wordt bovendien via het krukpenlager een hoeveelheid olie door een leiding langs de drijfstaag naar de rolvlakken van de zuigerpen gevoerd, eveneens door de centrifugaalkracht.

Het spreekt voor zich dat bij een dergelijk smeersysteem de motor steeds voldoende omwentelingen moet maken om de statische druk en de weerstand in het leidingsysteem te overwinnen. Dit



betekent dat het gebruikelijke warmdraaien en het laten afkoelen van de motor -respectievelijk aan het begin en aan het einde van een pompsessie- bij voorkeur met sterk gereduceerde belasting moet gebeuren en een toerental in de buurt van het nominale toerental van de betreffende motor. Ook moet langdurige stilstand van de motor worden voorkomen omdat dan alle olie uit het systeem is weggelekt en het een geruime tijd duurt voordat -na het aanzetten- het systeem is gevuld met olie en de smering weer optimaal verloopt.

Kruk- en zuigerpensmering d.m.v. centrifugaalkracht

Omloopsmering zonder druk gebeurt bij de zogenaamde ringsmering van assen. De tekening op de volgende bladzijde is een voorbeeld van een lagerblok van een horizontale liggende motor. Een met de as meelopende ring tipt van onderen in een oliereservoirtje en voert de olie met zich mee, die in een verdeelgroef van het bovenmetaal van het kussenblok terecht komt. Het teveel aan olie wordt naar de zijkanten geperst en vloeit terug via de daarin gedraaide groeven naar het oliereservoirtje. Deze smeermethode wordt veel voor krukas- en zijasmetalen, maar ook bij de overbrengingen en pompen toegepast en geeft een rijkelijke smering. Bij ringsmering moeten we er goed op letten dat de ring meeloopt, bijvoorbeeld omdat door een klein braampje de ring blijft steken en de toevoer van smeerolie stopt. Meestal wordt de sleepring aan de binnenkant voorzien van een karteling om het meenemen door de draaiende as te bevorderen.

Via de vulopening van het lagerblok kunnen we tijdens bedrijf het meedraaien van de sleepring controleren. Bij koude weersomstandigheden is het vooral aan het begin van een bedrijfsperiode - dus als de olie nog dik vloeibaar is- van belang dat regelmatig wordt gecontroleerd of de ring meedraait en olie naar de bovenkap van het lager aanvoert. Is dit niet het geval, dan kunnen we de ring een zetje geven, bijvoorbeeld met een schroevendraaier.



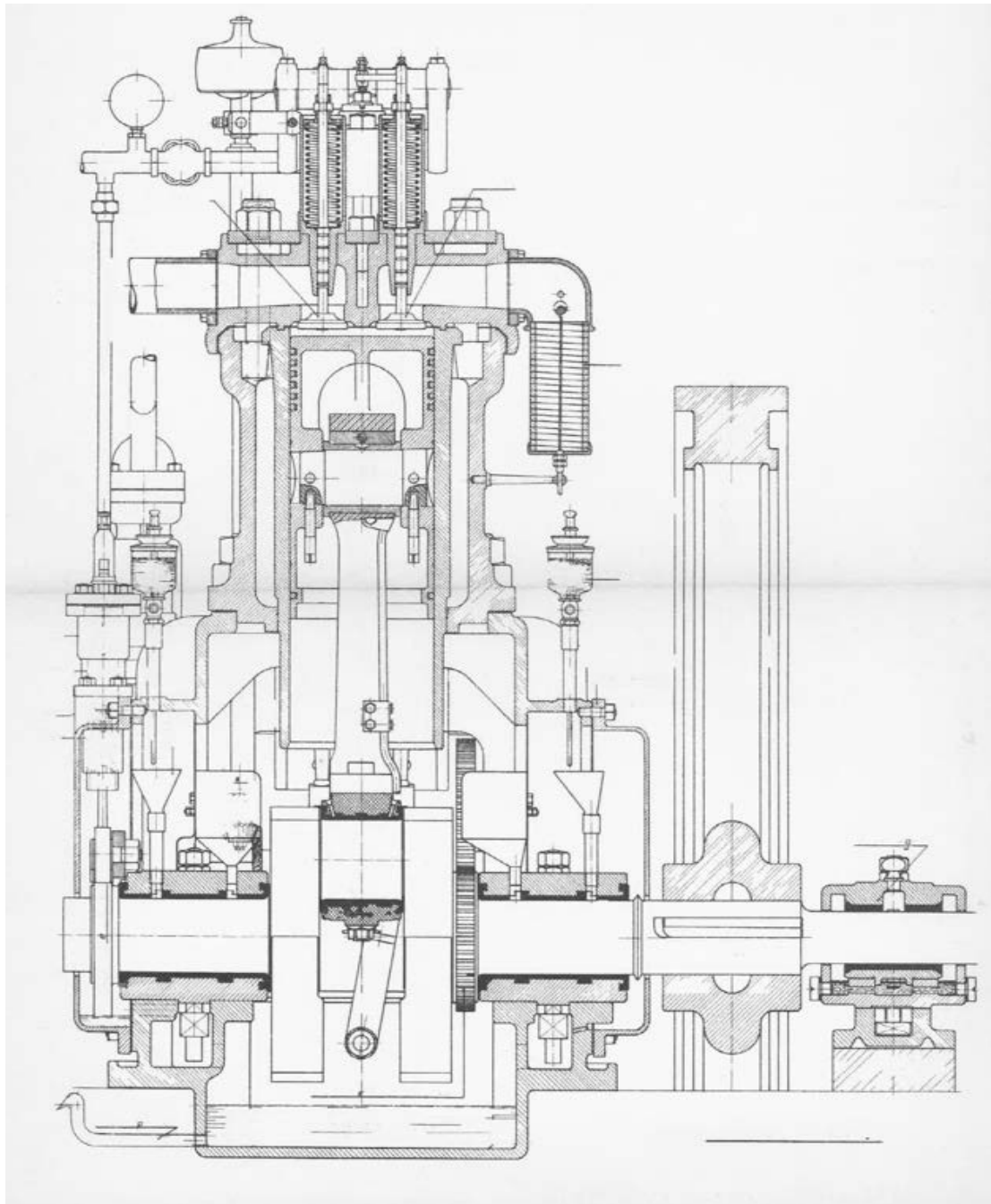
Motorfabrikant Brons onder andere heeft deze zuigerpensmering lange tijd toegepast bij haar verticaal opgestelde motoren.

Bij dit systeem -zie de figuur hiernaast- duikt een terugslagklepje, dat aan een olieleiding is bevestigd, bij elke slag met kracht in het oliebakje of carterpan in de krukkast. Het olieniveau in de carterpan wordt op constant peil gehouden door middel van een overlooppijp.

Zuigerpensmering Bronsmotor

Door de heftige indompeling wordt de olie in de leiding gestuwd, zie de situatie in het oranje omcirkelde gedeelte van de figuur. De leiding, die met beugels is vastgeklemd aan de drijfstag, voert de olie naar de zuigerpen.

De kracht waarmee de indompeling plaatsvindt, is ruim voldoende voor het opvoeren van de olie naar het hoger gelegen zuigerpenlager. Het is evident dat bij een sterk gereduceerd toerental van de motor de smering onvoldoende is of zelfs faalt.



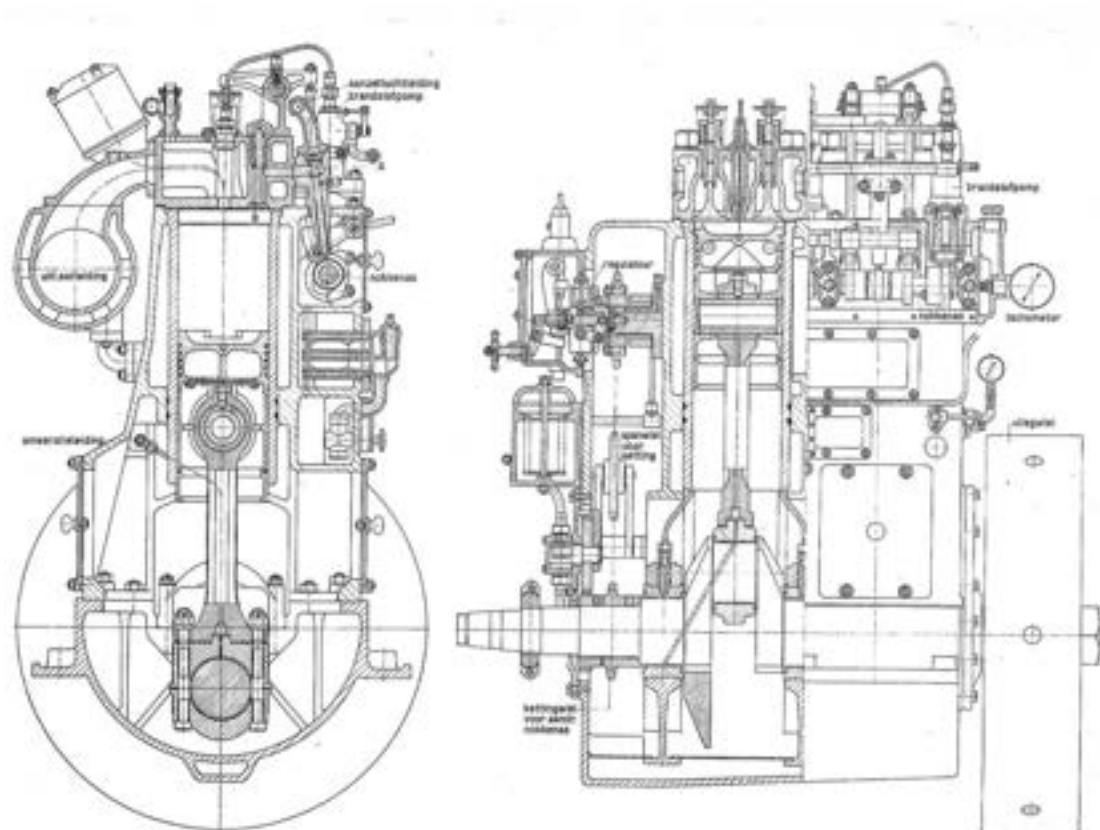
Afbeelding Bronsmotor met overzicht verschillende smeermethoden

Moderne motoren zijn meestal uitgerust met druksmering, omdat daarmee behalve de koeling en het wegspoelen en vervolgens afvangen van verontreinigingen, zoals verbrandingsresten, condens en gelekt koelwater, ook een grotere bedrijfszekerheid verkregen kan worden.

De smeerolie wordt daarbij met behulp van een pomp, meestal een tandwielpomp, via drukleidingen naar de verschillende smeerpunten of te koelen onderdelen aangevoerd.

De weglekkende olie wordt in het carter of in sommige gevallen via het carter in een aparte (afloop)tank opgevangen waarna deze opnieuw onder druk naar de verschillende smeerpunten en of te koelen onderdelen wordt gevoerd.

Splitst een drukleiding zich in meerdere takken, dan bestaat -zonder doeltreffende maatregelen- het gevaar dat door verstopping of slijtage de olie ongelijk verdeeld wordt over de verschillende smeerpunten of zelfs stagneert. Dit is reden dat de olie gefilterd wordt en het water wordt afgescheiden door middel van bezinking (gravitatie) of bij grote systemen door middel van centrifugeren. Ook wordt de olie gekoeld om te voorkomen dat deze als gevolg van een te hoge temperatuur degradeert en het zijn smerend vermogen verliest.



Motor van De Industrie (druksmeersysteem)

Uit de bovenstaande langs- en dwarsdoorsnedetekeningen van een tweecilinder motor van De Industrie kan de leidingloop van de smeerolie van een druksysteem worden afgeleid.

De smeeroliepomp wordt bij deze motor door tandwielen vanaf de krukas aangedreven. Deze pomp zuigt onder het rooster uit het laagste gedeelte van het carter en perst de smeerolie via een filter naar de verschillende smeerpunten van de motor. Voor de krukas, krukpen en zuigerpenlagers is een centrale persleiding binnen de omkasting van de motor aangebracht. Vanaf deze hoofdleiding zijn kleinere leidingen afgetakt die de smeerolie naar de hoofdaslagers voeren. Via de doorboringen in de krukas, krukpen en zuigerstang wordt de smeerolie naar de verschillende lagers gevoerd. Ook bij de overige smeerpunten, zoals de nokkenas, kettingwielen en ketting, wordt de smeerolie met aparte vanaf de centrale smeerolieleiding van smeerolie voorzien. De leidingdiameters en de daarbij behorende lengtes zijn zodanig op de smeerpunten afgestemd dat elk smeerpunt voldoende smeerolie krijgt toegediend.

Een voorwaarde hierbij is dat er geen lekkage in het smeersysteem optreedt en de lagers in goede staat van onderhoud verkeren. Bijvoorbeeld bij een defect hoofdaslager zal de krukpen en de zuigerpen minder of in het geheel geen smeerolie onder druk aangevoerd krijgen. Ook de andere smeerpunten lopen dan gevaar onvoldoende gesmeerd te worden. Een eerste indicatie voor lekkage of lagerschade is het wegvallen van de smeeroliedruk. Het is gebruikelijk om met enige regelmaat een zogenaamde carterinspectie uit te voeren. Hiervoor moeten eerst de carterdeksels worden verwijderd. Naast de controle op alle bout- en moerverbindingen wordt dan handmatig het smeeroliesysteem onder druk gebracht en gekeken naar plaatsen waar de smeerolie overmatig wordt afgevoerd, omdat dit duidt op loszittende verbindingen of lagerschade.

Na gebruik bij de smeerpunten vloeit de smeerolie weer terug naar het carter of, zoals bij sommige motoren, naar een aflooptank waarna het opnieuw wordt gebruikt.

Van de in de krukkast rondspattende olie verdampt een klein gedeelte. Deze damp vormt met de aldaar aanwezige lucht een mengsel dat, tussen bepaalde verhoudingen van oliedamp en zuurstof, brandbaar kan zijn. Ontstaan onder deze omstandigheden in de krukkast vuurverschijnselen, dan volgt krukkastexplosie waarvan de gevolgen niet te overzien zijn.

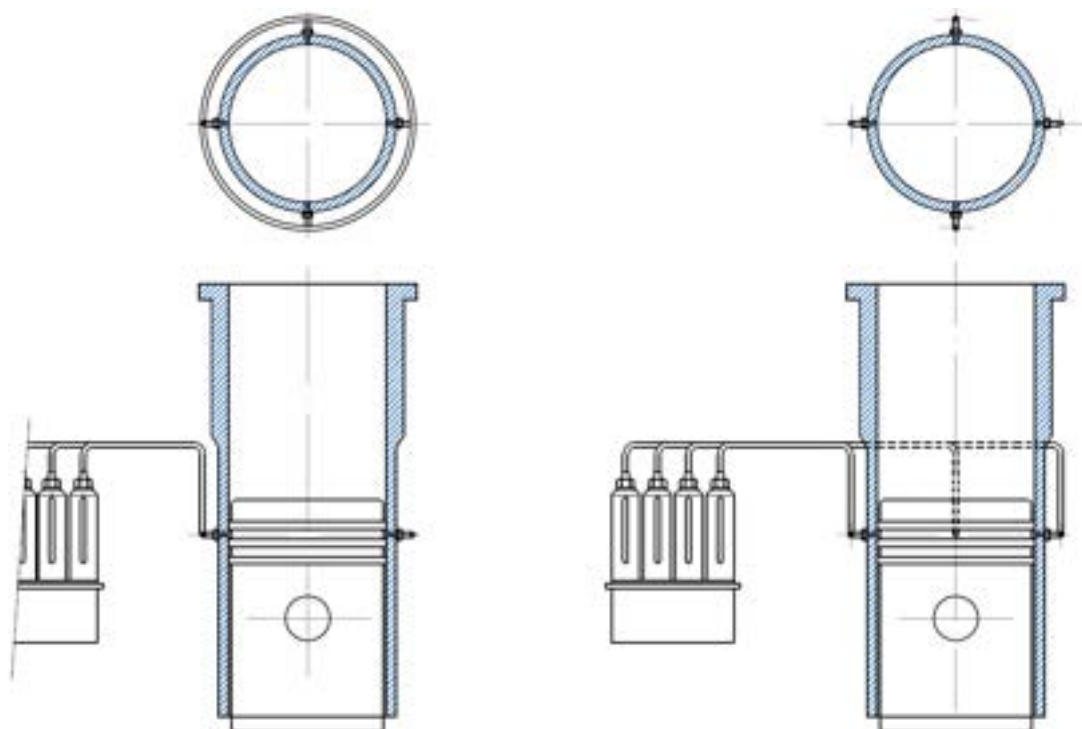
We kunnen het gevaar van krukkastexplosie op twee manieren ontwijken:

- door zoveel oliedamp uit de krukkast weg te zuigen dat er geen explosief mengsel ontstaat. Meestal maakt men een verbinding van het inwendige van het carter met het luchtfilter van de motor. Het wegzuigen van de olie heeft als nadeel dat er veel smeerolie verloren gaat en de inlaatkanalen en kleppen vervuilen
- door de krukkast juist niet te ventileren, waardoor het mengsel te rijk wordt aan oliedamp en niet ontsteekt. Dit laatste is de meest gevolgde methode.

Intussen worden voor alle zekerheid motoren soms uitgevoerd met een explosiedeksel in de vorm van een latoenkoperen breekplaat met een mes dat op een veilige plaats in het krukkast is aangebracht. Op het moment dat zich een explosie voordoet in het carter, breekt -daarbij geholpen door het mes- de dunne plaat van het deksel en kan geen drukopbouw plaatsvinden.

In ieder geval vinden we in de wand van de krukkast een met kopergaas afgeschermd opening, waardoor tijdens bedrijf het teveel aan oliedamp kan ontwijken. Bij gemalen treffen we vaak een buiten het gebouw aangebrachte carterontluchting aan. Ook in deze leiding is een kopergaasje aangebracht dat ervoor zorgt dat een vlam niet naar binnen kan slaan. Een dergelijke voorziening die we vlamdover noemen, werkt als de mijnlamp van Davy.

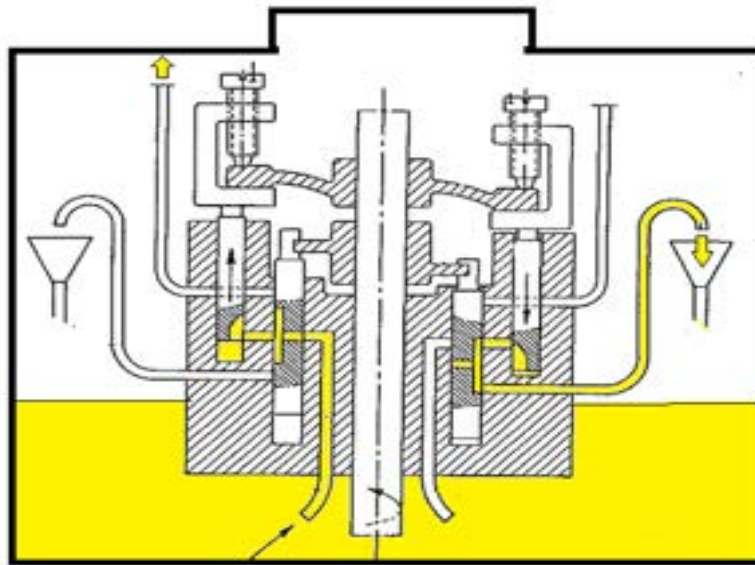
De verbruikssmering onder druk, zoals bijvoorbeeld de smering van de zuigers in de cilinders of bij sommige oude motoren de zuigerpennen, gebeurt meestal door afzonderlijke kleine plunjerpompjes. Het is begrijpelijk dat de smering van de loopvlakken van met name de arbeidscilinders bij dieselmotoren van groot belang is omdat een gebrekkige olietoevoer tot snelle slijtage van zuigerveren en cilinder of cilindervoering leidt. De viertakmotor is hier in het voordeel boven de tweetakt, aangezien bij eerstgenoemd systeem gedurende de arbeidsloze omwenteling beter gelegenheid bestaat de olie over het cilinderoppervlak te verdelen. De olie wordt aan het loopvlak toegevoerd door een krans van twee tot acht nauwe rondom in de cilinder uitmondende boringen. Bij kleine motoren worden deze boringen verbonden door een ringleiding: in dat geval kan voor elke cilinder met één pompje worden volstaan. De pompjes worden groepsgewijs in smeertoestellen verenigd. Een eerste vereiste is dat de door de smeeroliepompjes geleverde olie geen lucht bevat, en dat ook de smeerolieleidingen volkomen luchtvrij zijn en blijven. Is dit niet het geval, dan drukt de aangevoerde olie enige tijd ingesloten lucht samen, totdat een voldoende druk is ontstaan om de verzamelde hoeveelheid naar de cilinder te doen stromen. De werking is dan stootsgewijs. Dit leidt bij een te langdurige onderbreking tot slijtage, wat moet worden vermeden.



Eén pomp voor vier smeerpunten van de cilinder

Vier pompen voor elk een smeerpunt van de cilinder

De figuur hierna toont de schematische inrichting van een cilindersmeertoestel van het fabricaat Bosch. Dit type vindt uitgebreid toepassing bij veel motorfabrikanten.



Schematische inrichting smeertoestel van Bosch

De smeerpompjes (één voor elk smeerpunt) zijn in een oliereservoir geplaatst. De aandrijving gebeurt met een zogenaamde ratelhefboom die het ook mogelijk maakt om met behulp van een krukje het toestel met de hand te bedienen; bijvoorbeeld om het toestel en de leidingen te ontluchten of de goede werking te controleren tijdens bedrijf.

In de figuur zien we twee gebogen pijpjes -met daaronder een trechtertje- die uitmonden in het oliereservoir. Deze pijpjes zitten in werkelijkheid achter een glazen klepje en dienen voor de controle van de olielevering door de machinist. De olie die in de trechter druppelt, vloeit terug in het oliereservoir en dezelfde hoeveelheid wordt door het pompje naar het smeerpunt geperst.

De figuur geeft de doorsnede van twee pompjes weer, zoals die zijn gegroepeerd rondom de zeer langzaam draaiende aandrijfas. De toe- en afvoer wordt geregeld door bosschuifjes. De plunjer worden bewogen door de met de as meedraaiende golfschijf en de bosschuifjes door een soortgelijke golfschijf, echter met maar de helft aan golven. De pompjes zuigen uit het oliereservoir en persen het afwisselend door de dunne leiding met de gele pijl naar het betreffende smeerpunt of door de andere dunne leiding naar de trechter. Van het pompje op de linker helft van de tekening beweegt zich de plunjer naar boven en zuigt, via de boring in het bosschuifje, de olie op uit het reservoir. Nadat de as over een zekere hoek verder gedraaid is, daalt deze plunjer weer, terwijl het bijbehorende bosschuifje intussen omhooggegaan is. Dan perst de plunjer via de kamer in het schuifje de olie naar het smeerpunt van de leiding met de gele pijl. Bij de volgende zuigslag staat het schuifje opnieuw in de getekende stand. Nu heeft de golfschijf van de plunjer tweemaal zoveel golven als die van de bosschuif, zodat bij de tweede persslag de plunjer zich niet naar boven beweegt, maar juist naar beneden. Dit is de situatie zoals weergegeven op de rechterhelft van de figuur, waar de olie naar de controletrechter wordt geperst. Terwijl de naar de cilinder geperste olie niet met lucht in aanraking komt en zelfs in het geheel niet zichtbaar wordt, krijgen we een juist beeld van de naar de smeerplaats afgevoerde olie.

De opbrengst van ieder pompje kan worden geregeld met de stelschroef boven de plunjer.

Schroeven we deze omhoog, dan ontstaat in de aandrijving een zeker ruimte die de slaglengte van de plunjer vermindert. Bij de hierna te bespreken cilindersmeeroliepomp wordt ingegaan op hoe we het smeertoestel kunnen afstellen. De Bosch smeertoestellen kunnen desgewenst persen tot een druk van 100 kg/cm².

In de figuur op de volgende bladzijde is een doorsnede van een ander ook veel toegepast smeertoestel getekend. Het onderste gedeelte van de tekening is een doorsnede van één van de pompjes. Het bovenste gedeelte van de bij dit pompje behorende stelbout kruist de afvoer van het pompje en ligt in werkelijkheid iets achter het tekenvlak.

Het oliereservoir staat in verbinding met de zuigzijde van alle achter elkaar geplaatste pompjes door kanaal C. De as B draagt voor elk pompje een excentriekschuif A en wordt via een overbrenging door de motor zelf rondgedraaid.

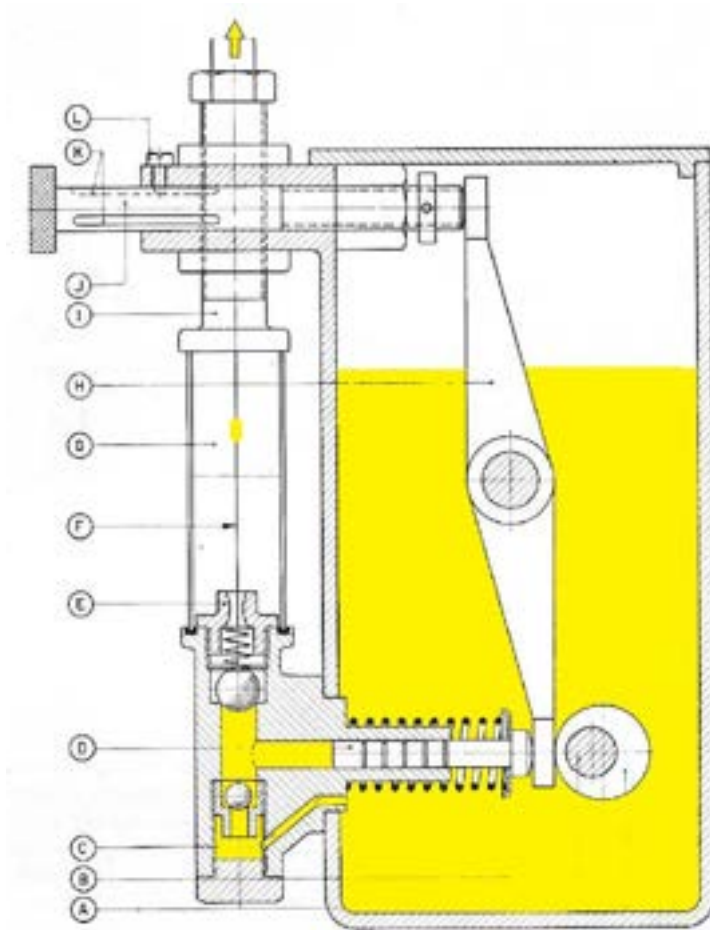
Door het verdraaien van de pompas wordt de plunjer D naar links bewogen en perst de olie langs de persklep naar de druppelvormer E. Een veer drukt de plunjer terug naar rechts waardoor nieuwe olie wordt aangezogen. Na enige slagen van de pomp vormt zich een druppel aan de bovenzijde van de druppelvormer. Het kijkglas G en de pijp zijn geheel met glycerine gevuld. Omdat smeerolie soortelijk lichter is dan glycerine, stijgt de druppel langs de druppelgeleider F en komt in de buis bij I terecht waar het via een terugslagklepje, hier niet getekend, naar het smeerpunt van de cilinder wordt geperst.

Het terugslagklepje voorkomt dat als gevolg van een hogere druk in de cilinder dan in de persleiding van het smeertoestel olie wordt teruggevoerd naar het smeertoestel. Glycerine is doorzichtig zodat we de smeeroliedruppel kunnen volgen bij het opstijgen in het kijkglas. Door het aantal druppels te tellen die per tijdseenheid het kijkglas passeert, kunnen we de hoeveelheid smeerolie bepalen die naar het smeerpunt wordt afgevoerd.

De hoeveelheid olie kunnen we regelen met de stelbout J. Moet bijvoorbeeld de hoeveelheid smeerolie verminderd worden, dan draaien we de borgschroef L los en schroeven de stelbout iets naar binnen. De hefboom H draait dan rechtsom zodat de plunjer minder ver naar buiten kan bewegen, de slag wordt verkleind en er minder olie wordt aangezogen.

In de stelbout zitten drie gleuven K over de omtrek verdeeld. De borgschroef belet het draaien van de stelbout, maar niet de beweging in lengterichting.

Hierdoor is het mogelijk de plunjer met de hand te bewegen voor het voorsmeren, ontluchten, controle van de werking of het afstellen van de pompjes. Ook kunnen we hiermee de cilinder tijdens bedrijf van extra smeerolie voorzien.



Cilindersmeertoestel

Dat onderbreking van de cilindersmering nog sneller tot sterke slijtage zal leiden dan van die van de draaipunten spreekt vanzelf; daarom is een voortdurende controle geboden. Wanneer bekend is dat een zescilinder motor per etmaal 15 liter cilindersmeerolie nodig heeft en dat elke cilinder vier smeerpunten heeft, ieder voorzien van één kijkglas, dan kunnen we de smering als volgt ruwweg controleren.

Als een druppel smeeroil die in het toestel wordt gevormd 0,35 gram weegt, dan wordt per minuut en per cilinder ongeveer vijf druppels smeeroil verdeeld over vier smeerpunten.

$$\frac{15000}{4 \times 24 \times 60 \times 0,35} = 4,87 \text{ [druppels/minuut]}$$

Als de motor 750 omw/min maakt, moet er dus per smeerpunt na telkens 616 omwentelingen één druppel smeeroil in het kijkglas opstijgen als alle smeerpunten evenveel olie krijgen toegevoerd.

$$\frac{750}{4,87} = 616 \text{ [omwentelingen]}$$

Dat betekent dat elke 50 seconden er een druppel langs de geleider omhoog stijgt en naar de smeerpunten van de betreffende cilinder wordt afgevoerd:

$$\frac{616}{750} \times 60 = 50 \text{ [sec]}$$

Door het smeerolieverbruik van de motor nauwkeurig bij te houden, kunnen we omgekeerd met behulp van de motorgegevens (toerental en het aantal druppels per tijdseenheid) en het werkelijke verbruik het gewicht van een druppel bepalen.

4.20 Krukassen

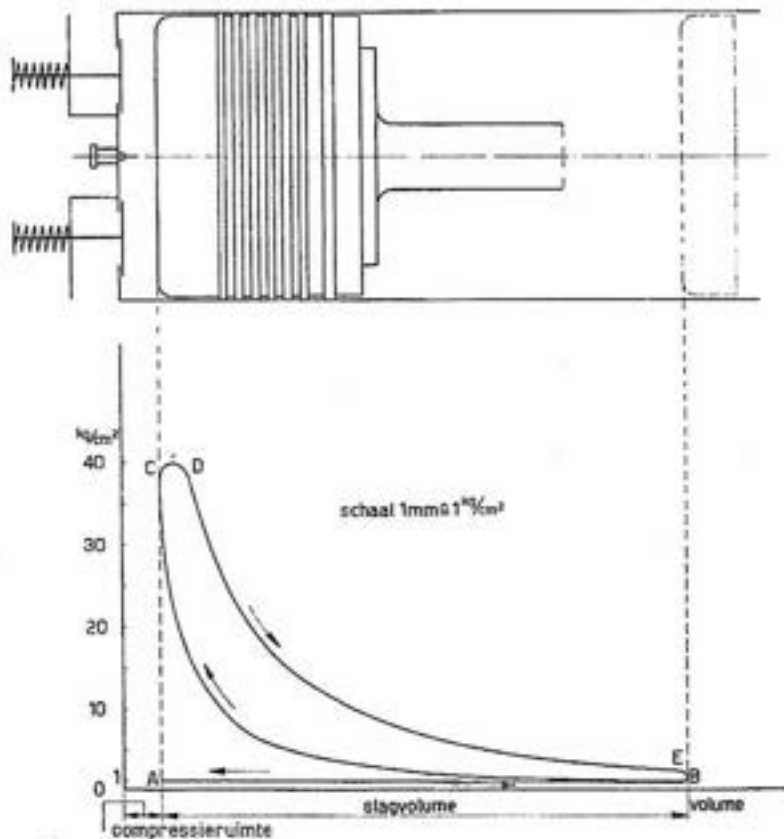
4.20.1 Indicateurdiagram

Om het werkelijke drukverloop in de cilinder van een motor te weten, maken we gebruik van een indicateurtoestel waarvan de werking hierna nader wordt besproken.

4.20.2 Indicateurdiagram

Om het werkelijke drukverloop in de cilinder van een motor te weten, maken we gebruik van een indicateurtoestel. Dit toestel wordt op de cilinder van de te onderzoeken cilinder aangesloten en tekent het drukverloop tijdens de slag op een stukje papier. Het diagram dat op deze manier is verkregen, noemen we een indicateurdiagram. Met behulp van dit diagram kan het vermogen van de motor worden bepaald, maar ook en nog belangrijker de afstelling en de onderhoudstoestand van de verbrandingsmotor.

Om bijvoorbeeld na te gaan wat er bij de achtereenvolgende zuigerslagen van een viertakt dieselmotor in de cilinder plaatsvindt, tekenen we een diagram, waarbij voor elke stand van de zuiger de druk van het gas is aangegeven. Elke mm van de diagramhoogte komt overeen met 1 kg/cm² druk van het gas. We krijgen dan de volgende figuur.



Theoretische druk-volumediagram viertakt dieselmotor

Veronderstellen we dat de zuiger in de uiterste stand links staat en zijn weg naar rechts aanvangt in punt A, dan wordt de ruimte achter de zuiger vergroot en wordt er door de geopende inlaatklep verbrandingslucht aangezogen. De druk in de cilinder is bij dit aanzuigen iets lager dan die van de buitenlucht, maar valt in de tekening als gevolg van de lijndikte samen met de atmosferische lijn A-B met een absolute druk van 1 kg/cm². Na het bereiken van de uiterste stand rechts gaat de zuiger weer naar links, de uitlaatklep wordt gesloten en de lucht wordt samengeperst tot 38 kg/cm². De lijn B-C geeft het drukverloop in de cilinder gedurende de compressie aan.

In C begint de brandstoftoevoer die in dit voorbeeld ongeveer 10% van de slag duurt. Zodra de brandstof in aanraking komt met de sterk gecomprimeerde en dus hete lucht begint de verbranding en stijgt de temperatuur. Omdat de inmiddels weer naar rechts bewegende zuiger de verbrandingsruimte vergroot, neemt de druk gedurende de verbranding slechts weinig toe (tot 40 kg/cm² in dit voorbeeld) om daarna weer af te nemen volgens de lijn C-D.

Nadat de brandstoftoevoer is afgelopen in D, expandeert het gas verder waarbij de druk daalt volgens de lijn D-E. Gedurende deze slag wordt de zuiger voortgestuwd en wordt er arbeid verricht, die aan de krukas wordt overgedragen. Al voor het einde van deze slag, wanneer de druk is gedaald tot 2 kg/cm² wordt de uitlaatklep geopend, waardoor de druk snel daalt tot die van de buitenlucht.

De uitlaatklep blijft geopend en de terugkerende zuiger, aangedreven door het vliegwiel, stuwt de uitlaatgassen voor zich uit de uitlaatleiding in. De druk in de cilinder is daarbij iets hoger dan die van

de buitenlucht, waardoor deze samen valt met die van de absolute luchtdruk van 1kg/cm^2 en wordt voorgesteld door de lijn B-A.

4.20.2.1 Het praktisch druk-volumediagram

Hiervoor hebben we het druk-volumediagram zelf getekend, maar het is ook mogelijk dat door de motor te laten doen met behulp van een zogenaamd indicateurtoestel. De hierna afgebeelde figuur geeft een tekening weer van een indicateurtoestel. Een dergelijk toestel hoorde evenals speciale gereedschappen bij de levering van een motor, zodat de machinist van het gemaal op gezette tijden de prestaties van de motor kan controleren.

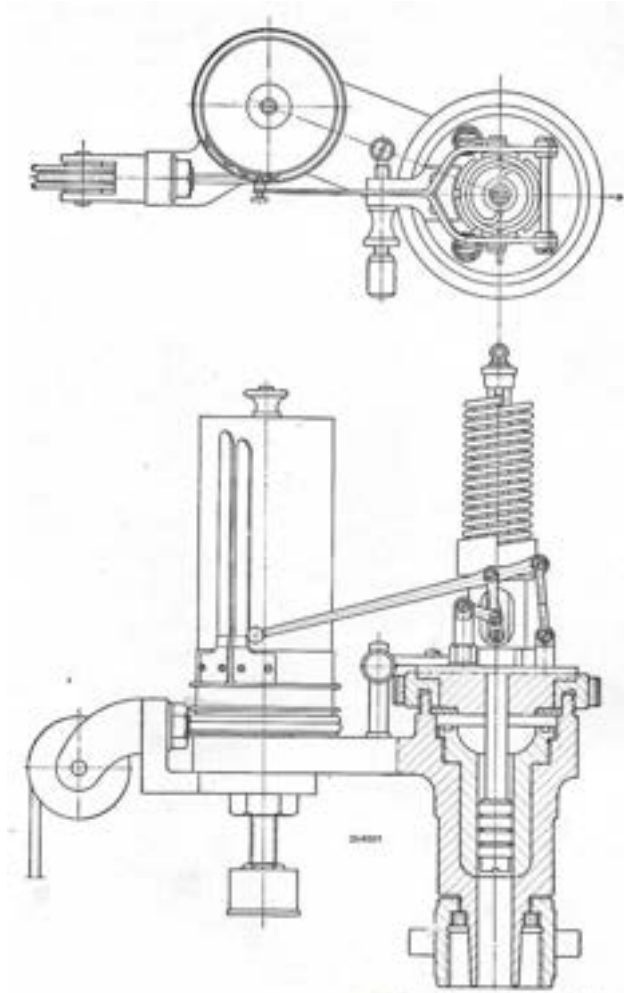
De ruimte onder het zuigertje wordt met een speciale kraan, de indicateurkraan, in verbinding gebracht met de cilinder. De ruimte boven het zuigertje staat steeds in verbinding met de buitenlucht. Naar gelang de druk in de cilinder wordt de veer meer of minder ingedrukt. De beweging van het zuigertje wordt met een hefboomstelsel vergroot. Dit hefboomstelsel van de indicateur is zo ingericht dat de hiermee verbonden schrijfstift een rechtlijnige beweging heeft, evenwijdig aan de hartlijn van de schrijftrommel. We noemen dit hefboomstelsel het parallellogram van Watt. Op de trommel zijn twee verende metaalstrookjes aangebracht waarmee het indicateurpapier, door het aan de einden om te vouwen, strak om de trommel kan worden gelegd.

Om de onderkant van de papiertrommel is een koord geslagen. Door aan het koord te trekken, kunnen we de trommel draaien waarbij de in de trommel aangebrachte veer het koord strak houdt. Dit koord wordt nu door middel van een ter hoogte van het cilinderdeksel gelegen krukje met rechtgeleiding, dat in een horizontaal gelegen vlak rondraait, verbonden. Hierna wordt het principe van de rechtgeleiding afgebeeld



Principewerking rechtgeleiding voor trommelbeweging indicateur viercilinder motor

Het krukje is aan de top van een verticaal geplaatste as bevestigd die door middel van schroefwielen of conische tandwielen door de nokkenas wordt aangedreven. Het krukje dat een slag heeft van de juiste diagrambreedte, is met een koppelstangetje verbonden met de eerdergenoemde rechtgeleiding, die om het hart van de verticale as draaibaar en in evenveel standen met onderling gelijke hoeken vastgezet kan worden als er krukken van de krukas zijn.



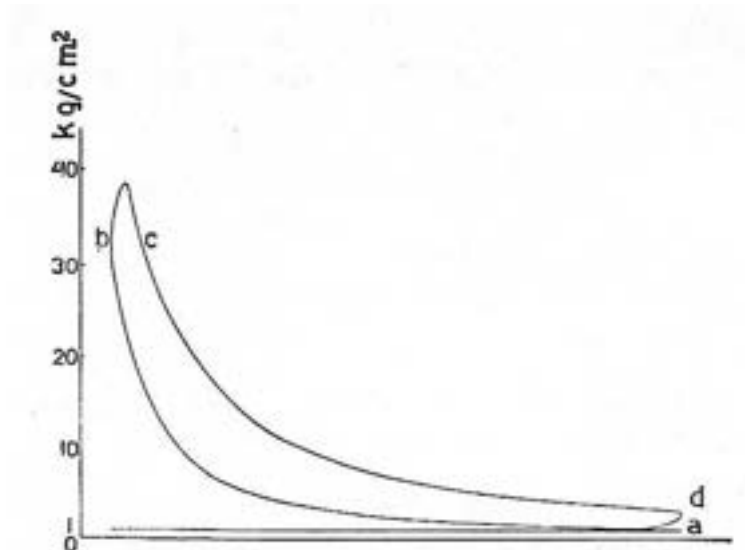
Indicateurtoestel

Bij kruishoofdmotoren maken we meestal voor de trommelbeweging van de indicateur gebruik van een hefboomenstelsel dat met het kruishoofd van de machine is verbonden. Aan het einde van de hefboom of de rechtgeleiding zit een haakje waaraan het koord met een lus vastgemaakt kan worden.

De trommel krijgt door aan het koord te trekken een draaiende beweging waarbij de verplaatsing van een punt op de omtrek zuiver evenredig is met de verplaatsing van de zuiger in de machine.

Het indicatorpapier is gedrenkt in loodsuiker waardoor we er met de van messing gemaakte schrijfstift van de indicateur op kunnen schrijven en als de pen op het papier wordt gedrukt tijdens het nemen van een diagram een lijn ontstaat. De schrijfstift geeft op het indicatorpapier in verticale richting de drukverandering, en in horizontale zin de verplaatsing van de zuiger in de cilinder weer. Het speciale indicatorpapier wordt in de vorm van een boekje in de handel gebracht. Bij het toestel is altijd een aantal verschillende veren gevoegd om het voor verschillende cilinderdrukken te kunnen gebruiken. Alle veren zijn gemerkt met een getal dat aangeeft hoeveel mm de schrijfstift uitwijkt bij een druktoeneming van 1 kg/cm^2 . Bijvoorbeeld $1 \text{ kg/cm}^2 = 1 \text{ mm}$ voor het nemen van normale of verschoven diagrammen en $1 \text{ kg/cm}^2 = 8 \text{ mm}$ voor het nemen van zogenaamde

zwakveerdiagrammen. Bij elke veer wordt een bijpassend schaalliniaaltje geleverd, zodat we hiermee direct de druk kunnen aflezen.



Indicateurdiagram viertakt dieselmotor

In het diagram hierboven is voor een veer gekozen waarmee elke mm hoogte van het diagram overeenkomt met een gasdruk van 1 kg/cm^2 in de verbrandingsruimte, zodat we de gasdruk op elk punt van de zuigerweg kunnen vinden door opmeten met een gewone liniaal. Dit door de motor opgetekende diagram is ook van een viertakt dieselmotor, maar verschilt op sommige punten van het eerder gegeven theoretische diagram. Zo loopt de compressielijn a-b minder hoog op, omdat een gedeelte van de bij de compressie ontwikkelde warmte door de koude cilinderwand wordt afgevoerd. Om dezelfde reden daalt de expansielijn sneller.

Het grootste verschil laat de verbrandingslijn b-c zien die in het geheel niet horizontaal is. Dat wil zeggen dat de verbranding niet onder gelijke druk plaats heeft.

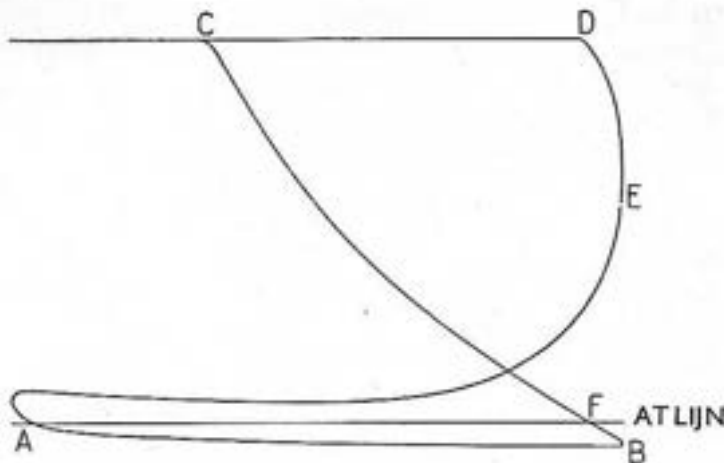
Dit wordt hoofdzakelijk veroorzaakt doordat in het begin van de verbranding de zuigersnelheid en dus de toename van het volume van de verbrandingsruimte zeer gering is. De druk stijgt dan boven de compressiedruk om gedurende het verdere gedeelte van de verbranding, bij toenemende zuigersnelheid, weer te dalen. De mate waarin dit plaatsvindt, hangt voornamelijk af van de wijze van brandstoftoevoer. Nadere uitleg hiervan wordt in de paragraaf over drukverstuiving in deze Leidraad gegeven.

4.20.2.2 Zwakveerdiagrammen

Wanneer de druk in de verbrandingsruimte tot 40 kg/cm^2 of meer oploopt, is een sterke indicateurveer nodig om een niet te hoog diagram te verkrijgen. Kleine drukverschillen, die bijvoorbeeld bij de in- en uitlaat van het gas optreden, zijn in een dergelijk diagram niet waar te nemen. De in- en uitlaatlijn vallen in het hiervoor getoonde diagram dan bijna geheel samen.

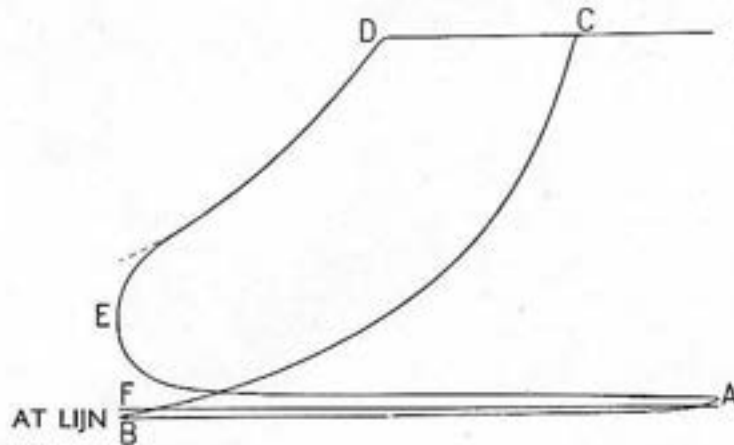
Gebruiken we een veer die gemakkelijk wordt ingedrukt, waarbij meestal ook een zuigertje met grotere diameter wordt gebruikt, dan ontstaat er een zogenaamd zwakveerdiagram. De figuur hieronder stelt een dergelijk diagram voor van een viertakt dieselmotor. Elke kg/cm^2 wordt hier

aangegeven door een diagramhoogte van 20 mm. Bij een druk van 2 kg/cm² en hoger stuit het zuigertje van de indicator tegen het deksel van het cilindertje en schrijft de stift bij het verdraaien van de papierrol een horizontale lijn.



Zwakveerdiagram viertakt dieselmotor - schaal 20 mm = 1kg/cm²

De figuur hierna is hetzelfde diagram met een minder zwakke veer, waardoor ook een deel van de expansie van de verbrandingsgassen te zien is. Het diagram is gespiegeld getekend, maar met dezelfde letteraanduidingen.



Zwakveerdiagram viertakt dieselmotor - schaal 8 mm = 1kg/cm²

Uit beide diagrammen kan worden afgeleid dat bij aan- en afvoer van verbrandingslucht en gas de druk niet gelijk is aan die van de atmosfeer. De aanzuiglijn A-B ligt ongeveer 0,1 kg/cm² onder en de uitlaatlijn 0,1 kg/cm² boven de atmosferische lijn. B-C is een gedeelte van de compressielijn, terwijl de lijn D-E de druk weergeeft gedurende het laatste gedeelte van de arbeidsslag.

Een geringe onderdruk bij het aanzuigen van de verbrandingslucht en het afvoeren van het uitlaatgas zijn niet te vermijden, omdat er een drukverschil moet bestaan binnen en buiten de cilinder

om het gas te doen stromen. Dit betekent dat voor in- en uitlaat arbeid moet worden geleverd en dat men zal proberen dit drukverschil, als gevolg van wrijvingsweerstand, zo klein mogelijk te maken.

Deze wrijvingsweerstand kunnen we verminderen door de doorlaatopeningen van de in- en uitlaat ruim te bemeten en glad uit te voeren, maar ook door de in- en uitlaatkleppe bij de juiste zuigerstanden te openen. Openen we de inlaatklep even voor het begin van de inlaatslag, dan vindt de lucht een flinke doortocht als de zuiger zijn zuigende werking begint.

Zoals in de diagrammen is te zien, begint ook dan het toestromen al een klein gedeelte van zijn weg heeft afgelegd, namelijk bij A in het punt waar de inlaatlijn onder de atmosferische lijn daalt.

Aan het einde van de inlaatslag, wanneer de zuiger een ogenblik stilstaat en zelfs gedurende een klein gedeelte van de compressieslag, moet de inlaatklep nog geopend blijven, opdat door de onderdruk die dan nog in de cilinder heerst, nog steeds lucht kan toestromen, zodat er meer brandstof in de cilinder kan worden verbrand. Pas in het punt F van het diagram is de atmosferische druk bereikt en moet de inlaatklep gesloten zijn.

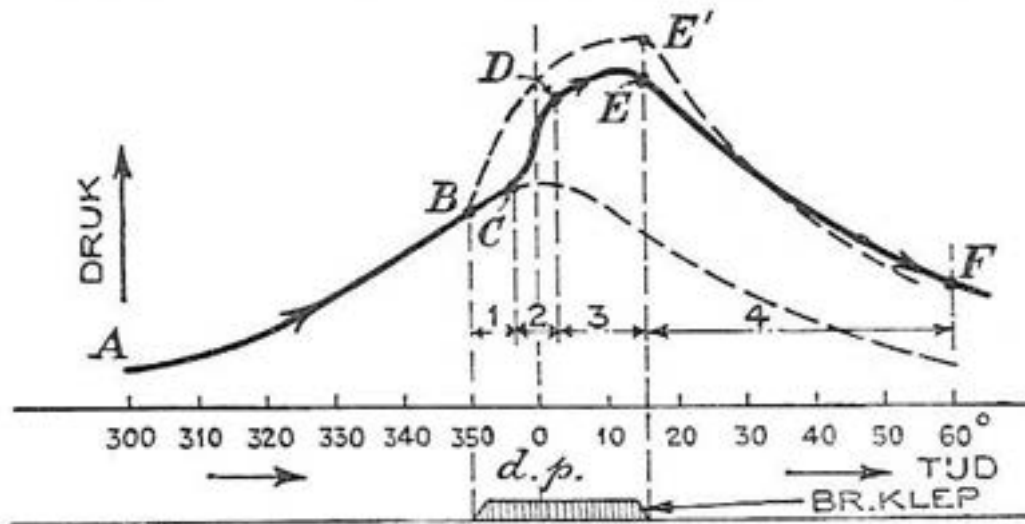
Om de bij uitlaat optredende overdruk zo gering mogelijk te houden, laten we de uitlaatklep al 10% voor het einde van de arbeidsslag openen. De gasdruk die voor het einde van de expansie nog 2 à 3 kg/cm² bedraagt, kan hierdoor dalen voordat het uitschuiven van het gas door de zuiger begint. Dit is in het diagram de situatie bij E waar de expansielijn is doorgetrokken met een stippellijn.

Aan het einde van de uitlaatslag moet de uitlaatklep nog een behoorlijke doortocht geven, omdat anders de gasafvoer te veel zou worden geknepen. De klep sluit daarom pas op ongeveer 2% na het einde van de uitlaatslag.

De inlaatklep opent voor het begin van de inlaatslag. Dat betekent dat de in- en uitlaatkleppe enige tijd samen openstaan. Dit kan zonder bezwaar, omdat het snel wegstromende gas in de uitlaatleiding een zuigende werking uitoefent op de ruimte boven de zuiger en als gevolg daarvan door de nog geopende inlaatklep lucht zal aanzuigen.

4.20.2.3 Verschoven diagrammen

De verdraaiing van de indicatortrommel loopt onder normale omstandigheden synchroon met die van de zuiger. Dat wil zeggen als de zuiger, bij het omkeren van de bewegingsrichting, stil staat in top of bodem de indicatortrommel ook niet wordt verdraaid. De verbranding wordt daardoor slechts als een licht gebogen lijndeel weergegeven en kan dus niet goed worden gevolgd. Door nu de trommel los te koppelen van de zuigerbeweging en handmatig de verdraaiing 90° voor of na te laten lopen, verkrijgen we een zogenaamd verschoven diagram waar de verbranding in het midden van het diagram wordt opgetekend. Vervolgens kunnen we dan het verloop van de verbranding analyseren. Het behoeft enige ervaring om in het juiste ritme aan het trommelkoord te trekken. Bij meercilindermotoren kunnen we soms gebruik maken van het hefbomenstelsel of het krukje voor de indicator van een andere cilinder.



Druk-tijddiagram van een dieselmotor

Omdat een verschoven diagram niet op volumebasis maar op tijdbasis plaatsvindt, wordt deze meestal een druk-tijddiagram genoemd. Met name voor het volgen van het verloop van de verbranding wordt van deze diagrammen gebruik gemaakt. Het druk-tijddiagram dat hierboven is afgebeeld, is van een dieselmotor met drukverstuiving waarbij de brandstof direct in de cilinder wordt gespoten. In de paragraaf over drukverstuiving in deze Leidraad wordt de betekenis van de getoonde lijnen en bijschriften verder uitgelegd.

4.20.3 Het nemen van diagrammen

Indicateurs zijn fijnmechanische en betrekkelijk tere instrumenten en worden als zij niet worden gebruikt in een bijbehorende kist opgeborgen om vervuiling en beschadiging te voorkomen. In deze kist, waarvan hieronder een voorbeeld, bevinden zich de benodigde veren, schaalliniaaltjes, trekkoord, smeerolie voor het zuigertje en een speciale sleutel waarmee de indicator op de indicatorkraan van de machine kan worden vastgezet.

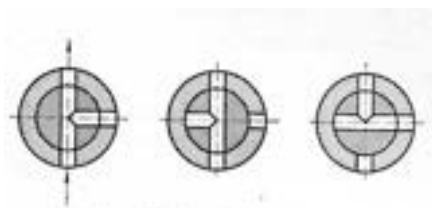


Kist met indicatortoestel en drukveren

Voor het nemen van een diagram schroeven we het indicateurtoestel op de speciale driewegkraan. Deze in de cilinder geschroefde kraan is voorzien van een knelfitting die past bij het indicateurtoestel. Voordat we beginnen met het nemen van diagrammen, openen we de kraan waardoor eventuele roetdeeltjes worden weggeblazen die de goede werking van de indicateur belemmeren.

Het doorblazen moet met de nodige voorzichtigheid gebeuren met betrekking tot brand of verwondingen als gevolg van de steekvlam en de onder hoge druk ontwijkende gassen met daarin soms vaste (roet)deeltjes. Omdat de indicateurkraan en ook de indicateur bij de aansluiting erg heet worden, is het dragen van soepele, goed gevoerde handschoenen een must. Vervolgens plaatsen we het toestel op de kraan van de betreffende cilinder. Nadat het toestel op de kraan is bevestigd, geven we het trekkoord dat verbonden wordt met het hefbomenstelsel of krukje met rechtgeleiding de juiste lengte: zodanig dat het diagram ongeveer in het midden van het papier op trommel komt.

Vervolgens zetten we de kraan in de stand zoals in de middelste figuur hieronder is aangegeven. De hete verbrandingsgassen uit de cilinder komen nu in de indicateur en warmen die op. Is alles



goed voorverwarmd, dan zetten we het papier op de trommel en pikken het haakje van het indicateurkoord in. Vervolgens drukken we bij een viertaktmotor gedurende twee omwentelingen met behulp van het op de bovenstaande linker foto zichtbare rode knopje de schrijfstift tegen het papier.

Standen van de indicateurkraan

We verkrijgen dan het gewenste diagram. Het mag duidelijk zijn dat bij een tweetaktmotor, waar het kringloopproces zich gedurende één omwenteling voltrekt, we slechts tijdens de duur van één omwenteling de schrijfstift tegen de trommel hoeven te drukken.

Houden we de schrijfstift te lang op het papier, dan wordt de lijn van het diagram te dik en is het diagram onbruikbaar. Een te korte aandruktijd levert ook geen bruikbaar diagram op. Een handig hulpmiddel is om aan de hand van de klopp die bij de verbranding ontstaat de enkele of dubbele slagen te tellen, bijvoorbeeld eenentwintig, tweeëntwintig, drieëntwintig, ... en in die cadans de stift bijvoorbeeld bij vierentwintig tegen het papier op de trommel te drukken.

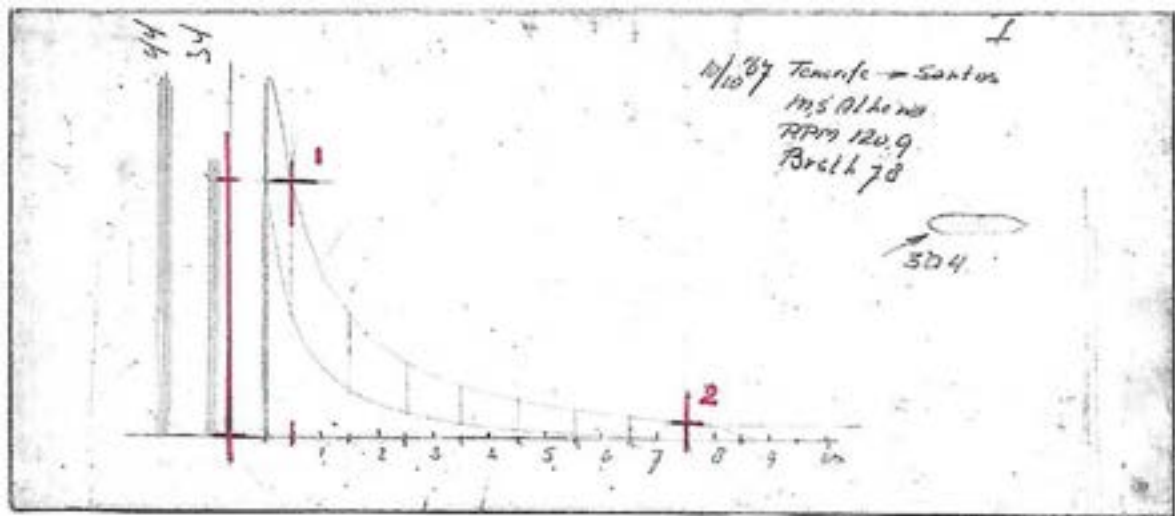
Hierna draaien we de indicateurkraan een kwartslag, dat is de stand van de rechter figuur, en drukken we de schrijfstift op de eerder aangegeven manier opnieuw tegen het papier. Zo krijgen we de atmosferische lijn, omdat de kraan in deze stand de cilinder afsluit en in verbinding brengt met de buitenlucht.

Vervolgens kunnen we het koord uitpikken en zowel de verbrandings- als de compressiedruk laten tekenen. Dit doen we door de trommel handmatig te verdraaien en wel zodanig dat de zogenaamde paaltjes van deze drukken aan de linkerzijde van het al genomen diagram komen te staan. Bij het tekenen van de compressiedruk licht een tweede persoon de brandstofpompplunjer een viertal slagen.

Het diagram zal er bijvoorbeeld uitzien zoals op de volgende vergrote afbeelding. Dit diagram is van een Stork motor, type HOT, die eerder in deze Leidraad is gebruikt bij de bepaling van de n factor

voor een polytrope expansie van een gas van een praktisch kringloopproces. HOT staat voor Hesselman Omkeerbare Tweetakt.

Hierna kunnen we het indicateurdiagram van de trommel nemen en het indicateurtoestel verwijderen, gereed maken voor het nemen van nog een diagram van een andere cilinder of schoonmaken en in de daarvoor bedoelde kist opruimen.



Voorbeeld van een door de motor opgetekend indicateurdiagram

Tijdens het nemen van het diagram moet het toerental van de motor worden bepaald. Dat doen we of door aflezing van de tachometer op de motor, of -als deze ontbreekt- door gedurende een minuut het aantal slagen te tellen of met een handtoerenteller te bepalen.

Onmiddellijk na het nemen van het diagram schrijven we de volgende gegevens op; we hebben deze nodig om de prestaties van de motor te beoordelen of om het vermogen te berekenen:

- Dag en datum
- Machine waarvan het diagram is genomen
- Cilinder waarvan het diagram is genomen
- Aantal omwentelingen van de machine
- Waterhoogten van de in- en uitstroomzijde van het gemaal
- Mogelijke verdere bijzonderheden die van invloed kunnen zijn op het diagram

Moeten we diagrammen nemen van een meercilindermotor, dan is het handig om over meerdere indicateurs te beschikken of om de diagrammen zo snel mogelijk na elkaar te nemen.

4.20.4 Berekenen van het machinevermogen

Hiervoor hebben we verklaard dat het oppervlak van een indicateurdiagram een maat is voor het vermogen van de motor. Verder is aangegeven dat door middel van het bepalen van de gemiddelde druk uit een diagram het vermogen te berekenen is. Als we dus de gemiddelde druk p_i in kg/cm^2

hebben bepaald uit een diagram en we vermenigvuldigen deze met het zuigeroppervlak O in cm^2 , dan zullen we de gemiddelde kracht K vinden gedurende een omwenteling van de kruk. Is verder de zuigerslag S in m , dan vinden we voor de arbeid per omwenteling:

$$A = p_i \cdot O \cdot S \text{ [kgm/omw]}$$

Maakt de kruk n omw/min, dan is de arbeid per minuut:

$$A = p_i \cdot O \cdot S \cdot n \text{ [kgm/min]}$$

Onder het vermogen verstaan we de arbeid per tijdseenheid. Nemen we als tijdseenheid de seconde, dan is het vermogen:

$$P = \frac{p_i \cdot O \cdot S \cdot n}{60} \text{ [kgm/sec]}$$

Voor de eenheid van vermogen P nemen we hier de paardenkracht, afgekort pk , waarbij één pk overeenkomt met 75 kgm/sec :

$$P = \frac{p_i \cdot O \cdot S \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [pk]}$$

Deze formule geeft het vermogen aan één kant van de zuiger. Sommige motoren (zuiggasinstallaties) zijn dubbelwerkend en is het werkzame zuigeroppervlak verschillend als gevolg van het al of niet aanwezig zijn van een zuigerstang.

Voor elke kant van de zuiger moet in dat geval dus het vermogen worden bepaald en moet daarbij rekening worden gehouden met het werkzame zuigeroppervlak.

Omdat de gemiddelde druk (p_i) en ook het daarvan afgeleide vermogen (P) met behulp van een indicateur worden bepaald, noemen we het met behulp van voorgaande formule bepaalde vermogen het indicateurvermogen P_i uitgedrukt in indicateur paardenkrachten (ipk).

Voor één bepaalde cilinder zijn de grootheden O en S constant, dus ook de breuk:

$$\text{factor } A = \frac{O \cdot S}{60 \cdot 75} = \frac{O \cdot S}{4500}$$

We noemen dit de factor A die stamt uit de tijd van de rekenliniaal waarmee uitgebreid en tijdrovend rekenwerk zoveel mogelijk werd vermeden. Eenmaal goed uitgerekend, hoefde men de vermenigvuldiging niet steeds opnieuw te maken bij het bepalen van het indicateurvermogen van een motor. Tegenwoordig wordt gebruik gemaakt van de rekenmachine of de computer.

Onderstaande factor geldt voor een tweetaktmotor met bij elke omwenteling één arbeidsslag. Bij de viertaktmotor vindt slechts bij twee omwentelingen één arbeidsslag plaats, dus moet het toerental door 2 gedeeld worden om met de gemiddelde druk het juiste vermogen te berekenen.

Dit geeft de volgende twee factoren:

$$\text{factor } A_{\text{tweetaakt}} = \pi r^2 = \frac{0. S}{4500} \quad \text{of} \quad \text{factor } A_{\text{viertakt}} = \frac{0. S}{9000}$$

Als gevolg hiervan kan de formule voor het bepalen van het indicatorvermogen als volgt worden geschreven:

$$P = A \cdot p_i \cdot n$$

De factor A hoeven we slechts met de gemiddelde druk en het toerental te vermenigvuldigen om het vermogen van de betreffende cilinder te krijgen. In het geval van een motor met meerdere cilinders tellen we alle vermogens bij elkaar op om het totale geïndiceerde vermogen te krijgen.

4.20.4.1 Voorbeeldberekening motorvermogen

Gegevens

Fabricaat: Thomassen De Steeg
 Motortype: 2 R 4 O (tweecilinder viertakt oliemotor)
 Cilinderboring: 360 mm
 Zuigerslag: 600 mm
 Nominaal toerental: 325 omw/min
 Nominaal vermogen: 170 pk

Als aangenomen wordt dat de gemiddelde druk in de cilinder ongeveer 6,5 kg/cm² bedraagt, dan wordt bij het nominale toerental het volgende vermogen berekend:

$$P = \frac{p_i \cdot 0. S \cdot n}{60 \cdot 75 \cdot 2} = \frac{6,5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{360}{10}\right)^2 \cdot \frac{600}{1000} \cdot 325}{60 \cdot 75 \cdot 2} = 207[\text{ipk}]$$

Bij een mechanisch rendement van 85% betekent dit dat de motor een effectief vermogen van 176 pk ontwikkelt. Op het motorplaatje van deze motor staat 170 pk.

4.20.4.2 Bepalen gemiddelde druk

De gemiddelde druk van een diagram kunnen we op twee manieren bepalen. De oudste en in het verleden veel toegepaste methode is de grafische methode. Bij de andere en meest simpele methode wordt gebruik gemaakt van een planimeter, een instrument waarmee we het oppervlak van een willekeurige figuur kunnen bepalen. De meest moderne methode is om het oppervlak van het diagram en daaruit afgeleid de gemiddelde druk met behulp van een tekenprogramma door de computer te laten bepalen.

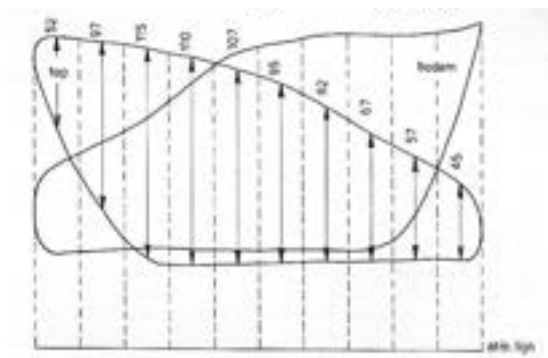
Het opmeten van de gemiddelde druk moet nauwkeurig worden gedaan, omdat een klein verschil in gemiddelde druk een belangrijk verschil in de uitkomst van het vermogen veroorzaakt. Bij grote viertaktmotoren zonder drukvulling bedraagt p_i 6,5 - 7,5 kg/cm² en met drukvulling 8 - 10 kg/cm². Bij tweetaktmotoren liggen deze waarden beduidend lager vanwege het kortere kringproces met

grotere verliezen. De waarden bij dit type motor bedragen bij machines zonder drukvulling tussen 5 - 6,5 kg/cm² en met drukvulling tussen de 6,5 - 8 kg/cm²

4.20.4.3 Grafische methode

Eerder zagen we al dat de gemiddelde druk bepaald kan worden door het diagram in een aantal, bijvoorbeeld tien, gelijke stukjes te verdelen, hiervan de gemiddelde druk te bepalen door de hoogte van de middelloodlijnen op te meten, die bij elkaar op te tellen en vervolgens te delen door tien. In het hierna afgebeelde diagram van een stoommachine zien we de resultaten van een dergelijke exercitie.

We bevestigen bij deze methode het diagram op een vel tekenpapier dat op een tekenplank of een andere vlakke ondergrond is gespannen. Het vervolgens verdelen in tien gelijke stukken doen we

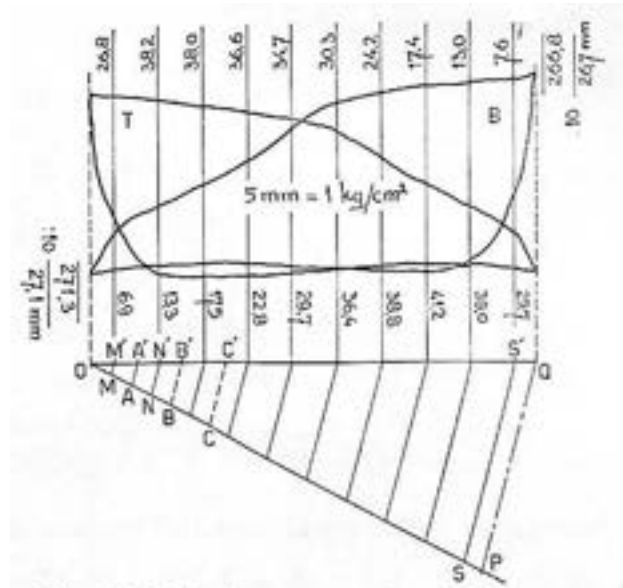


door met behulp van tekenhaken eerst de begin- en eindverticaal te trekken en door het snijpunt met de atmosferische lijn een lijn in willekeurige richting te trekken. Een en ander zoals in de volgende tekening is weergegeven. Op deze lijn passen we met de tekenpasser 10 gelijke stukken af. Vervolgens trekken we de lijn PQ en verdelen we de 10 stukjes precies in tweeën.

Rekenkundige bepaling gemiddelde druk

Deze punten worden met behulp van een stel tekendriehoeken evenwijdig aan de lijn PQ verbonden met de atmosferische lijn. Door de zo gevonden punten op de atmosferische lijn worden vervolgens loodlijnen opgericht. Dit zijn de zogenaamde middelloodlijnen van het in tien verdeelde diagram. We meten vervolgens de lengte van alle middelloodlijnen tussen de onderkant en de bovenkant van het diagram en schrijven die bij in het diagram of op een kladpapiertje. De rij getallen tellen we bij elkaar op en delen deze eerst door 10 en vervolgens door de veerschaal. De zo gevonden waarde is de gemiddelde druk. Als er bij de indicator een veerschaallatje aanwezig is, dan kan de druk bij de betreffende verdeling worden gezet en hoeft na optelling de gevonden waarde alleen nog maar door 10 gedeeld te worden om de gemiddelde druk te vinden.

Een andere methode is om met een steekpasser de totale druk te bepalen. Het doortrekken van de middelloodlijn helpt hierbij om nauwkeurig te werken. De uiteindelijke lengte tussen de benen van de passer is de som van de gemiddelde drukken en moet net als hiervoor is aangegeven nog door 10 en de veerschaal gedeeld te worden om de gemiddelde druk te krijgen.



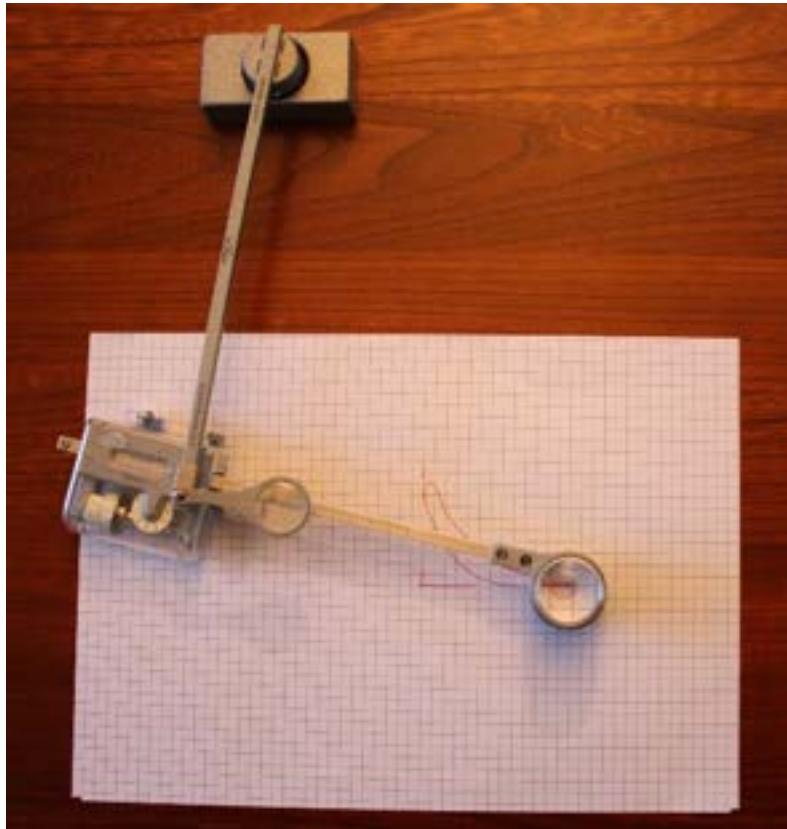
Grafische bepaling gemiddelde druk

Een iets minder nauwkeurige methode is de lengte van het diagram op te meten en de plaats van de tien middelloodlijnen rekenkundig te bepalen. Ook kunnen we op stevig tekenpapier een dummy maken waar de verdeling op staat aangegeven en deze verdeling op het uit te werken diagram overnemen.

4.20.4.4 Planimetrische methode

Een planimeter is een meetinstrument waarmee de oppervlakte van een gebied op bijvoorbeeld een landkaart kan worden bepaald door met een stift de omtrek van het gebied af te tasten. De werking berust op de stelling van Green die een verband legt tussen een oppervlakte-integraal en de kringintegraal over de contour van het oppervlak.

Een planimeter is in feite een integrator die de kringintegraal bepaalt en daarmee ook de oppervlakte. Planimeters zijn er in verschillende uitvoeringen. In alle gevallen is er een meetarm waarvan één uiteinde is voorzien van een meetstift of van kruisdraden met een loep waarmee de omtrek van het te meten oppervlak wordt afgetast. Het andere uiteinde, de 'ellenboog', is scharnierend en kan bij de lineaire uitvoering bewegen langs een vaste lijn. Bij de polaire uitvoering (zie afbeelding) is de ellenboog verbonden met een andere arm, de draaiarm, waarvan het andere uiteinde, de pool, een vast draaipunt vormt. Aan de meetarm is een meetwiel met telwerk bevestigd waarvan de as evenwijdig is aan de arm, zodat het wielje alleen kan draaien in de richting loodrecht op de arm. Het wielje meet de totale verplaatsing van de arm in de richting loodrecht op de arm.



Planimeter voor bepaling van het diagramoppervlak

Als het in de richting van de arm wordt verplaatst, staat het stil. De totale verplaatsing is een maat voor de oppervlakte, in ons geval die van het diagram.

De ellenboog is voorzien van een schaalverdeling, zodat de gemeten waarde direct in juiste vierkante millimeters kan worden afgelezen. De instelling van de schaal kunnen we eenvoudig controleren door bijvoorbeeld een getekend vierkant van 10 x10 cm of een cirkel met een straal van 5,64 cm met de loep af te tasten. Het verdient aanbeveling het diagram op een groot vel tekenpapier te plakken en dit op een gladde ondergrond te spannen. De tastloep is voorzien van een kleine cirkelvormige lens die bij het aftasten op de lijn van het diagram gehouden moet worden.

Met de loep moet de volledige contour worden afgetast, te beginnen bij een willekeurig punt van het diagram. Hierbij wordt de pool zodanig geplaatst dat de ellenboog zoveel mogelijk haaks op de beweegbare arm staat.

Met een planimeter wordt automatisch het oppervlak van eventuele negatieve arbeid van de positieve arbeid afgetrokken omdat het eerdergenoemde wielje terugdraait.

Door het diagram drie keer achter elkaar te planimetren en van de verkregen waarden het gemiddelde te nemen, verkrijgen we een uiterst nauwkeurige waarde van het oppervlak, en na deling door de lengte van het diagram en veerschaal, van de gemiddelde druk.

4.20.5 Interpretatie diagrammen

Hiervoor is aangegeven dat met behulp van een indicateurdiagram het vermogen van een verbrandingsmotor kan worden bepaald. Dit is overigens niet de enige en belangrijkste informatie die met een diagram over de motor kan worden verkregen. Met behulp van zwakveerdiagrammen kan ook inzicht worden verkregen over het verloop van de verbranding in de cilinder en met behulp van de zogenaamde paaltjes van de compressie- en verbrandingsdruk over de conditie van de zuigerveren en eventuele in- en uitlaatkleppen. Het is een goede gewoonte de diagrammen te archiveren om deze met later genomen diagrammen te kunnen vergelijken om significante afwijkingen vast te kunnen stellen.

Bij een meercilindermotor kunnen de diagrammen onderling worden vergeleken. Grote onderlinge verschillen duiden meestal op lekkende kleppen, gebroken zuigerveren of niet goed functionerende verstuivers.

Vooraf na een revisie van de motor is het van belang diagrammen te nemen.

Naast de hiervoor toegelichte afstellingsfouten en afwijkende belastingssituaties van de motor die uit het diagram kunnen worden afgelezen, treden fouten op als gevolg van de minder goede conditie van het indicateurtoestel. Meestal openbaren die fouten zich in de vorm van een onregelmatig golvende of hoekige lijn op het diagram. Ook kan de veer onder bepaalde omstandigheden gaan trillen. Het diagram vertoont dan een regelmatig golvende lijn. De indicator werkt dan goed, maar het diagram is onbruikbaar. Een andere belasting of toerental zal dan uitkomst moeten bieden. Dit fenomeen treedt vooral op bij de slappere veren die nodig zijn voor de weergave van de in- en uitlaatdrukken.

4.20.6 Proefstand en proefstandgegevens

Bij sommige museale gemalen zijn de motoren, voordat ze werden geleverd aan de klant, door de fabrikant beproefd op de proefstand. Bij een dergelijke beproeving worden naast de bepaling van het effectieve vermogen een scala aan andere gegevens verzameld en in een protocol vastgelegd. Een afschrift van een dergelijk beproevingsprotocol wordt bij de onderhouds- en bedieningshandleiding van de motor gevoegd. Door het effectieve vermogen dat op de proefstand wordt bepaald (N_e), dus het vermogen dat aan de motoras beschikbaar komt, te delen door het geïndiceerde vermogen (N_i), dus het vermogen dat met de indicator wordt bepaald, wordt het mechanische rendement van de motor verkregen. Of anders geschreven:

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{N_e}{N_i} [\%]$$

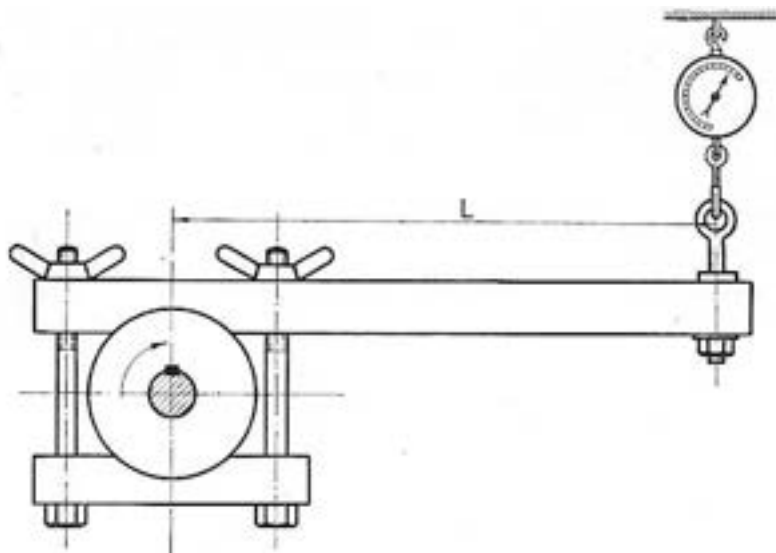
Het mechanisch rendement hangt van de bouw en de inrichting van de motor af. De lagers, aangehangen werktuigen, spoelpompen en zoals bij motoren met een compressor voor de verstuiving van de brandstof verbruiken een deel van de door verbranding van brandstof gegenereerde energie en bepalen het mechanische rendement. Bij grote motoren worden smeerolie en koelwaterpompen apart aangedreven waardoor het mechanische rendement toeneemt. De energie voor de aandrijving van deze pompen komt van een andere bron en moet in het overall rendement van de installatie worden verdisconteerd voor een goed vergelijk. Het mechanische rendement varieert voor grote motoren van 80 - 92%.

Het effectieve vermogen wordt bepaald door middel van een rem op de uitgaande as. Afhankelijk van de grootte van de motor wordt gebruik gemaakt van de volgende reminrichtingen:

- de mechanische rem (rem van Prony)
- de waterrem
- de elektrische rem

4.20.6.1 Mechanische rem

Twee uitgeholde en met water gekoelde blokken worden door spanschroeven tegen de omtrek van de speciaal aangebrachte remschijf, de riemschijf op de uitgaande as of het vliegwiel van de motor geklemd. Met de rembalk -de getekende hefboomarm met veer- of gewichtbalans in de volgende figuur- beletten we het draaien van de blokken.



Mechanische rem van Prony

Om de motor te remmen, worden de spanschroeven steeds verder aangedraaid. Door de optredende wrijving probeert de as de balansarm mee te nemen en in dit geval zal de veerbalans steeds verder uitwijken. Op deze wijze gaan we steeds verder door tot de motor het gewenste vermogen ontwikkelt of, als het maximale vermogen moet worden bepaald, als de reguleur zijn uiterste stand heeft bereikt, zodat de motor steeds verder in toeren zou achteruitgaan en ten slotte zou stilvallen. Zoals uit het volgende blijkt, bestaat er het volgende verband tussen het motorvermogen en de belasting van de rembalk:

$$G \cdot L = W \cdot r = P \cdot r \text{ [kgm]}$$

Wanneer:

G = de kracht in kg die de veerbalans aangeeft of het gewicht in kg als de balansarm met gewichten wordt belast. Hierbij moet rekening worden gehouden met het eigen gewicht van de balansarm

L = de lengte van de balansarm in m gemeten van het hart van de as tot het aangrijpingspunt van de veerbalans

W = de aan de omtrek van de remschijf optredende wrijvingsweerstand, uitgedrukt in kg kracht

P = de omtrekkraft in kg die even groot is als de wrijvingskracht, maar tegengesteld van richting

r = de straal van de remschijf in m

Maakt de motor n omwentelingen per minuut, dan is het vermogen N:

$$N_e = \frac{\pi \cdot P \cdot 2r \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{\pi \cdot P \cdot r \cdot n}{30 \cdot 75} \text{ [pk]}$$

Als het koppel P.r in de formule vervangen wordt door het even grote en gemeten koppel G.L, dan krijgen we:

$$N_e = \frac{\pi \cdot G \cdot L \cdot n}{30 \cdot 75} \text{ [pk]}$$

Om ervan verzekerd te zijn dat de remproef een juist resultaat oplevert, moeten we de veerbalans bij stilstaande motor op nul stellen. De omtrekkraft P die we voor de berekening van het effectieve vermogen nodig hebben, wordt afgeleid van de belasting van de veerbalans. Omdat deze kracht voortdurend schommelt, is deze meetmethode niet geschikt voor heel nauwkeurige metingen. Het toerental bepalen we met een zogenaamde slagenteller op de motor, de toerenteller van de motor zelf, of door het tellen van bijvoorbeeld het aantal ontbrandingen en een stopwatch. Ook kunnen we gebruik maken van een losse toerenteller of slagenteller die we tegen het vrije aseind van de motor houden. Belangrijk is dat het aflezen van het balansgewicht samenvalt met de meting van het toerental en dat dit gebeurt als er sprake is van een stabiele belastingssituatie van de motor.

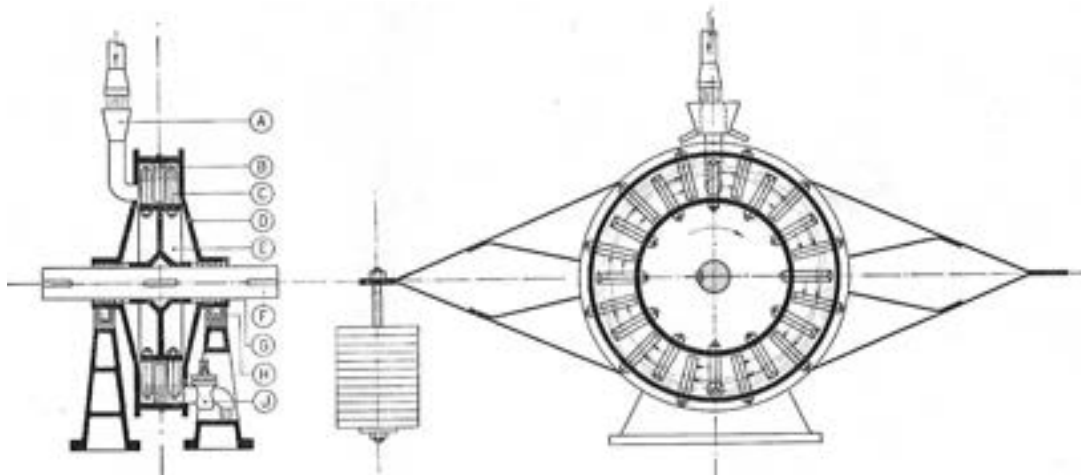
De wrijvingsarbeid veroorzaakt natuurlijk een belangrijke warmteontwikkeling. De warmte moet op een geschikte wijze worden afgevoerd. Het is daarom nodig de remschijf en de remblokken te koelen, dit gebeurt meestal met water. Omwille van de eenvoud gaan we in deze Leidraad hier niet verder op in. De hiervoor beschreven reminrichting is praktisch alleen bruikbaar voor vermogens van hoogstens 150 pk.

4.20.6.2 Waterrem

Het hydraulisch remmen berust op het opwekken van waterweerstand met behulp van één of meer schoepraderen in een met water gevuld huis. Hierna volgt een voorbeeld van een waterrem van Junkers.

Op een as F is een rotor E bevestigd waaraan in de omtrek twee of meer rijen stiften C zijn aangebracht. Het aantal stiften neem toe met het vermogen dat moet worden opgenomen. De rotor wordt door de motor gedreven en draait in het huis D. In het huis bevindt zich water dat door de stiften van de draaiende rotor wordt meegenomen en naar de omtrek wordt geslingerd, zodat er een ring van water ontstaat. Het ronddraaien van het water wordt tegengegaan door rijen stiften B,

die aan de omtrek van het huis zijn bevestigd. De ruimte tussen de stiften onderling en het huis is gering. De rotorstiften stuwen het water tegen de stiften van het huis waardoor deze wil draaien. Het verdraaien wordt vergemakkelijkt doordat de astappen van het huis op rollen H zijn geplaatst.



Voorbeeld van een waterrem

Het draaien wordt tegengegaan door een aantal schijven (gewichten) die we ophangen aan één van de aan het huis aangebrachte (balans)armen. Deze schijven hebben een bekend gewicht (meestal 50 kg), zodat we de kracht om het draaien te beletten op deze wijze kunnen bepalen en vervolgens met behulp van de lengte van de arm en het toerental van de motor het vermogen kunnen berekenen.

Het vermogen dat kan worden gemeten, hangt voor een bepaald toestel af van de dikte van de waterring. Deze ringdikte kunnen we veranderen door de afsluiter J verder of minder ver open te zetten. Wanneer J geheel geopend is en de watertoevoer is afgesloten, draait de motor onbelast. Het water raakt tijdens de proefnemingen in een turbulente beweging, zodat de door de motor geleverde arbeid in warmte wordt omgezet. Om te voorkomen dat de temperatuur van het water te hoog wordt, laten we aan de onderzijde met afsluiter J een gedeelte wegvloeien, terwijl bij A nieuw koud water wordt aangevoerd.

De afgebeelde waterrem heeft twee balansarmen waardoor we motoren kunnen beproeven met zowel een linkse als een rechtse draairichting.

4.20.6.3 Elektrische rem

De beste methode en de makkelijkst uit te voeren meting krijgen we door elektrisch te remmen. De motor wordt dan al of niet met een riem- of tandwieloverbrenging aan een zogenaamde remdynamo gekoppeld. Belangrijk is dat we voor elke belastingstoestand het rendement van zowel de eventuele overbrenging als die van de dynamo kennen. Wanneer de dynamo niet op een net met tamelijk constante belasting werkt, moet de belasting met behulp van een kunstmatige weerstand worden verkregen.

Een eenvoudige waterweerstand kunnen we samenstellen door de stroom door een paar ijzeren platen te voeren die zijn opgesteld in een geïsoleerd vat dat gevuld is met water en een beetje zuur

(elektrolyt). Door een shuntregelaar in combinatie met het meer of minder diep inhangen van de platen in het elektrolyt kan de belasting nauwkeurig worden ingesteld.

Aan de volt- en ampèremeters wordt tijdens de beproeving de spanning V in volt en de stroomsterkte A in ampère bij korte tussenpozen afgelezen. Uit deze gegevens en die van de soort machine wordt vervolgens op de volgende manier het vermogen berekend:

Bij gelijkstroomdynamo's:

$$N_e = \frac{V \cdot A}{736 \cdot \eta} \text{ [pk]}$$

Bij wisselstroomdynamo's:

$$N_e = \frac{V \cdot A \cdot \cos \varphi}{736 \cdot \eta} \text{ [pk]}$$

Bij driefasige dynamo's of draaistroomdynamo's:

$$N_e = \frac{V \cdot A \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi}{736 \cdot \eta} \text{ [pk]}$$

Hierbij geldt:

- η = het rendement van de dynamo
- $\cos \varphi$ = de faseverschuiving van de stroom ten opzichte van de spanning
- 736 = getal voor het omrekenen van het vermogen uitgedrukt in watt (W) naar pk (1pk=736 W)

Noot:

Het vermogen van een dynamo- of elektromotor wordt uitgedrukt in W (watt) of kW (kilowatt) en dat van een verbrandingsmotor in pk (paardenkracht). In het huidige Internationale Stelsel van Eenheden gebruiken we alleen nog maar W of kW als eenheid voor de grootte van vermogen en maken we niet langer dat onderscheid.

4.21 Massakrachten en draaimomenten

4.21.1 Massakrachten en draaimomenten

De tijdens het arbeidsproces in de cilinder optredende drukken oefenen op de zuiger een kracht uit, die door de zuigerstang, het kruishoofd en de drijfstang op de krukpen worden overgebracht (bij trunkzuigermotoren alleen door de drijfstang). Het daardoor in de krukas ontstane draaimoment kan door ontbinding van krachten worden gevonden, maar niet zonder dat daarbij ook met andere factoren rekening wordt gehouden. Eén van deze factoren is -bij verticale machines- het gewicht van de heen en weer gaande delen, dat bij de naar beneden gerichte kracht moet worden opgeteld en van de naar boven gerichte kracht moet worden afgetrokken. De grootte van het gewicht van deze motoronderdelen is in de meeste gevallen van zo weinig betekenis tegenover de gasdrukken op de zuiger, dat deze invloed kan worden verwaarloosd. Van meer belang zijn de versnellings- en vertragskrachten van deze bewegende delen, kortweg de massakrachten genoemd.

4.21.1.1 Zuigersnelheid

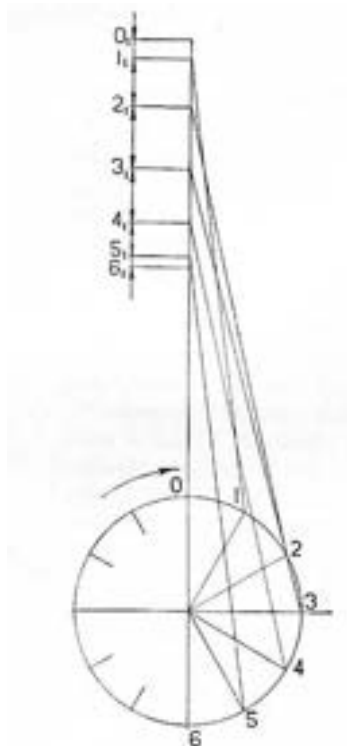
Bij een motor -of willekeurig ander zuigerwerktuig- wordt de heen en weer gaande beweging van de zuiger door middel van het kruishoofd, de leibaan en de drijfstang -of bij een trunkzuigermotor alleen de zuiger en de drijfstang en kruk- omgezet in een draaiende beweging.

Veronderstellen we dat de kruk met een eenparige snelheid rondwentelt, dan beschrijft het hart van de krukpen een cirkel met het midden van de as tot middelpunt en met een straal R die gelijk is aan de hartafstand van de krukpen tot de krukas. Deze afstand heet de kruk lengte en de cirkel noemen we de krukcirkel.

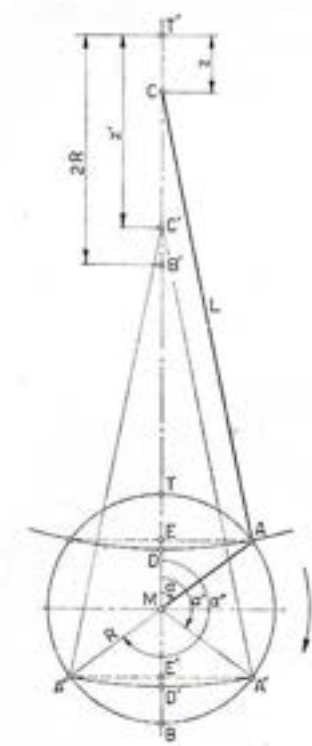
Aan de krukpen is de grote kop van de drijfstang gekoppeld. Het andere eind van deze stang is scharnierend met het kruishoofd of de zuigerpen verbonden. De afstand L van het hart van de krukpen tot het hart van de zuiger- of kruishoofdpen noemen we de drijfstanglengte.

Verdelen we de krukcirkel in een aantal gelijke cirkelbogen door de punten 0, 1, 2, 3, enzovoort (zie de onderstaande linker figuur), dan worden bij een eenparige beweging van de kruk deze bogen in gelijke tijden doorlopen. Zetten we uit genoemde punten de drijfstanglengte L af tot aan de lijn waarlangs het midden van de zuiger- of kruishoofdpen beweegt, dan vinden we de punten O_1 tot en met 6_1 . Gaat het kruk midden -dus achtereenvolgens- door de punten 1 tot en met 6 die alle een gelijke boogafstand van elkaar zijn verwijderd, dan doorloopt het midden van de zuiger- of kruishoofdpen, en dus ook de zuiger van het bovenste dode punt uit ongelijke afstanden, tussen de punten O_1 tot en met 6_1 . De zuiger heeft dus geen eenparige beweging, maar volgens de figuur is de beweging tijdens het eerste gedeelte vanuit top eenparig versneld en daarna vertraagd. In top en bodem is de zuigersnelheid nul en ongeveer op de helft van de slag maximaal.

Houd er rekening mee dat de zuiger tijdens de slag versneld of vertraagd beweegt, maar dat dit niet eenparig gebeurt. Onder de zuigersnelheid kunnen we dus alleen de snelheid op een bepaald ogenblik verstaan. Bij de uitleg over het krachtenspel in een motor zal hierop nader worden ingegaan.



Constructie zuigerbeweging



Berekening zuigerweg

Aan de hand van de rechter figuur wordt hierna uitgelegd hoe door berekening de snelheid van de zuiger kan worden bepaald en wat de invloed daarop is van de verhouding van de krukstraal tot de drijfstanglengte.

In beide uiterste standen van de kruk staat de zuiger stil. Bij elke stand van de kruk -en uiteraard ook de zuiger- kan de snelheid berekend worden. Als de kruk van de motor met een eenparige snelheid van 10 omw/min ronddraait en de drijfstang is oneindig lang, dan is de snelheid c'_z van de zuiger (zoals met de okerleurige lijn is aangegeven). De hoogste snelheid wordt bereikt bij de krukhoeken van 90° en 270° , gerekend vanaf het cilinderdeksel van de motor. Houden we wel rekening met de eindige lengte van de drijfstang, dan is de hoogste snelheid c_z iets groter en verschuift in de figuur ongeveer 10° naar links en zal bij 80° en 280° komen te liggen. Het verloop van deze zuigersnelheid wordt met de blauwe lijn weergegeven.

Bij de berekening van de zuigersnelheden is gebruik gemaakt van de volgende formules:

De gemiddelde zuigersnelheid c_z :

$$c_z = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30} \text{ [m/sec]}$$

Hierbij geldt:

S = de zuigerslag in m
 n = het gemiddelde toerental in omw/min

De gemiddelde hoeksnelheid van de kruk ω :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ [rad/sec]}$$

De afgelegde weg z van de zuiger met een eindige drijfstanglengte is:

$$z = R(1 - \cos \alpha) + \frac{R^2}{2L} \cdot \sin^2 \alpha \text{ [m]}$$

Hierbij geldt:

R = de straal van de kruk in m
 L = de lengte van de drijfstang in m
 α = de hoek die de kruk maakt met de hartlijn van de motorcilinder

Is de drijfstang (oneindig) lang, dan kan de laatste term in de formule, de zogenaamde drijfstangfout, verwaarloosd worden en krijgen we voor de afgelegde zuigerweg z' :

$$z' = R(1 - \cos \alpha) \text{ [m]}$$

Met behulp van bovenstaande formules kan de volgende formule voor de momentane snelheid langs de kruk of langs de zuigerweg worden afgeleid.

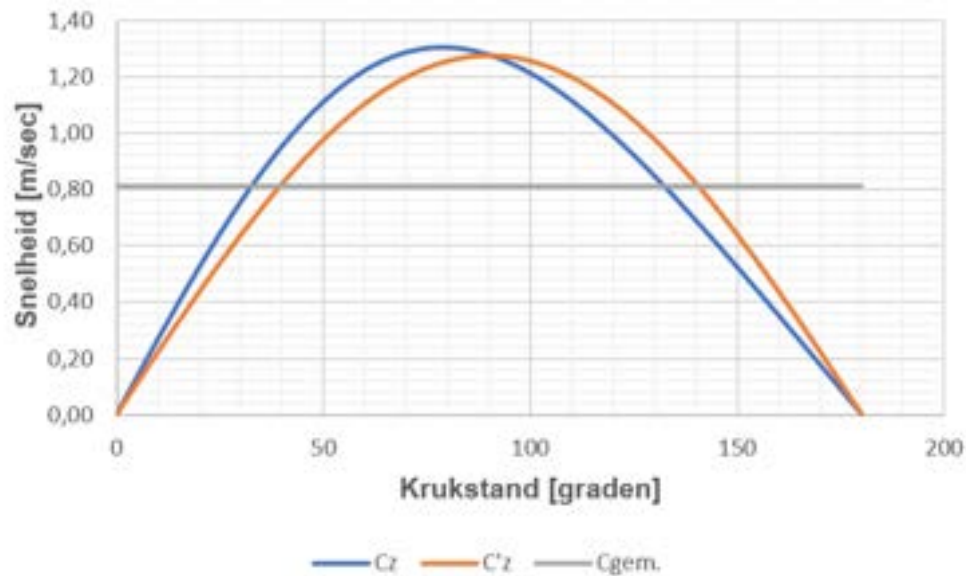
De snelheid c_z bij een eindige drijfstanglengte bedraagt dan:

$$c_z = \omega \cdot R \left(\sin \alpha + \frac{R}{2L} \cdot \sin 2\alpha \right) \text{ [m/sec]}$$

Wordt geen rekening gehouden met de drijfstangfout, dan kan de momentane snelheid c'_z berekend worden met de volgende formule:

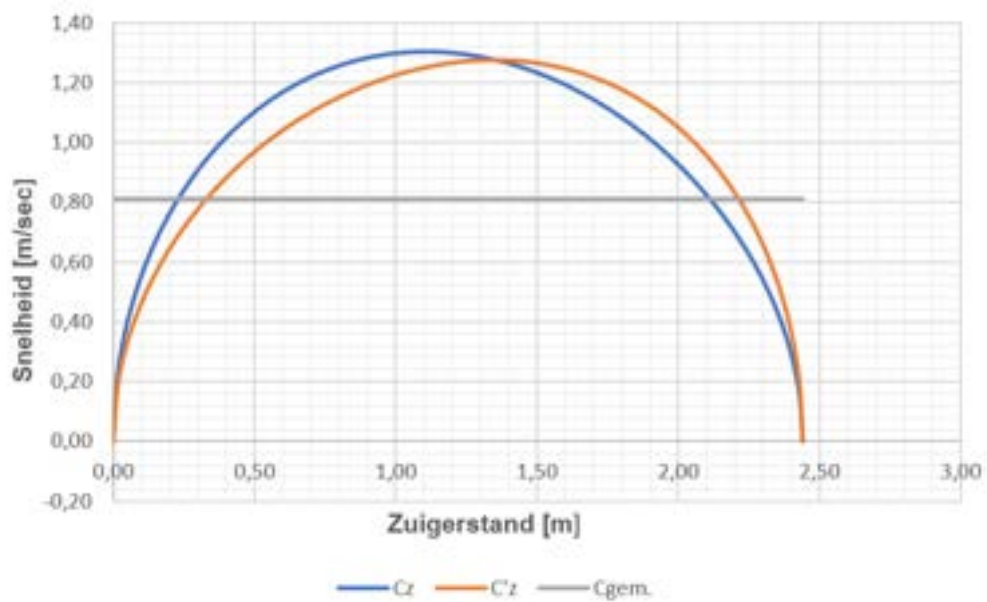
$$c'_z = \omega \cdot R \cdot \sin \alpha \text{ [m/sec]}$$

De snelheid bij een oneindige drijfstanglengte of ook wel een verwaarloosbare drijfstangfout:



Zuigersnelheid in relatie tot stand van de kruk

Zetten we de momentane zuigersnelheid c_z en c'_z uit tegen de stand van de zuiger, dus de slag, dan zien we dat de snelheidstoename en -afname het grootst is aan het begin en aan het einde van de slag.



Zuigersnelheid in relatie tot slag

De werkelijke zuigersnelheid, die we uitdrukken in m/sec neemt dus beurtelings toe en af. Dergelijke snelheidstoenames en snelheidsafnames worden versnellingen en vertragingen genoemd en meten we in snelheidsverandering per seconde, dus feitelijk in m/sec/sec, of anders geschreven in m/sec².

Tot het versnellen van een lichaam is een versnellingskracht nodig, uitgedrukt volgens de mechanica met de volgende formule;

$$K = m \cdot a \quad [\text{kg}]$$

Hierbij geldt:

K = versnellingskracht in kg

m = de massa van het te versnellen lichaam, dus

m = het gewicht in kg gedeeld door de versnelling van de zwaartekracht (9,81 m/sec²)

Uit het verloop van de werkelijke zuigersnelheid kunnen we met behulp van voorgaande formule als volgt de bij de versnelling en vertraging behorende krachten uitrekenen en in een grafiek langs de zuigerweg of de krukweg uitzetten.

De traagheidskracht T van de bewegende delen als gevolg van de versnelling of de vertraging is:

$$T = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 R \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) [\text{kg}]$$

Omdat g (9,81) en π^2 (9,87) tegen elkaar wegvallen, kan de formule vereenvoudigd worden tot:

$$T = \frac{G \cdot n^2 \cdot R}{900} \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) [\text{kg}]$$

Of:

$$T = \frac{G \cdot n^2 \cdot S}{1800} \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) [\text{kg}]$$

Hierbij geldt:

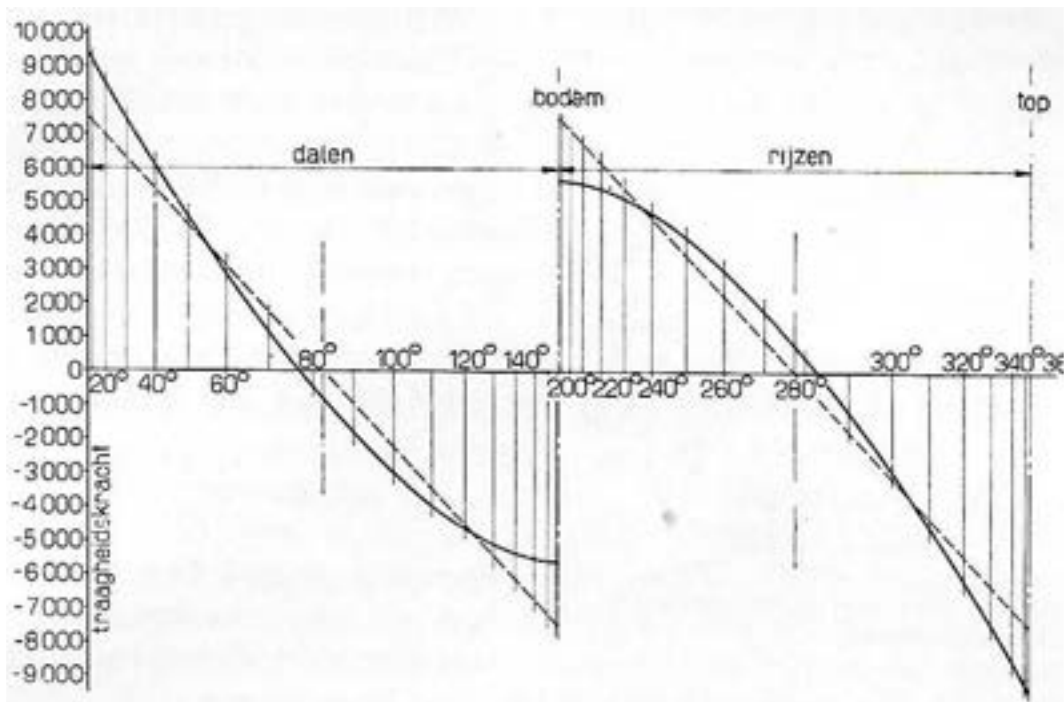
G = het gewicht van de heen en weer gaande delen in kg

N = aantal omwentelingen van de krukas in omw/min

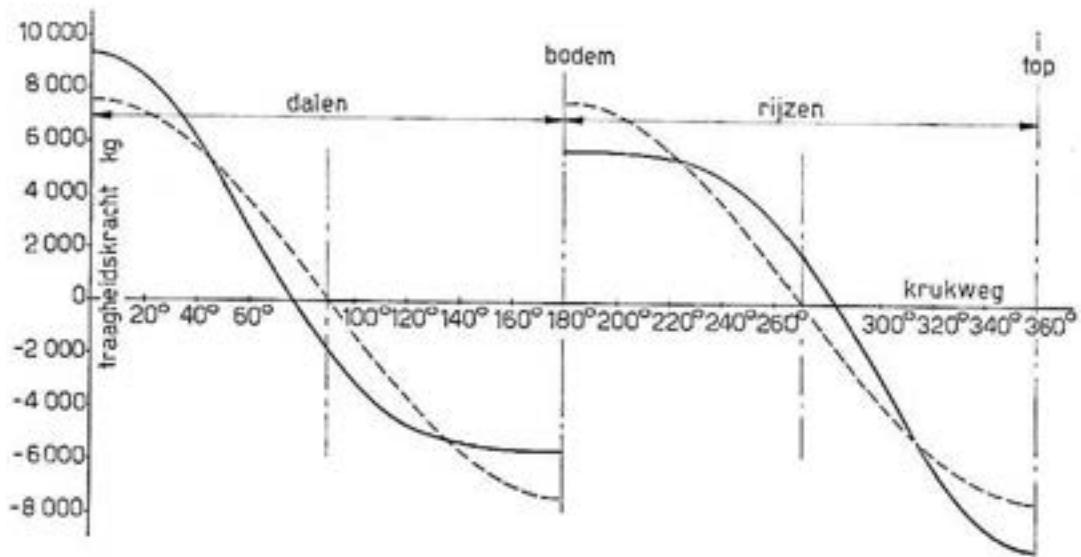
R = de straal van de kruk in m

S = de zuigerslag in m en is gelijk aan 2R

L = de lengte van de drijfstang in m



Verloop van de traagheidskrachten langs zuigerweg



Verloop van de traagheidskrachten langs krukweg

Tussen de hoogste waarden kan het verloop van de massakrachten van de bewegende delen worden voorgesteld door een rechte lijn (hier gestippeld) of rekening houdend met de eindige drijfstanglente door een gebogen lijn (hier doorgetrokken).

We zien dus in deze figuren dat in de dode punten de grootste versnellingskracht nodig is om de heen en weergaande delen vanuit hun rusttoestand te versnellen of te vertragen om de beweging van de kruk te kunnen volgen. Naarmate de zuigersnelheid toeneemt, vermindert de voor de versnelling benodigde kracht; ongeveer op de helft van de slag (76 krukgraden na top bij een krukstraal-drijfstangverhouding van 1: 4) is zij nul omdat de zuiger daar met eenparige snelheid beweegt. Gedurende de tweede helft van de slag wordt de beweging vertraagd en moeten de heen en weer gaande delen in hun vaart worden tegengehouden. Zij oefenen daarbij een steeds toenemende kracht op de krukpen uit die in het tweede dode punt, waar de zuiger geheel tot stilstand komt, opnieuw de voor bodem de hoogste vertragskrachtwaarde aan. Voor het dan opnieuw weer in beweging brengen, in tegengestelde richting, is opnieuw de maximale versnellingskracht nodig enzovoort.

De gedurende de versnellingsperiode van de bewegende delen afgegeven arbeid wordt gedurende de vertragsperiode volledig teruggegeven.

Op de totale arbeidslevering van de motor hebben de massakrachten geen invloed, maar wel op de verdeling van de arbeidslevering over de krukasomwenteling. Dat de versnellings- en vertragskrachten belangrijke waarden kunnen bereiken, vooral bij snellopende machines, blijkt uit het volgende praktijkvoorbeeld.

4.21.1.2 Voorbeeld

Een dieselmotor werkt met een toerental van 425 omw/min. Het gewicht van de heen en weer gaande delen bedraagt 150 kg en de zuigerslag is 380 mm. De verhouding tussen de krukstraal R en de drijfstanglengte L is 1: 4. Gevraagd worden de massatraagheidskrachten in top, bodem en de kruk 90 door top.

We maken bij de berekening gebruik van de hiervoor gegeven formule waarbij rekening wordt gehouden met een eindige drijfstanglengte, dus:

$$T = \frac{G \cdot n^2 \cdot S}{1800} \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) [\text{kg}]$$

De traagheidskracht voor de zuiger in top en een krukstand van 0° bedraagt:

$$T = \frac{150 \cdot 425^2 \cdot 0,38}{1800} \left(1 + \frac{1}{4} \right) = 7150 [\text{kg}]$$

De traagheidskracht voor de zuiger in top en een krukstand van 180° bedraagt:

$$T = \frac{150 \cdot 425^2 \cdot 0,38}{1800} \left(-1 + \frac{1}{4} \right) = 4290 [\text{kg}]$$

De traagheidskracht voor de zuiger in top en een krukstand van 90° bedraagt:

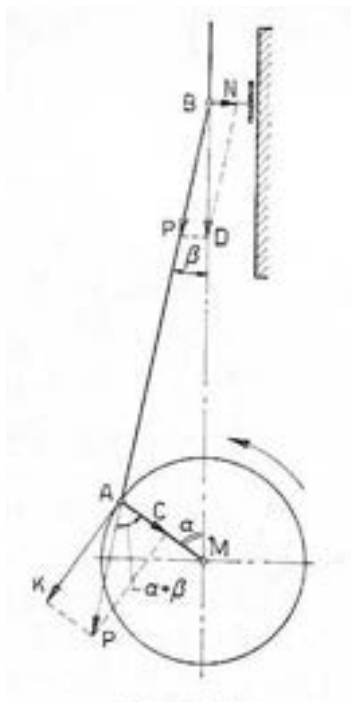
$$T = \frac{150 \cdot 425^2 \cdot 0,38}{1800} \left(-\frac{1}{4} \right) = 1430 [\text{kg}]$$

De grootste kracht door de gasen in deze motor op de zuiger bedraagt, bij 40 kg/cm² hoogste verbrandingsdruk, 36.500 kg. De grootste massakracht van 7150 kg die we hiervoor hebben berekend, bedraagt dus bijna 20% van de kracht die optreedt bij de verbranding.

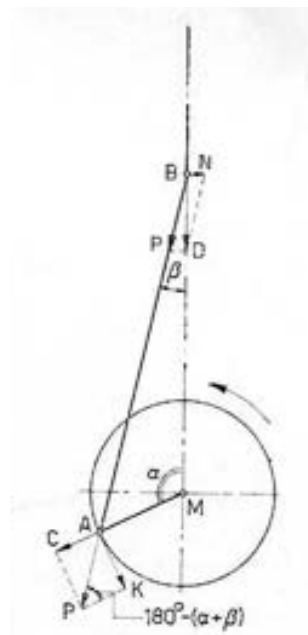
Door de massatraagheid T algebraïsch, dus met inachtnaam van de richting van de krachten, bij de stangkracht D op te tellen, krijgen we D' waaruit de werkelijke omtrekkracht, hier K+T genoemd, kan worden berekend.

4.21.2 Omtrek- en leibaankrachten

In de volgende figuren zijn schematisch het samenstelsel van de zuigerstang, het kruishoofd, de drijfstang en de kruk van een verticaal opgestelde machine weergegeven, waarbij de kruk op een willekeurige hoek α uit de topstand is weergegeven. In deze twee figuren, die overigens ook gelden voor een horizontaal opgestelde motor, zijn de verschillende krachten en de ontbondenen daarvan weergegeven en met een letter aangeduid.



Constructie van de omtrekkracht



Voor het berekenen van de leibaankracht en de omtrekkracht kunnen, zonder deze hier af te leiden, de volgende formules worden gebruikt. De drukken moeten door opmeten en verschaling worden afgeleid van indicatordiagrammen van de betreffende motor of worden berekend.

Kracht D op de zuigerstang:

$$D = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p_1 \text{ [kg]}$$

Hierbij geldt:

D = de zuigerdiameter in cm

p_1 = het drukverschil tussen de boven- en onderkant van de zuiger in kg/cm². Bij een enkelwerkende motor mag hiervoor de druk boven de zuiger worden gelezen.

De kracht N op de leibaan:

$$N = \frac{R}{L} \cdot D \cdot \sin \alpha = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \frac{R}{L} p_1 \sin \alpha \text{ [kg]}$$

Hierbij geldt:

R = de krukstraal in m

L = de drijfstanglengte in m

Kracht P op de krukstang:

$$P = \frac{D}{\cos \beta} \text{ [kg]}$$

Omtrekkkracht K:

$$K = D \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ [kg]}$$

Door de massatraagheid T van de bewegende delen algebraïsch, dus met inachtnahme van de richting van de krachten, bij de stangkracht D op te tellen, krijgen we D' waaruit de werkelijke omtrekkkracht, hier K' genoemd, kan worden berekend.

$$K' = D' \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ [kg]}$$

Het askoppel of momentane draaimoment verkrijgen we door K' met krukstraal R te vermenigvuldigen, dus:

$$M = K' \cdot R \text{ [kgm]}$$

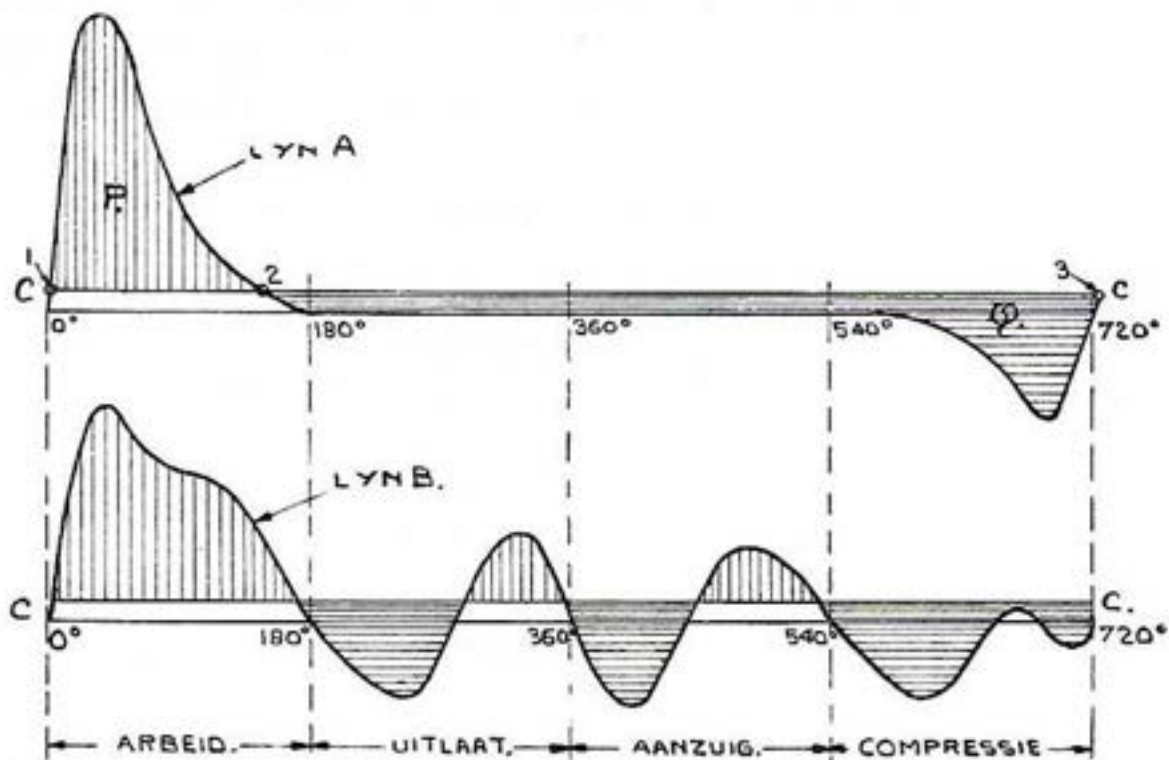
$$M = R \cdot D' \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ [kgm]}$$

Het zal duidelijk zijn dat de te berekenen gegevens steeds bij dezelfde krukhoek danwel zuigerstand berekend moeten worden en dat het een en ander een tijdrovende bezigheid is.

De twee figuren hieronder zijn een voorbeeld van een ééncilinder viertaktmotor waarvan de berekende draaimomenten verticaal en de bijbehorende krukhoeken horizontaal in een grafiek zijn uitgezet. Hierdoor ontstaat een draaimomentengrafiek waarmee gemakkelijk en op een overzichtelijke wijze het arbeidsproces kan worden nagegaan.

Aangezien bij de tweetaktmotor dit proces slechts één omwenteling in beslag neemt, kan daarbij met een diagramlengte van één omwenteling ($= 360^\circ$) worden volstaan. Bij de daaropvolgende omwenteling keert dezelfde figuur weer terug.

Bij de viertaktmotor daarentegen zijn voor ieder arbeidsproces twee volle omwentelingen nodig, zodat een diagramlengte van $2 \times 360^\circ = 720^\circ$ wordt vereist om de gehele werking te kunnen volgen.



Draaimomenten ééncilinder viertaktmotor

De lijn A in de bovenste grafiek geeft de momenten weer zonder rekening te houden met de invloed van de massatraagheid van de bewegende delen en dat de uitlaat- en inlaatslag geen meetbare arbeid verbruiken.

In het binnenste dode punt (0°) is het draaimoment = nul, omdat de hefboomarm = nul is. Daarna stijgt het draaimoment tijdens de verbrandingsperiode sterk om later tijdens de expansieperiode te dalen en in het buitenste dode punt (180°) weer = nul te worden. Gedurende de uitlaatperiode ($180^\circ - 360^\circ$) en de aanzug-periode ($360^\circ - 540^\circ$) blijft het draaimoment = nul, aangezien de gassen geen kracht op de zuiger uitoefenen. Gedurende de compressie heeft het draaimoment eerst een toenemende en later, door het afnemen van de hefboomarm weer een afnemende negatieve waarde. Gedurende het tijdsverloop dat het draaimoment negatief is, moet de motor door uitwendige krachten, met name door de zogenaamde massatraagheids-krachten van het vliegwiel, in beweging worden gehouden.

Uit deze grafiek is af te leiden dat het draaimoment verre van constant is en dat de maximum en minimum draaimomenten sterk uiteenlopen.

De lijn B in de onderste grafiek vertoont het draaimoment als met massakrachten van de bewegende delen rekening wordt gehouden. Dit is dus een realistische weergave van het verloop van het arbeidsproces van de viertaktmotor. Ook tijdens de uitlaat- en aanzuigperiode vertoont zich nu een golvende draaimomentenlijn, en is op te merken dat de maxima en de minima niet meer zó ver uit elkaar liggen. De verschillen blijven echter zeer groot.

De door de motor aangedreven werktuigen, zoals dynamo's maar ook waaierpompen, vragen bij een constante omwentelingssnelheid een constant draaimoment gedurende de volle asomwenteling. Het is duidelijk dat dit constante draaimoment het gemiddelde moet zijn van de wisselende draaimomenten in de krukas, want anders zou de motor op de duur óf arbeid overhouden óf arbeid tekortkomen.

We kunnen dus het gemiddelde draaimoment zowel afleiden uit het verloop van het werkelijke draaimoment als uit de door de machine afgegeven arbeid.

Het vermogen P van een motor uitgedrukt in pk is:

$$P = \frac{m \omega}{75} = \frac{m \cdot 2\pi n}{75 \cdot 60} \text{ [pk]}$$

Het gemiddelde koppel m daaruit afgeleid is:

$$m = \frac{4500 \cdot P}{2\pi n} \text{ [kgm]}$$

Van een motor die bij een toerental van 350 omw/min een vermogen van 250 epk ontwikkelt, bedraagt het gemiddelde draaimoment 512 kgm.

$$m = \frac{4500 \cdot 250}{2\pi \cdot 350} = 512 \text{ [kgm]}$$

Terwijl door de motor aangedreven werktuigen dus een constant draaimoment opnemen, wordt door de drijfstaang op de krukas een sterk wisselend draaimoment uitgeoefend. Trekken we in beide diagrammen op de voorgaande bladzijde een rechte lijn CC, die het gemiddelde draaimoment aangeeft, dan blijkt bij de lijn A van punt 1 tot punt 2 het krukas-draaimoment groter, en van punt 2 tot punt 3 daarentegen kleiner is dan het gemiddelde draaimoment.

Gedurende het eerste gedeelte van het arbeidsproces geeft de drijfstaang dus meer arbeid aan de krukas af dan wordt verbruikt. Deze arbeid wordt voorgesteld door het verticaal gearceerde oppervlak P. Dit zogenaamde arbeidsoverschot zal een toename van de omwentelingssnelheid tot gevolg hebben.

Gedurende het tweede gedeelte van het arbeidsproces daarentegen heeft het omgekeerde plaats; de krukas moet een arbeidstekort van de motor, voorgesteld door het horizontaal gearceerde gedeelte Q, aanvullen en kan dit alleen doen uit de energie van de wentelende delen, waarbij de snelheid afneemt.

Bij lijn B ontstaan als gevolg van de invloed van de massakrachten van de heen en weergaande delen gedurende het arbeidsproces arbeidsoverschotten en -tekorten.

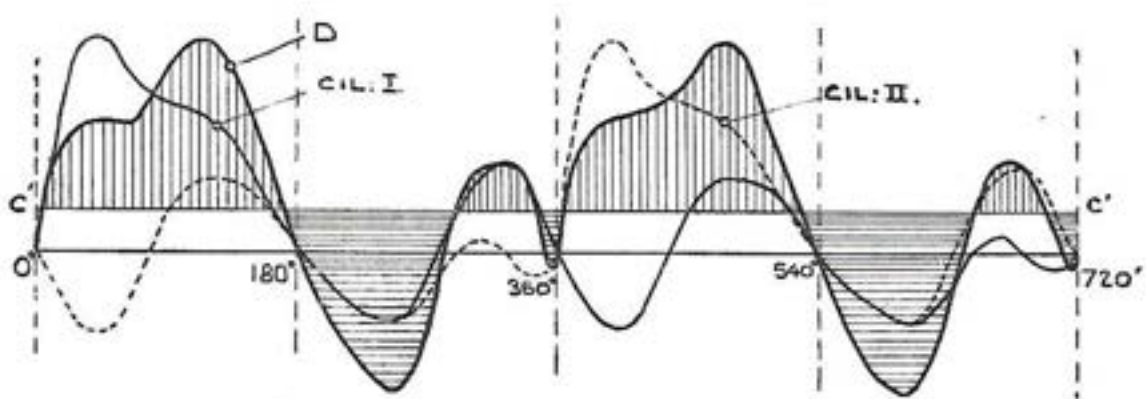
Aangezien deze massakrachten geen arbeid opleveren of verbruiken, zal het resultaat, dat wil zeggen het gemiddelde draaimoment, hetzelfde zijn als voor lijn A.

We zullen in het algemeen de eis stellen dat bij een bepaalde motor de voortdurende toe- en afname van de omwentelingssnelheid binnen bepaalde grenzen moet blijven. Deze grenzen zullen nauwer getrokken worden naarmate aan de regelmatige gang hogere eisen worden gesteld. Zo zal het voor pompbedrijf in het algemeen voldoende worden geacht als het verschil tussen maximum- en minimumomwentelingssnelheid binnen 2% van de gemiddelde omwentelingssnelheid blijft, terwijl voor dynamo's, die op een lichtnet werken, met het oog op het rustig branden van de verlichting, de bovengenoemde ongelijkvormigheid niet meer dan 0,6% mag bedragen.

De wentelende massa's van krukas, pomprotoren, tandwielen en overbrengingen zijn meestal niet voldoende om het arbeidsoverschot op te nemen of het arbeidstekort aan te vullen zonder dat de gestelde grenzen worden overschreden. We brengen dan een vliegwiel aan en berekenen de zwaarte daarvan voor ieder speciaal geval met behulp van het grootste arbeidsoverschot of -tekort van de draaimomentenkromme. De berekening van de zwaarte van een vliegwiel wordt hierna toegelicht.

Een flink vliegwiel helpt overigens ook bij het aanzetten van de motor en om bij directe koppeling wringspanningen te beperken in de as van het aan te drijven werktuig.

Voor meercilindermachines kan het draaimomentdiagram bepaald worden door de lijnen van de afzonderlijke cilinders samen te stellen met inachtnahme van de hoeken, waaronder de verschillende krukken zijn geplaatst. Staan bijvoorbeeld bij een tweecilinder motor de krukken gelijkgericht en ligt tussen de ontbranding van beide cilinders telkens één volle omwenteling, dan plaatsen we de beide figuren zo op elkaar dat het begin van de verbranding in cilinder II samenvalt met het begin van de aanzuigperiode in cilinder I. Een en ander zoals in de volgende figuur is aangegeven.



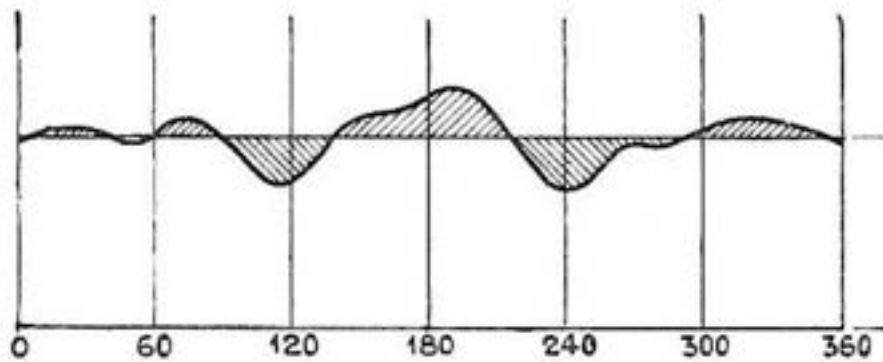
Draaimomentendiagram tweecilinder viertaktmotor

Door voor elke krukstand positieve momenten bij elkaar op te tellen en negatieve van positieve momenten af te trekken, ontstaat de lijn D en noemen we de zo ontstane figuur het resulterende draaimomentendiagram.

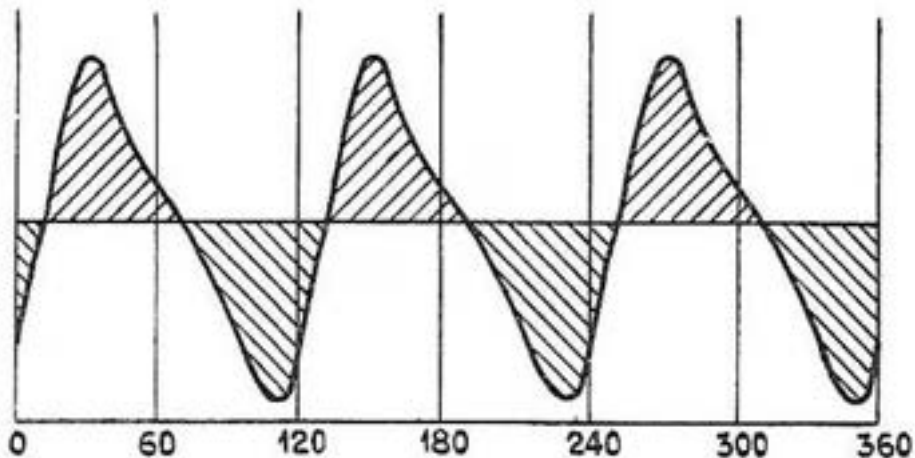
Het gemiddelde draaimoment van het resulterende diagram voorgesteld door de rechte lijn C'C' is natuurlijk tweemaal zo groot als dat van de afzonderlijke diagrammen, aangezien het ontwikkelde vermogen door de toevoeging van de tweede cilinder is verdubbeld. Ook in deze figuur zijn de arbeidstekorten horizontaal gearceerd. Het is duidelijk dat hoe kleiner de arbeidsoverschotten en de arbeidstekorten van het resulterende draaimomentendiagram, hoe regelmatig de motor loopt bij een bepaald vliegwielgewicht, ofwel hoe lichter het vliegwiel kan worden zonder in een grote onregelmatigheid van het draaimoment te vervallen.

De afmetingen van de krukas worden bepaald aan de hand van het grootste draaimoment dat volgens het resulterende draaimoment gedurende het arbeidsproces voorkomt, dus met de hoogste top van de draaimomentenlijn.

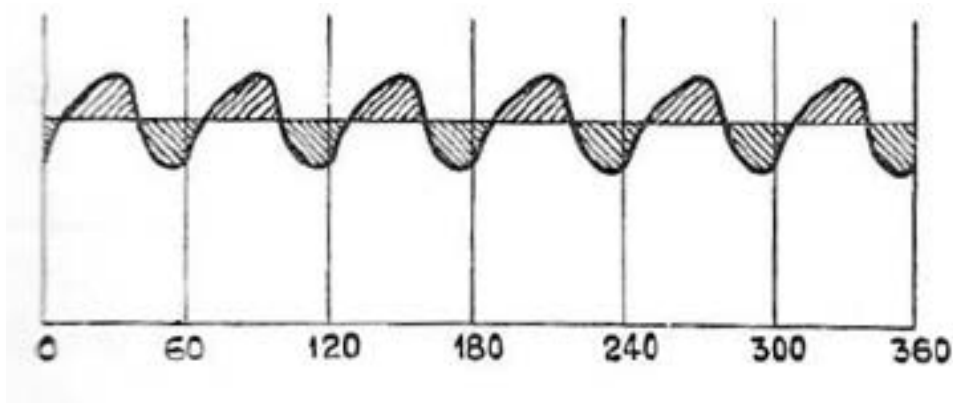
Onderzoek naar het resulterende draaimoment van meercilindermachines leert dat met het toenemen van het aantal cilinders de krommen gunstiger worden. Een en ander wordt geïllustreerd met de volgende figuren.



Resulterende draaimomentenlijn triple expansie stoommachine



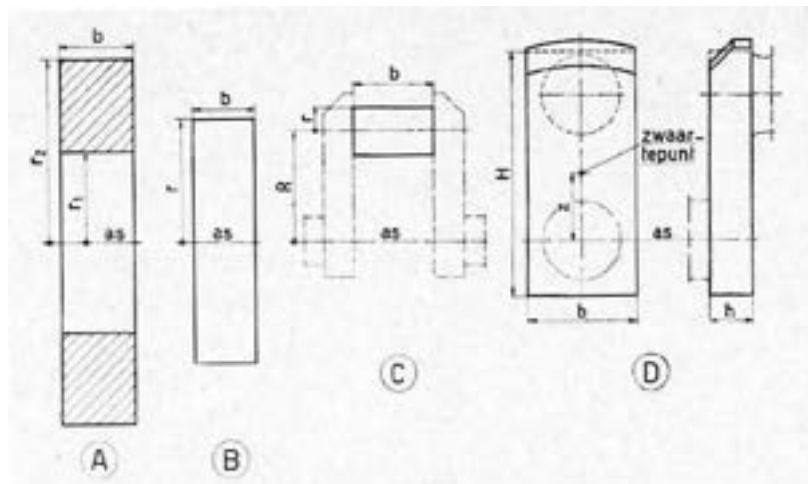
Resulterende draaimomentenlijn zescilinder viertaktmotor



Resulterende draaimomentenlijn zescilinder tweetaktmotor

4.21.3 Vliegwiel

De eigenschap van het vliegwiel, maar ook van de andere roterende delen van de motor, om kinetische energie op te nemen en af te staan, wordt in de techniek uitgedrukt met de letter I, het zogenaamde massatraagheidsmoment.



Maataanduiding roterende delen

Voor een vliegwiel, voorbeeld A, dat te beschouwen is als een ring met een rechthoekige of ronde doorsnede die op een bepaalde afstand om een rechte as draait, luidt de formule voor het massatraagheidsmoment I als volgt:

$$I = \frac{G_v}{2g} (r_2^2 + r_1^2) \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

Hierbij geldt:

- G_v = gewicht van de velg in kg
- r_1 = straal van de binnendiameter in m
- r_2 = straal van de buitendiameter in m
- g = 9,81 de zwaartekracht in m/sec²

Voor een cilindrische schijf, bijvoorbeeld een ashals of koppelflens, voorbeeld B, wordt de massatraagheid ten opzichte van de rotatiehartlijn:

$$I = \frac{G_s r^2}{2g} \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

waarbij G_s het gewicht van de schijf is in kg.

Het massatraagheidsmoment van een massieve krukpen, voorbeeld C, ten opzichte van de hartlijn is:

$$I = \frac{G_k}{2g} \left(R^2 + \frac{r^2}{2} \right) \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

waarbij G_k het gewicht van de krukpen is in kg.

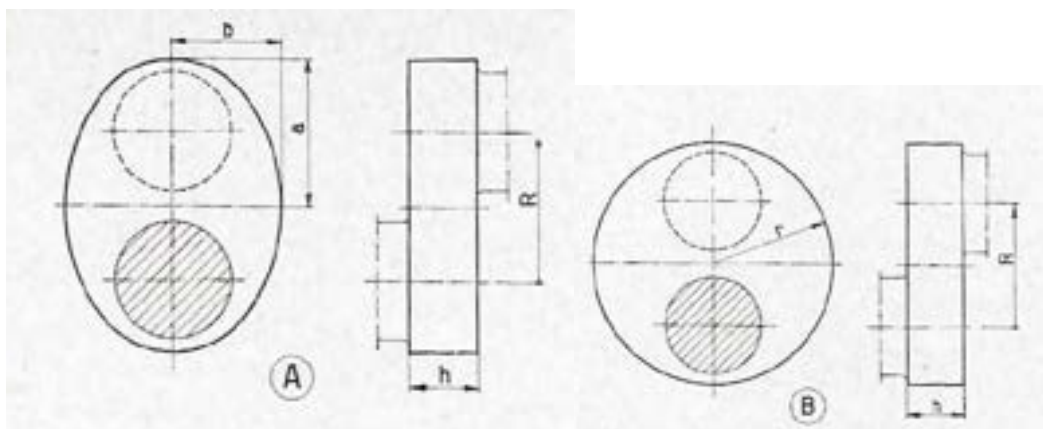
Het massatraagheidsmoment van een krukvang, voorbeeld D, in de vorm van een rechthoekig parallellepipedum ten opzichte van de hartlijn van de krukas is:

$$I = \frac{G_w}{2g} \left(z^2 + \frac{b^2 + H^2}{12} \right) \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

Hierbij geldt:

$G_w =$ gewicht van de krukvang in kg

$z =$ afstand van het zwaartepunt van de wang tot de hartlijn van de krukas in m.



Maataanduiding roterende delen

Voor de massatraagheid van een elliptische krukvang, voorbeeld A, kan worden geschreven:

$$I = \frac{G_w}{4g} (R^2 + a^2 + b^2) \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

Voor de massatraagheid van een cirkelvormige wang, voorbeeld B, luidt de formule:

$$I = \frac{G_w}{4g} (R^2 + 2r^2) \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

Met behulp van bovenstaande gegevens kunnen we de massatraagheid van de afzonderlijke roterende delen bepalen. Door deze bij elkaar op te tellen, vinden we de totale massatraagheid. Omdat het massatraagheidsmoment toeneemt met het kwadraat van de straal waarop zich het gewicht bevindt, zullen de zich dicht bij de as van rotatie bevindende gewichten nauwelijks bijdragen aan het traagheidsmoment.

Bij berekening zien we dat bijvoorbeeld bij de naaf en de spaken van een vliegwiel. Deze hebben veelal nagenoeg hetzelfde gewicht, maar omdat de straal van de zwaartepuntcirkel van de naaf aanzienlijk kleiner is dan dat van de spaken is de bijdrage aan het massatraagheidsmoment verwaarloosbaar.

Voor vliegwiel, maar ook voor dynamo-ankers, enz., treffen we in de vakliteratuur de uitdrukking GD^2 aan. Desgevraagd wordt deze waarde door de fabrikant van de machine berekend en opgegeven. Het verband met het daarmee overeenkomende massatraagheidsmoment I is als volgt te bepalen. Zou het gehele gewicht van het vliegwiel of bijvoorbeeld het dynamo-anker zich op een traagheidsstraal R bevinden, dan zou het massatraagheidsmoment zijn:

$$I = \frac{G}{g} R^2 \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

Omdat D de betekenis heeft van de dubbele traagheidsstraal, dus:

$$R = \frac{D}{2} \text{ [m]}$$

volgt hieruit:

$$I = \frac{GD^2}{4g} \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

Of:

$$GD^2 = I \cdot 4g \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

Hiervoor is aangegeven dat gedurende het arbeidsproces in de motor het arbeidsoverschot tijdelijk wordt opgeslagen in het vliegwiel om later weer te worden afgegeven. Als dit arbeidsoverschot bekend is, kan hieruit het massatraagheidsmoment en vervolgens het gewicht en de afmetingen van het vliegwiel worden berekend. Omgekeerd kunnen we met behulp van bekende gegevens van het massatraagheidsmoment, de gemiddelde hoeksnelheid (toerental) en de maximale oneenparigheid van de machine, het arbeidsoverschot A berekenen.

Stel, we hebben een viercilinder tweetakt dieselmotor van 200 pk met een nominaal toerental van 350 omw/min. De traagheidsdiameter van de velg is 750 mm, terwijl het gewicht 450 kg bedraagt. Voor de velghoogte is 150 mm genomen. Voor de oneenparigheidsgraad wordt 1/60 aangehouden, wat ruimschoots voldoende is voor pompbedrijf. Aan de hand van deze gegevens en met behulp van volgende vergelijkingen is een aantal andere parameters met betrekking tot het vliegwiel te bereken.

Gemiddeld koppel door de motor ontwikkeld:

$$P = \frac{m \omega}{75} = \frac{m \cdot 2\pi n}{75 \cdot 60} \text{ [pk]}$$

$$m = \frac{P \cdot 60 \cdot 75}{2\pi n} = \frac{200 \cdot 60 \cdot 75}{2\pi \cdot 430} = 333 \text{ [kgm]}$$

Massatraagheid I_m :

$$I = \frac{G_v}{2g} (r_2^2 + r_1^2) = \frac{450}{2g} (0,450^2 + 0,300^2) = 6,7 \text{ [kgmsec}^2\text{]}$$

Arbeidsoverschot:

$$A = I_m \cdot v_m^2 \cdot \delta = I_m \cdot \left(\frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \right)^2 \cdot \delta = 6,7 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,75 \cdot 430}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{60} = 218 \text{ [kgm]}$$

Hoeksnelheid:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 430}{60} = 45 \text{ [rad/sec]}$$

Gemiddelde hoeksnelheid:

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{45,375 + 44,625}{2} = 45 \text{ [rad/sec]}$$

Oneenparigheidsgraad:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} = \frac{45,375 - 44,625}{45} = 0,0166 \text{ of } \frac{1}{60} \text{ [zonder dimensie]}$$

Hierbij geldt:

A = Arbeidsoverschot in kgm

I_m = Massatraagheidsmoment van het vliegwiel in kgm/sec²

ω_m = De gemiddelde hoeksnelheid in rad/sec

δ = Oneenparigheidsgraad bepaald door de maximale, de minimale en gemiddelde hoeksnelheid

4.21.4 Constructie vliegwielen

Uit bovenstaande beschrijving kan worden afgeleid dat de diameter van een vliegwielveelg kwadratisch bijdraagt aan de massatraagheid en dat daarom om gewicht te besparen in verhouding tot de afmetingen van de motor zelf zeer grote vliegwielen worden aangetroffen bij vooral de (oude) ééncilinder motoren van gemalen. Een vliegwiel dat een bepaalde massatraagheid moet hebben, zal daarom lichter zijn naarmate men de diameter groter maakt. Maar als gevolg van de door de centrifugaalkracht opgewekte materiaalspanningen is de maximale toelaatbare omtreksnelheid en daarmee de diameter beperkt. Deze bedraagt bij vliegwielen met spaken en vervaardigd van:

Gietijzer: 40 m/sec, dus als n wordt uitgedrukt in omwentelingen per minuut:

$$D_{\max} = \frac{40 \cdot 60}{n \cdot \pi} = \frac{765}{n} [\text{m}]$$

Gietstaal: 75 m/sec, dus:

$$D_{\max} = \frac{75 \cdot 60}{n \cdot \pi} = \frac{1430}{n} [\text{m}]$$

De hiervoor aangeduide middelpuntvliedende kracht of centrifugaalkracht K_c wordt berekend met de volgende formule:

$$K_c = \frac{G}{g} \cdot R \cdot \omega^2 = m \cdot R \cdot \omega^2 [\text{kg}]$$

Of:

$$K_c = \frac{m \cdot v^2}{R} [\text{kg}]$$

Hierbij geldt:

G = het gewicht in kg

g = de zwaartekracht in m/sec²

m = de totale massa van het lichaam in kg

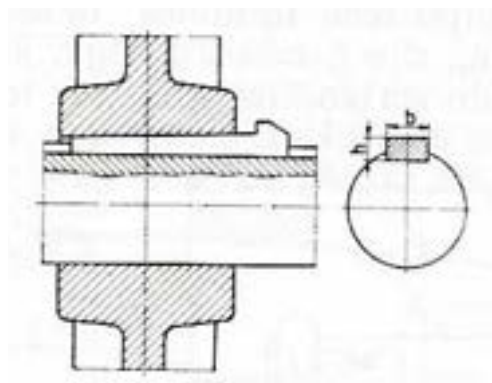
R = de voerstraal van het zwaartepunt in m

v = de snelheid van het zwaartepunt in m/sec

De beperking van het toerental is om te voorkomen dat het vliegwiel explodeert als deze door wat voor oorzaak ook met een te hoge snelheid draait.

Vliegwielen van de motoren in oude museale gemalen zijn meestal uitgevoerd als gegoten spaakwielen. De modernere motoren zijn meestal uitgevoerd als schijfwiel en uit gesmeed staal vervaardigd. De bevestiging op de as kan gebeuren met behulp van één of twee, liefst tangentiaal aangebrachte, inlegspieën.

Bij oude motoren wordt meestal een sleuf of drijfspie toegepast, ook wel kopspie genoemd, zie de



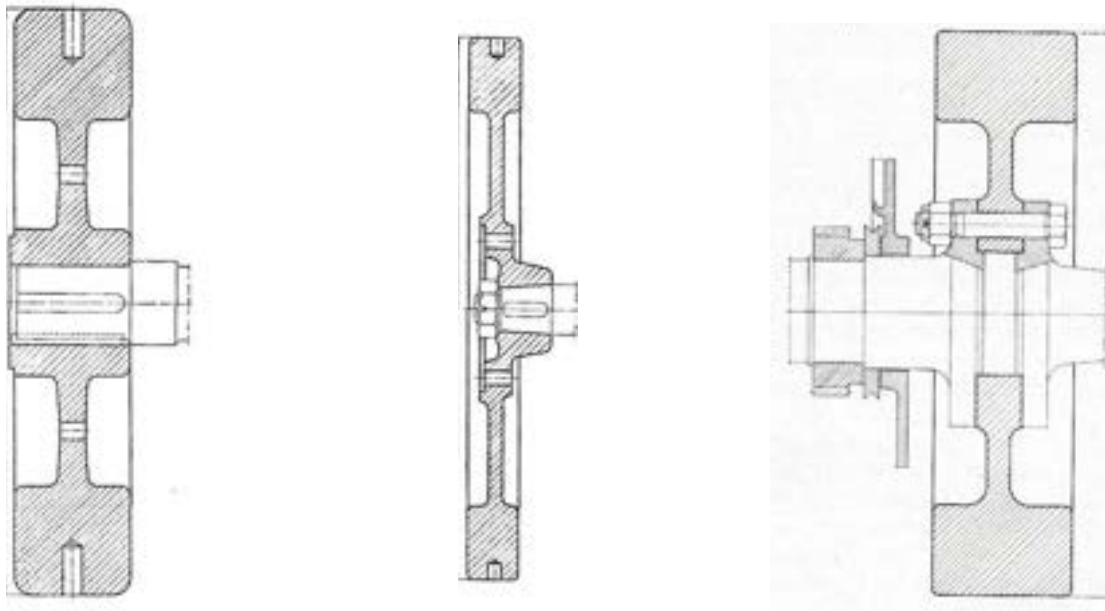
afbeelding hiernaast. Een dergelijke spieverbinding laat een minder nauwkeurige passing van de as en naaf toe, omdat de spie bij het aanbrengen (vastslaan) de naaf aan de overzijde van de spie tegen de as klemt, zodat een deel van het over te brengen koppel direct op de as wordt overgebracht zonder de flanken van de spie te belasten. De vlaktedruk tussen de spie en de naaf mag ten hoogste bedragen: $\sigma = 500 \text{ kg/cm}^2$ voor een gietijzeren naaf en $\sigma = 1000 \text{ kg/cm}^2$ voor een gegoten stalen naaf.

Kopspie verbinding vliegwiel

De helling van de spieën is meestal 1:100. Met een dergelijke hoek kunnen we door met een hamer tegen de kop van de spie te slaan gemakkelijk zeer grote vlaktedrukken creëren. Het indrijven vereist dan ook het nodige vakmanschap van de machinist. De spie wordt aan de kopzijde met behulp van een metalen blokje en tapboutje in de as geborgd tegen loswerken. De kop van de spie is ook bedoeld om de spie te kunnen verwijderen. Meestal zit deze muurvast en moeten we de verbinding laten schrikken door de naaf iets warm te stoken en de spie iets verder in te drijven. Vervolgens kunnen we met een wig tussen de naaf en de kop van de spie deze loswerken.

De middellijn en de lengte van de naaf zijn ongeveer gelijk aan tweemaal de asdiameter. Het aseind kan cilindrisch of conisch worden uitgevoerd. Van beide constructies wordt hierna een voorbeeld gegeven.

Doordat een vliegwiel afwisselend arbeidsvermogen opneemt of afstaat, zal het draaimoment dat het op de as uitoefent beurtelings positief en negatief zijn. De zijdelingse kracht op de spieën is dus veranderlijk, waardoor onder omstandigheden ruimte in de spieverbinding kan ontstaan. Het vliegwiel gaat dan tegen de spieën hameren, waardoor het euvel erger wordt en gevaar oplevert voor de passing van zowel de as als de naaf van het wiel.

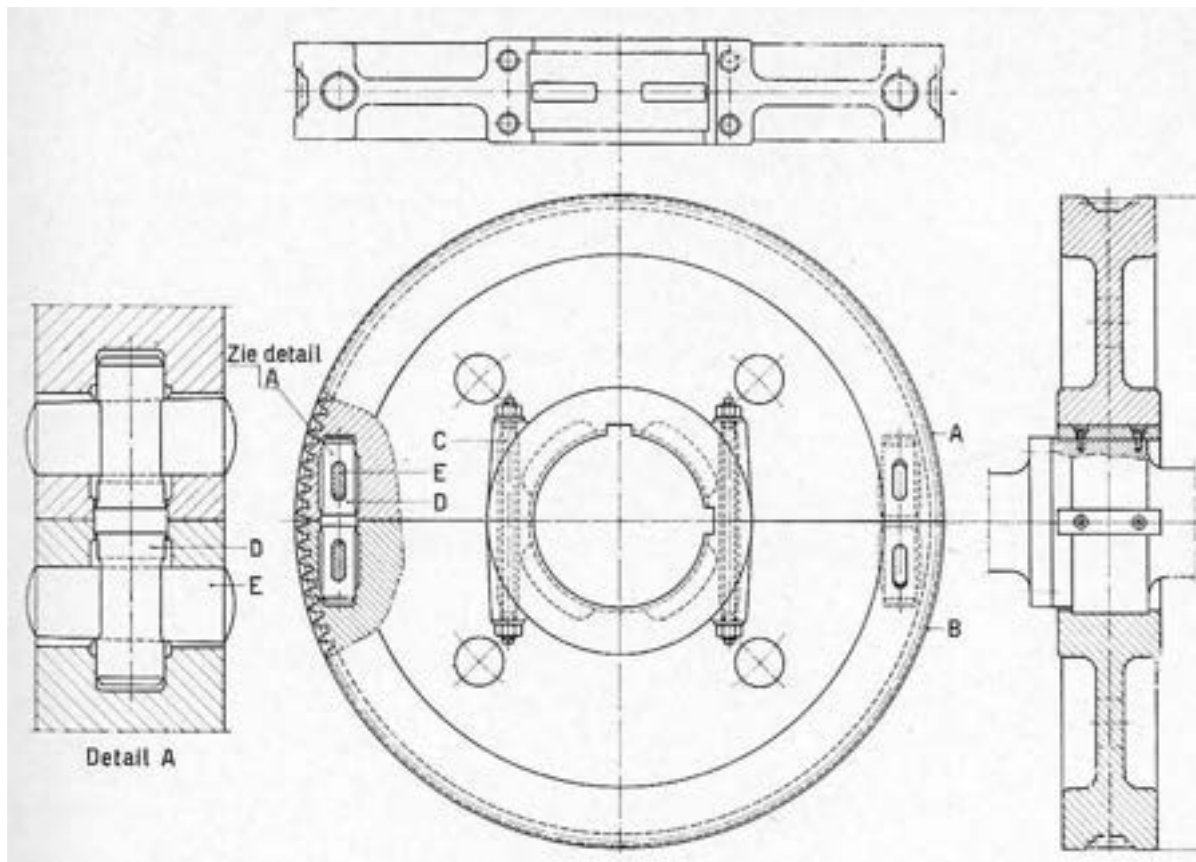


Manieren van vliegwielbevestiging aan krukas

De kracht op de spieën is kleiner naarmate hun afstand tot de hartlijn van de as groter is. Gunstig in dit opzicht is de verbinding volgens de volgende figuur waarbij het vliegwiel zich op een dikker gedeelte van de as bevindt, bijvoorbeeld op de verbindingsflens. De as wordt bovendien niet door de spiebanen verzwakt. De figuur laat bovendien zien hoe de delen van een gedeeld wiel met zware spieën zijn samengevoegd. In de omtrek van het wiel zijn schroefvormige tanden gefreesd waarop de worm van de elektrisch aangedreven torninrichting ingrijpt. Bij de hiervoor afgebeelde vliegwielen gebeurt dit handmatig, door in de daarvoor in de omtrek aangebrachte gaten een rond zogenaamd tornijzer te steken om vervolgens met deze hefboom het wiel over te halen en in de juiste stand te plaatsen. De tornmogelijkheid is van belang met het oog op montagewerkzaamheden aan de bewegende delen en het afstellen van de nokken voor de klepbeweging en de brandstofpomp van de betreffende motor. Bij deze werkzaamheden moet ervoor gezorgd worden dat er steeds in de draairichting van de motor wordt getornd, omdat anders als gevolg van de speling in de nokkenasaandrijving de motor verkeerd wordt afgesteld.

Het is een goede gewoonte om na elke tornsessie het tornijzer op te bergen in de daarvoor bedoelde houder naast de motor om te voorkomen dat de motor wordt gestart met het tornijzer nog in één van de gaten in het vliegwiel.

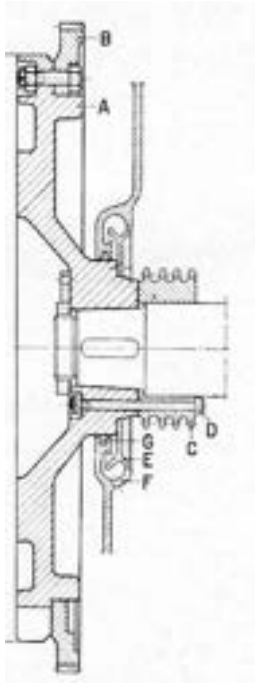
Een constructief goede uitvoering is die waarbij de nu smalle naaf met pasbouten tussen de flenzen van de motoras en die van het aan te drijven werktuig wordt geplaatst, zie de rechter figuur hierboven. De naaf van het vliegwiel zorgt daarbij ook voor onderlinge centrering van de beide assen.



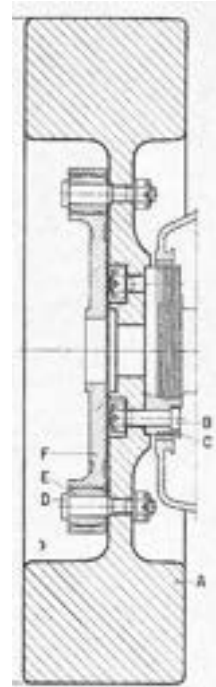
Vliegwielbevestiging met verdikte as

Bij kleine motoren is de velg van het vliegwiel meestal voorzien van een zogenaamde startkrans van gesmeed staal, waarop het rondsel van de startmotor werkt. De linker figuur op de volgende bladzijde is hier een voorbeeld van.

De rechterfiguur op de volgende bladzijde is een voorbeeld van een vliegwiel voorzien van een elastische koppelflens die de motor met het aan te drijven werktuig, bijvoorbeeld een tandwielkast als overbrenging tussen de motor en de waaierpomp in een gemaal, tot stand brengt. De van rubber vervaardigde ringen E laten kleine afwijkingen in de ligging van de beide assen toe, terwijl zij het overbrengen van trillingen goeddeels verhinderen. De hardheid van de rubberringen is afgestemd op de te dempen trillingen. Een te grote uitlijnfout zal leiden tot het overmatig slijten van de rubberringen. Dit is eenvoudig vast te stellen aan rubberslijpsel aan de binnenkant van de velg.

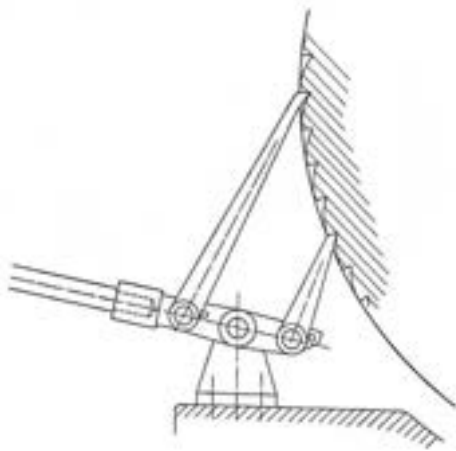


Vliegwiel met tandkrans



Vliegwiel met elastische koppelflens

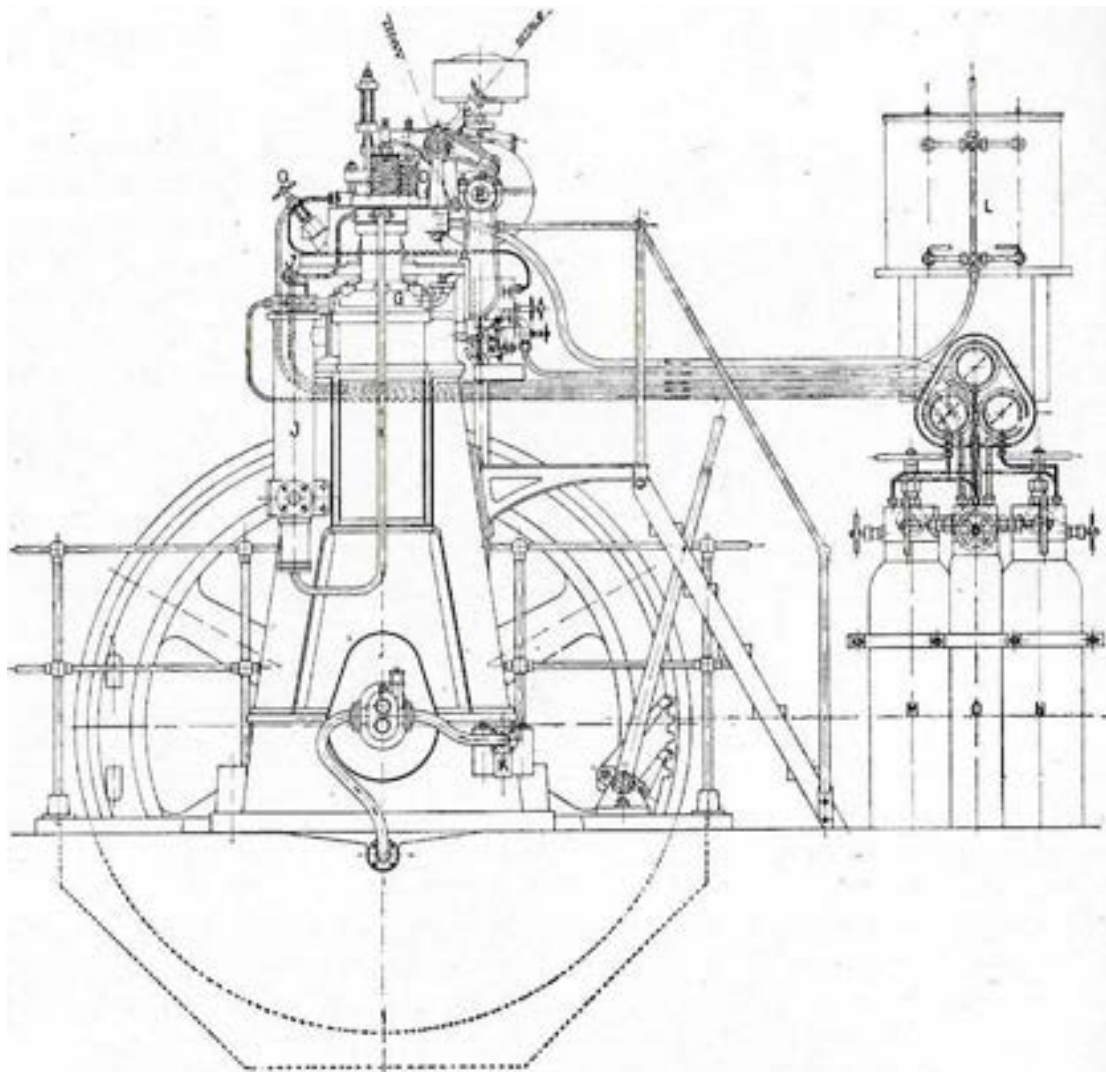
De hiervoor besproken vliegwielen zijn relatief moderne uitvoeringen en daarom slechts voor een deel van toepassing op de motoraandrijving van de pompen in de als museale gemalen aan te merken installaties in Nederland. De oude gemalen uit de eerste helft van de twintigste eeuw en uitgerust met bijvoorbeeld motoren van Werkspoor, Deutz of Thomassen hebben vaak een vliegwiel met een met de velg meegegoten tandkrans. In deze tanden grijpt een dubbelwerkend klinkmechanisme in, waarvan de schommel is gekoppeld aan een lange hefboom, zie de figuur hiernaast. Door de hefboom heen en weer te bewegen, wordt het vliegwiel in de draairichting van de motor geroteerd. Eén en ander is ingericht zoals de volgende figuur van een Werkspoor A-frame dieselmotor met luchtverstuiving laat zien.



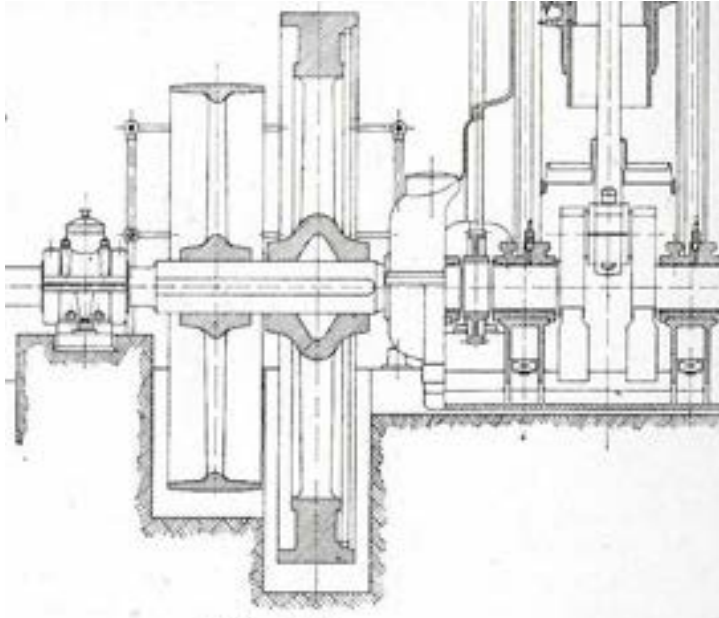
Detail torninrichting

Een ander kenmerk van deze vliegwielen is dat zij meestal uit twee delen bestaan en gegoten zijn. De reden hiervoor is dat in de kleinere gietstukken minder krimpspanningen overblijven na het afkoelen en daardoor sterker zijn. Krimpspannen kunnen namelijk zo ver oplopen dat er bij het maken al scheuren in het gietstuk optreden. Een andere reden dat het vliegwiel uit twee delen wordt gemaakt, is dat deze niet over de as geschoven hoeft te worden bij een eventuele de- en montage en met betrekking tot het gewicht beter zijn te hanteren.

Tijdens het tornen moeten we de indicatorkraan of -kranen bij een meercilindermotor openzetten of gebruik maken van de decompressie-inrichting van de betreffende motor. Het spreekt voor zich dat deze kranen gesloten moeten worden voordat de motor in bedrijf wordt gesteld. Ook de torninrichting moet buiten werking worden gesteld en vergrendeld.



Dwarsdoorsnede Werkspoor viertaktmotor met luchtverstuiving



Voorbeeld van de vliegwiël- en riemschijfbevestiging op de motoras van bovenstaande Werkspoor viertaktmotor

4.22 De reguleur

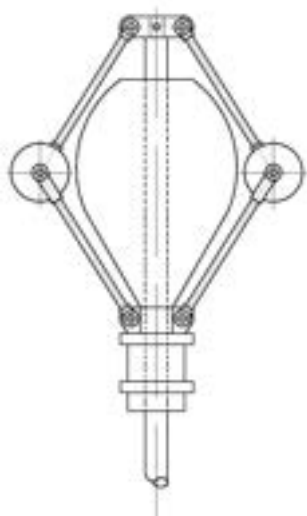
4.22.1 Reguleur

Een reguleur bij een motor dient om bij veranderlijke belasting de omwentelingssnelheid van de machine binnen bepaalde grenzen te houden. Ook kan met een reguleur door het toerental te wijzigen de capaciteit van het opvoerwerktuig worden geregeld of de machine tegen een te hoog toerental, bijvoorbeeld als de belasting plotseling wegvalt, worden beveiligd. Bij een motor die een wisselstroomdynamo aandrijft, zorgt de reguleur ervoor dat de frequentie constant blijft en dat deze aan een openbaar elektriciteitsnet gekoppeld kan worden.

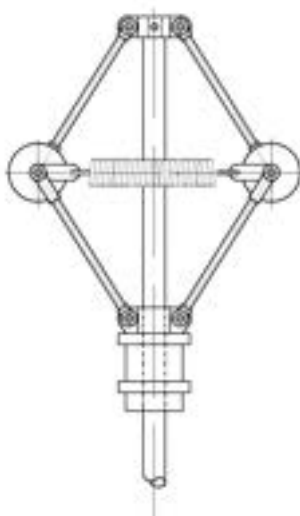
De regeling kan bij verbrandingsmotoren in hoofdzaak op drie manieren gebeuren:

- Bij een Ottomotor door, met behulp van een klep in de toevoer naar de cilinder, de hoeveelheid van het lucht-brandstofmengsel te regelen
- Bij een dieselmotor door de verschuiving van een schuine brandstofnok de slaglengte van de brandstofklep of verstuur en daarmee de tijdsduur van inspuiten c.q. de hoeveelheid brandstof te regelen
- Bij een dieselmotor door de verstelling van het einde van de plunierslag van de brandstofpomp de hoeveelheid brandstof te regelen

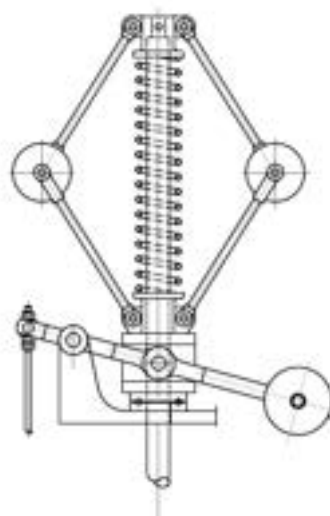
Het gewenste toerental wordt door het verstellen van de veerdruk of een gewicht op een hefboomarm van de reguleur handmatig ingesteld, terwijl het mechanisme door de motor zelf wordt bediend. Er bestaat een breed scala aan mechanische reguleuruitvoeringen waarvan echter het principe van de werking nauwelijks verschilt. Van een aantal hiervan wordt hierna de werking nader toegelicht.



Gewichtbelaste reguleur



Trekveerbelaste reguleur



Drukveerbelaste reguleur

Schematische weergave van de werking van reguleurtypes

4.22.1.1 Hulsreguleteur

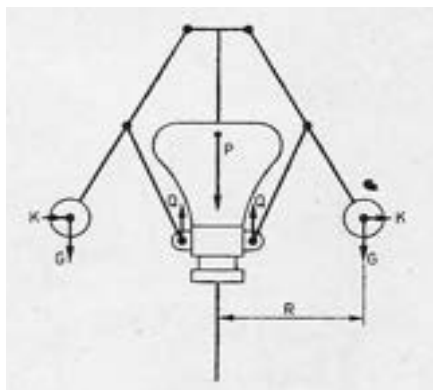
De hulsreguleteur, zo genoemd vanwege haar verschijningsvorm, wordt gebruikt om het toerental en het vermogen van de motor te regelen door het veranderen van de hoeveelheid brandstof naar de cilinders van de betreffende motor.

In de volgende figuur is de principewerking van een hulsreguleteur met gewichtbelasting weergegeven.

De as van de reguleteur wordt via riem- of tandwieloverbrenging door de machine aangedreven waardoor de gewichten naar buiten worden geslingerd. Bij een bepaalde hoeksnelheid ω oefenen de gewichten G een middelpuntvliedende of centrifugaalkracht K uit op het in A,B, en C scharnierende hefbomenstelsel van de reguleteur.

$$K = \frac{G}{g} \cdot R \cdot \omega^2 = \frac{G}{g} \cdot R \cdot \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \text{ [kg]}$$

De krachten Q op de huls als gevolg van de centrifugaalkracht K worden in evenwicht gehouden door het hulsgegewicht P van de reguleteur. Als nu door vermindering van de belasting de snelheid van de machine toeneemt, dus de hoeksnelheid groter wordt, dan neemt ook de centrifugaalkracht



toe en worden de krachten Q op de huls groter. Als nu de kracht van tweemaal Q minus het gewicht P van de huls groter is geworden dan de verstelkracht die nodig is om de brandstofpomp verstellen, dan gaat de huls verschuiven en wordt de brandstoftoevoer naar de betreffende cilinder verminderd. De rotatiesnelheid van de machine neemt af tot er een nieuwe evenwichtstoestand is bereikt. Er moet dus eerst een tamelijk grote verandering optreden voordat de brandstofpomp wordt bijgesteld. Een dergelijke reguleteur kan dus niet de rotatiesnelheid exact constant houden.

Schema werking hulsreguleteur

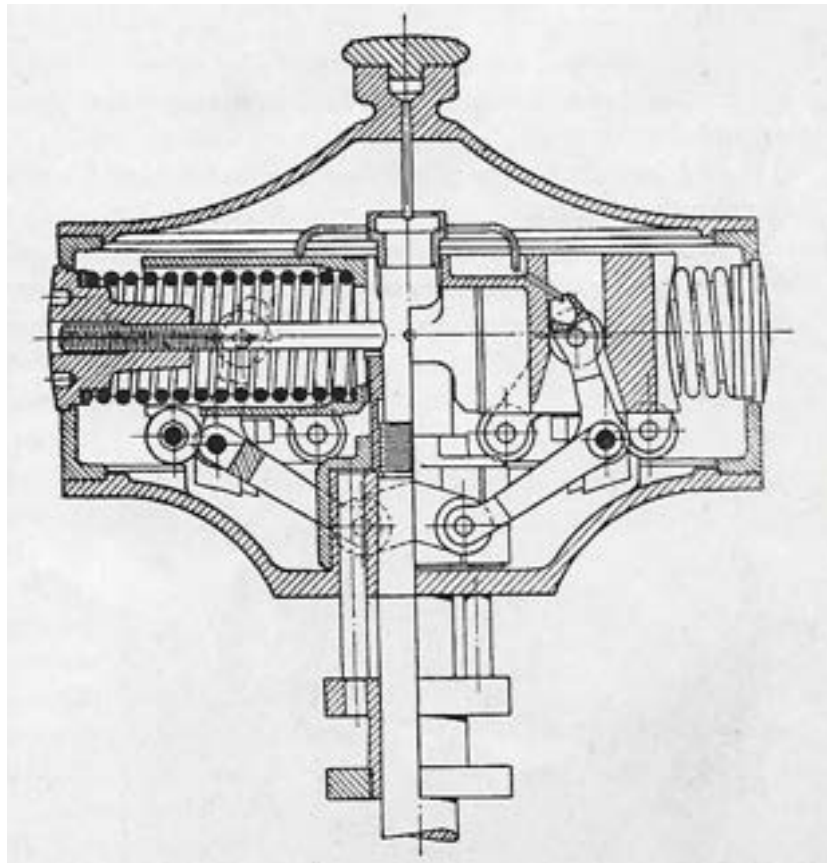
Door de hefboom van de regelstang naar de brandstofpomp van een verschuifbaar gewicht te voorzien, kan het hulsgegewicht worden gewijzigd en daarmee het gewenste toerental van de motor worden ingesteld.

In de rechter figuur op de voorgaande bladzijde is de hefboom en het gewicht van de drukveerbelaste reguleteur schematisch weergegeven. Bij het uitschuiven van het gewicht zal de motor langzamer gaan lopen en omgekeerd.

Opmerkelijk is dat reguleteurs van oude motoren vaak met een drijfriem of een snaar werden aangedreven. Dit betekent dat bij breuk van de riem of de snaar de machine over toeren kan raken of op hol kan slaan met als gevolg vliegwielexplosie of andere ernstige machinebreuk.

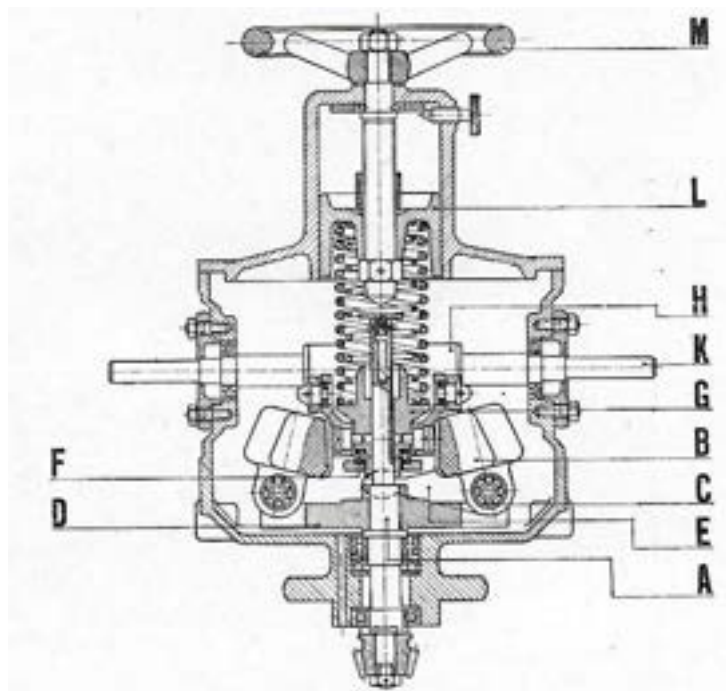
4.22.1.2 Veerbelaste reguleur

In de plaats van met een hulsgewicht worden ook reguleurs toegepast die zijn uitgerust met een druk- of trekveer gecombineerd met gewichten. Het verschil tussen een veer en een gewicht is dat de laatste een constante kracht, gelijk aan het gewicht, op de huls uitoefent, terwijl de veer een kracht uitoefent die evenredig is met de indrukking. Buiten de hier beschreven reguleur zijn er vele uitvoeringen waarbij de (centrifugaal) gewichten over een rechte, meestal horizontale, geleiding kunnen schuiven en door veren worden belast. Het hele mechanisme is dan ondergebracht in een trommel. De hiernaast afgebeelde figuur is hier een voorbeeld van. We kunnen nu door de juiste keuze van de gewichten en de veren de reguleur de gewenste eigenschappen geven voor gevoeligheid en regelbereik. Bij de hierna afgebeelde reguleur kunnen we met behulp van het verschuifbare gewicht op de hefboom het toerental veranderen. De veerdruk en de gewichten van de reguleur zijn door de constructeur van de motor bepaald.



Veerreguleur met glijgewichten en drukveren

Bij de afbeelding hieronder is de veerdruk van de reguleur in te stellen en dus het toerental c.q. het vermogen binnen bepaalde grenzen tijdens bedrijf te regelen.

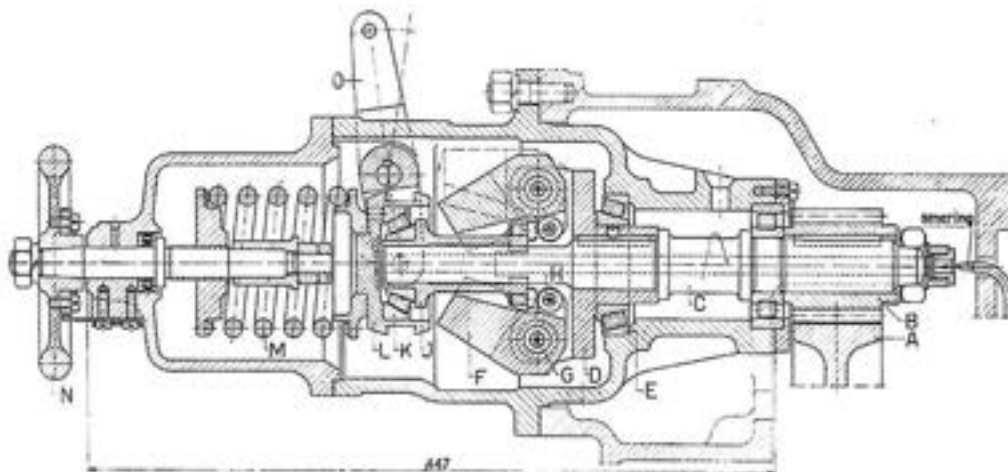


Horizontaal opgestelde reguleur (Thomassen)

Aan de hand van voorgaande tekening wordt de werking besproken van deze veerbelaste reguleur van motorenfabrikant Thomassen uit De Steeg. Deze reguleur werd toegepast bij een aantal horizontaal opgestelde motortypes van deze fabrikant, maar verschilt qua werking niet veel van die van andere fabrikanten. De gewichten B met kogellagers van deze reguleur draaien mee met de eveneens van kogellagers voorziene spil A. De armen E van deze gewichten drukken door tussenkomst van de uit twee delen bestaande drukring F tegen de veerschotel G. Het onderste deel van de drukring roteert, terwijl het bovenste deel waar de veerschotel op rust staat. Bij het op en neergaan van de veerschotel G wordt door hefboom H de beweging overgebracht op de regelas K die naar de brandstofpomp leidt. Gaat de motor sneller lopen dan waarop de reguleur is ingesteld, dan gaan de gewichten naar buiten, de veerschotel gaat omhoog en as K draait waardoor de brandstofpomp minder olie levert en vice versa.

De regeling van het aantal omwentelingen wordt verkregen door het handwiel M met schroefspindel verder in of uit te draaien waardoor de veer meer of minder wordt gespannen. Als we de spanning verhogen, dan gaat de motor sneller lopen en omgekeerd. Deze verticaal opgestelde reguleur wordt vanaf de nokkenas met conische tandwielen aangedreven.

Hieronder is de horizontaal opgestelde veerbelaste reguleur van motorenfabrikant Stork te zien. De werking van deze reguleur komt in hoofdlijnen overeen met die van concurrent Thomassen. Bij deze reguleur wordt een heen en weer gaande beweging van de hefboomarm Q van de reguleur bewerkstelligd, terwijl dat bij de hiervoor besproken reguleur een draaiende beweging van de as naar de brandstofpomp is.



Horizontaal opgestelde reguleur (Stork)

Deze reguleur wordt met de rechte tandwielen A en B vanaf de nokkenas aangedreven. De hefboom Q die de tandheugel van de brandstofpomp bedient, is in de stand van de maximale toevoer van brandstof getekend. Dit is de stand als de motor wordt gestart. Bij het op toeren komen van de motor beweegt deze door de slinger gewichten steeds verder naar rechts tot er evenwicht is tussen de kracht van de gewichten en die van de drukveer. Dit is het gewenste toerental bij de op dat moment heersende belasting van de motor. Neemt de belasting toe, bijvoorbeeld omdat de opvoerhoogte van het opvoerwerktuig groter wordt, dan zal de hefboom van de reguleur naar links bewegen en er meer brandstof naar de betreffende cilinders worden gevoerd c.q. het door de motor geleverde vermogen motor toenemen.

Als de brandstofpomp is uitgeregeld, zal bij een grotere vermogensvraag van het opvoerwerktuig het toerental van de motor afnemen en de motor als gevolg van overbelasting gaan roken.

In voorkomende gevallen moet het motortoerental door de dienstdoende machinist met behulp van het handwiel N worden terug geregeld.

Tijdens het in- en uitbedrijfnemen maken we gebruik van de regelmogelijkheid van de reguleur door de motor ruim onder het nominale toerental te laten draaien, waardoor de motor geleidelijk op temperatuur komt, respectievelijk afkoelt.

Naast de reguleur maken we ook gebruik van het brandstofhendel om het vermogen c.q. het toerental van de motor te regelen. Hieronder zijn een foto van de toepassing en een principetekening afgebeeld van het brandstofhendel en de start-stopinrichting die bij veel Stork en Stork-Werkspoor motoren wordt toegepast.

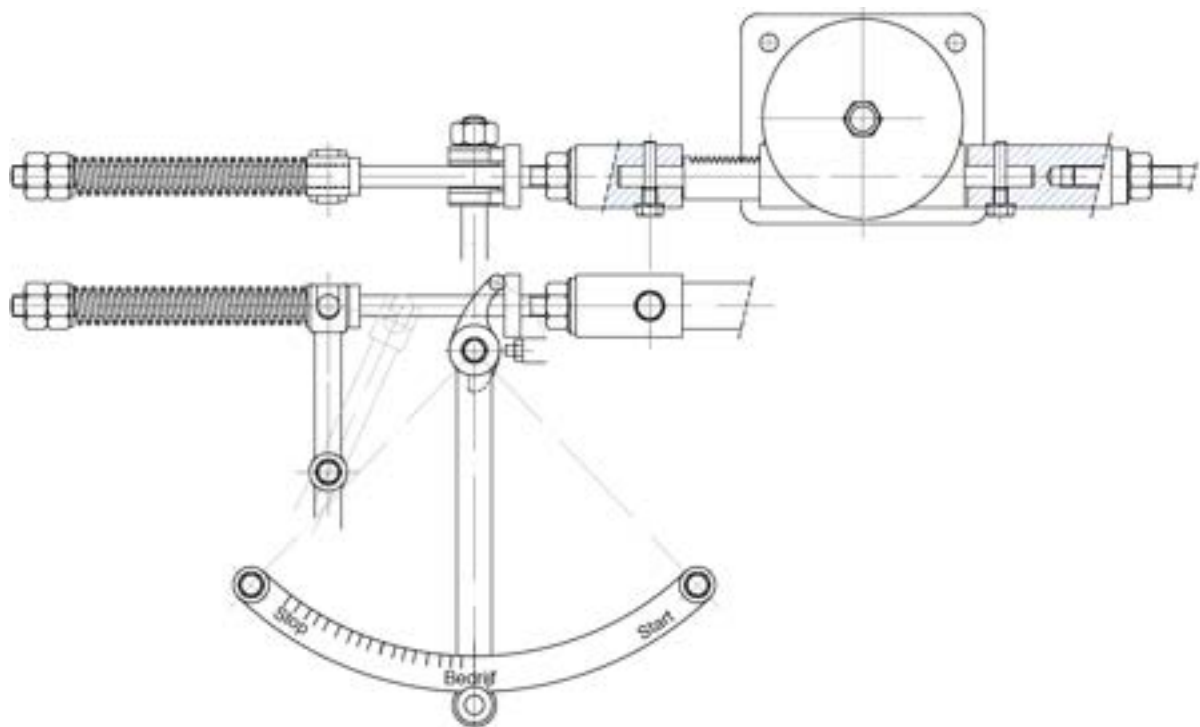
Met het aan een kwadrant bevestigd (brandstof)hendel kan de motor zowel gestart en gestopt als op een bepaald toerental worden ingesteld. Het starten gebeurt daar het hendel onderaan het kwadrant geheel naar rechts te bewegen waardoor met behulp van de nok op het hendel de hoofdaanzetluchtklep wordt geactiveerd en er lucht naar de individuele aanzetkleppen stroomt. Zodra de motor aanslaat, moet het hendel naar links worden bewogen en op een stationair toerental worden ingesteld. Dit doen we door het hendel bij één van de merktekens op het kwadrant te plaatsen.

Is de motor voldoende warm, dan plaatsen we het hendel in de bedrijfsstand; dat is de getekende stand. De regeling van het toerental wordt nu volledig overgenomen door de reguleur. Het hendel heeft in deze stand geen invloed meer op de heugelstang van de brandstofpompen.



Reguleur, brandstofhendel en start- en stopinrichting van viercilinder Stork-Ricardo (Stoomgemaal De Tuut)

Moet de motor uit bedrijf genomen worden, dan bewegen we het hendel tegen de veerdruk in naar de uiterst linkse stand op het kwadrant. Het is raadzaam om dat stapsgewijs te doen, zodat de motor langzaam en gelijkmatig kan afkoelen of omgekeerd kan opwarmen.



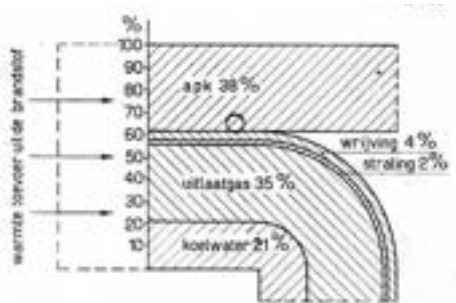
Voorbeeld van een brandstofhendel gecombineerd met de start- en stopinrichting

4.23 Koeling verbrandingsmotoren

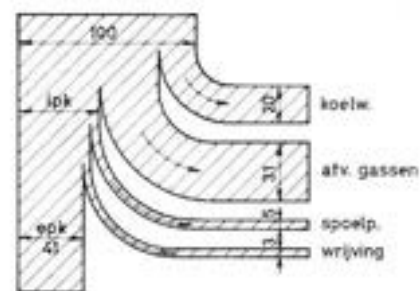
4.23.1 Koeling

Tijdens de verbranding in de cilinder treden er zeer hoge temperaturen op die een maximum kunnen bereiken van 1600 °C. Er wordt veel warmte op het cilinderdeksel en de -wanden overgedragen, niet alleen omdat het gas met deze constructieonderdelen in aanraking komt, convectie dus, maar ook door straling.

Hieronder wordt met behulp van een zogenaamd Sankey-diagram aangegeven dat ongeveer 20% van de met de verbranding van de brandstof toegevoerde warmte in een motor met koelwater moet worden afgevoerd. Het andere overgrote deel van de warmte wordt met de uitlaatgassen afgevoerd. Bij een motor met drukvulling wordt een deel van de warmte in deze uitlaatgassen benut voor het verdichten van de verbrandingslucht.



Sankey-diagram niet-opgeladen dieselmotor



Sankey-diagram opgeladen dieselmotor

De delen waarlangs de zuigerveren bewegen, en die gesmeerd moeten worden, mogen zeker geen te hoge temperatuur krijgen, omdat anders de oliefilm wordt verbroken en er grote wrijving en als gevolg daarvan slijtage ontstaat. Maar ook de delen die niet gesmeerd worden, zoals bijvoorbeeld het cilinderdeksel en de zuiger, moeten betrekkelijk koel worden gehouden, omdat bij toenemende materiaaltemperatuur waarvan de onderdelen zijn gemaakt deze steeds verder verzwakken.

De aan de wanden overgedragen warmte mag daarom niet ophopen, maar moet snel worden afgevoerd. Dit gebeurt door de wanden waar geen warmtetoevoer plaatsvindt, af te koelen. Als koelmiddel komen daarvoor in aanmerking lucht, water en olie. De bruikbaarheid van deze drie koelmiddelen is verschillend en moet beoordeeld worden naar het vermogen om de vereiste hoeveelheid warmte op te nemen zonder een te grote temperatuurverhoging, die we juist willen voorkomen,

In de hierna volgende tabel staan voor deze drie stoffen: het soortelijk gewicht kg/dm^3 , de soortelijke warmte $\text{kcal/kg } ^\circ\text{C}$ en bovendien de met deze gegevens berekende hoeveelheid warmte die 1 kg respectievelijk 1 dm^3 van ieder koelmiddel kan opnemen in de veronderstelling dat zij daarbij 10 °C in temperatuur stijgt.

		Water	Olie	Lucht
Soortelijk gewicht	kg/dm ³ of kg/ltr	1,0	0,90	0,00129
Soortelijke warmte	kcal/kg °C	1,0	0,40	0,24
Opgenomen warmte bij 10 °C temperatuurverschil	kcal/kg 10 °C	10	4	2,4
Opgenomen warmte bij 10 °C temperatuurverschil	kcal/dm ³ 10 °C	10	3,6	0,0031

Tabel warmte-opnemend vermogen water, olie en lucht

Uit de gegevens in bovenstaande tabel blijkt dat het warmte-opnemend vermogen van water, olie en lucht zich verhoudt als 3228 : 1160 : 1 en dus dat de lucht in dit opzicht sterk bij de beide vloeistoffen achterblijft. In werkelijkheid is de bruikbaarheid van lucht nog geringer, omdat de warmteoverdracht van een metaal op een vloeistof gemakkelijker plaatsvindt dan op een gas. Lucht als koelmiddel wordt dan ook overwegend toegepast bij kleinere motoren in combinatie met een radiator.

Het gebruikelijke koelmiddel voor motoren voor de aandrijving van de opvoerwerktuigen in gemalen is water, wat niet wegneemt dat er koeling door middel van olie plaatsvindt omdat het smeermiddel met warme vlakken in aanraking komt.

Water heeft het voordeel dat we hiervan in gewicht, circa tweeënhalf (10/4) minder van nodig hebben dan van olie om dezelfde hoeveelheid warmte weg te koelen. Bovendien is het soortelijk gewicht van olie 0,9 tegen dat van water 1, zodat voor een gelijke gewichtshoeveelheid het aantal liters olie 10/9 maal zo groot is en er dus meer olie moet worden rond gepompt voor eenzelfde warmteafvoer.

De temperatuur van de afgevoerde olie kan hoger zijn dan de temperatuur van die bij water gebruikelijk is, omdat er zich in de olie geen stoffen bevinden die bij verwarming neerslaan en omdat het kookpunt hoger ligt. Wel kan olie bij hoge temperatuur worden ontleed, waarbij dan neerslag optreedt en de olie ongeschikt maakt om ook als smeermiddel te dienen.

Hier volgt een eenvoudig getallenvoorbeeld waarmee het verschil tussen het koelen met water en olie wordt aangetoond. De hoeveelheid warmte die moet worden afgevoerd, berekenen we met behulp van de volgende formule:

$$Q = G \cdot c \cdot (t_2 - t_1) = [\text{kcal/h}]$$

Hierbij geldt:

Q = de hoeveelheid warmte per uur in kcal/h

G = de hoeveelheid te gebruiken koelmiddel per uur in kg/h

C = de soortelijke warmte van het koelmiddel in kcal/kg °C

t₁ = de temperatuur van het toegevoerde koelmiddel in °C

t₂ = de temperatuur van het afgevoerde koelmiddel in °C

Stel dat van een motor 60000 kcal moeten worden afgevoerd en dat we hiervoor polderwater gebruiken dat met een temperatuur van bijvoorbeeld 15 °C wordt aangevoerd en met een temperatuur van 50 °C wordt afgevoerd. Wat moet in dat geval de capaciteit zijn van de pomp die het koelmiddel aanvoert c.q. de hoeveelheid te gebruiken koelmiddel G in kg/h?

Voor G schrijven we:

$$G = \frac{Q}{c (t_2 - t_1)} = [\text{kg/h}]$$

Zodat:

$$G = \frac{60000}{1 (50 - 15)} = 1714 [\text{kg/h}] \text{ of } \frac{1714}{1.60} = 28,5 [\text{ltr/min}]$$

Gebruiken we olie voor het afvoeren van de energie, dan mag de temperatuur van de olie bijvoorbeeld 60 °C worden. De olie zelf moet door middel van polderwater weer tot een lagere temperatuur worden teruggebracht, zodat deze een temperatuur heeft van bijvoorbeeld 20 °C. Op dezelfde manier als hiervoor voor water vinden we als volgt de capaciteit van de oliepomp:

$$G = \frac{60000}{0,4 (60 - 20)} = 3750 [\text{kg/h}] \text{ of } \frac{3750}{0,9.60} = 69,5 [\text{ltr/min}]$$

Er moet met olie als koelmedium dus $69,5/28,5 = 2,4$ maal zoveel vloeistof worden verpompt om dezelfde hoeveelheid energie af te voeren.

4.23.1.1 Koelmiddel

De keuze tussen water en olie lijkt op het eerste gezicht gemakkelijk, gegeven het bijna tweeënhalf maal zo grote koelende vermogen per volume-eenheid van water, waardoor bij eenzelfde temperatuurstijging met ongeveer 40% van de hoeveelheid koelvloeistof kan worden volstaan.

Toch biedt het gebruik van olie voor sommige doeleinden belangrijke voordelen. Met name is dit het geval voor de koeling van de zuigerkoppen. Het aan- en afvoeren van de koelvloeistof voor een bewegende zuiger is een moeilijk vraagstuk waarbij een zekere lekkage niet kan worden voorkomen. Wordt nu voor de zuigerkoeling water gebruikt, dan vermengt zich dit met de in de machine circulerende smeerolie wat tot ernstige problemen kan leiden. Het koelen met de in de motor gebruikte smeerolie ligt dus meer voor de hand.

Wordt daarbij de smering van kruishoofden en kruipennen ontnomen aan de koelolietoevoer naar de zuiger, dan wordt de gehele inrichting zeer eenvoudig.

Steeds moet ervoor worden gewaakt dat de olie in de zuigers ook plaatselijk zo heet wordt dat verdamping en afzetting van vaste koolbestanddelen optreedt. Het eerste betekent verlies aan kostbare smeerolie, het tweede vermindert de warmtedoorgang, plaatselijke oververhitting en warmte, spanningen en ten slotte verstopping van het koelsysteem en scheuren van de zuiger. Dit gevaar wordt voorkomen door de hoeveelheid olie die de zuiger doorstroomt zo groot mogelijk te maken, maar ook te houden.

Gesleten lagers verminderen de koeloliestroom naar de zuigers en kan dus oververhitting van de olie in de hand werken. In de praktijk houden we een temperatuurverhoging van de koelolie van 8 à 10 °C aan. Een schone zuigerbodem verhoogt de overgangscoëfficiënt van dit onderdeel op de olie en brengt de wandtemperatuur omlaag.

Als de olie door vervuiling of veroudering van mindere kwaliteit is geworden, kan toch verkoeling tegen de heetste wanden optreden. Zelfs een dunne laag van deze verbrande olie werkt sterk isolerend en kan oorzaak zijn van oververhitting, scheuren of wegbranden. Bij groot onderhoud aan de motor waarbij de zuigers worden getrokken, moeten deze worden geïnspecteerd op het voorkomen van een koollaag. Verbrandingszijdig moet de zuiger geïnspecteerd worden op inbranding omdat dit een indicatie is van een minder goed functionerende zuigerkoeling.

Cilinders en cilinderdeksels worden altijd met water gekoeld. Bij gemalen is dat zoet polderwater. In dit water zit afhankelijk van de hardheid een hoeveelheid calcium (Ca) en magnesium (Mg), onder andere in de vorm van bicarbonaten. Koken we dit water, dan zullen deze bicarbonaten ontleed worden en overgaan in onoplosbare carbonaten. Deze verbindingen vormen slib en ketelsteen die de warmtedoorgang en de kanaaltjes in het cilinderdeksel kunnen verstopen en dus de koeling ernstig belemmeren. Een dergelijk proces is te vergelijken met de waterketel thuis, waar je na verloop van tijd ook een crèmekleurige laag aantreft.

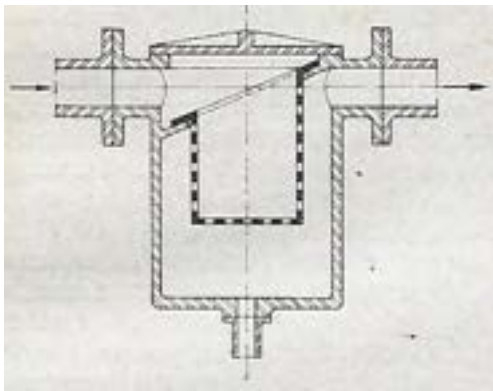
De temperatuur die het koelwater in motoren in de regel bereikt, is ruimschoots beneden het kookpunt van 100 °C en in het algemeen te laag om ernstige ketelsteenafzetting mogelijk te maken. We moeten er echter op bedacht zijn dat, ondanks een lage afvoertemperatuur, plaatselijk door gebrekkige circulatie veel hogere koelwatertemperaturen kunnen voorkomen. Houden we de afvoertemperatuur van het koelwater op 45 à 50 °C, dan leert de praktijk dat motoren lange tijd in bedrijf kunnen worden gehouden zonder noemenswaardige ketelsteenvorming, vooropgesteld dat het koelwatersysteem doeltreffend is ingericht en naar behoren wordt onderhouden en bediend. Van groot belang is dat na het stoppen, de circulatie nog enige tijd op gang wordt gehouden, anders brengt de in de metaal massa opgehoopte warmte het stilstaande koelwater spoedig op een temperatuur waarbij zich ketelsteen afzet. Dit betekent dat bij installaties waar de koelwaterpomp door de motor zelf wordt aangedreven we voor het stoppen de motor geruime tijd met sterk gereduceerd vermogen moeten laten draaien.

Groter gevaar dan de opgeloste stoffen in dit water, zijn de zwevende vaste stoffen in het koelwater. Denk aan zand en slib dat op hun weg door de motor voor een deel in de koelwater achterblijft. Deze stoffen zijn meestal zo fijn in het water verdeeld dat afscheiding in filters praktisch ondoenlijk is. Bij motoren die met oppervlaktewater worden gekoeld, is het daarom een dringende eis dat alle koelruimten door deksels van voldoende afmeting gemakkelijk toegankelijk zijn en dat voor zorgvuldige en regelmatige reiniging van deze ruimtes wordt gezorgd.

4.23.1.2 Gaasfilters

Het altijd in de koelwatertoevoerleiding geplaatste filter in de vorm van een mand of korf is bedoeld om de in het koelwater aanwezige grove verontreinigingen tegen te houden. Zo wordt voorkomen dat deze de werking van de koelwaterpomp verstoren of de koelwaterruimtes verstopen. Voorbeelden van deze droog opgestelde filters zijn hierna afgebeeld.

Het uiteindelijke filter bestaat meestal uit twee samengebouwde korffilters, zodat als één filterelement verstopt is snel overgeschakeld kan worden op het andere en het maalbedrijf niet onderbroken hoeft te worden. Een voorbeeld hiervan zien we in de rechter figuur. Voor het snel overschakelen, zijn de filters fabrieksmatig zodanig voorzien van driewegkranen en gekoppeld dat met één beweging van de kraansleutel kan worden overgeschakeld van het ene naar het andere filter en deze schoongemaakt kan worden. Dergelijke filters noemen we duplexfilters.



Voorbeeld van een korfzuigfilter

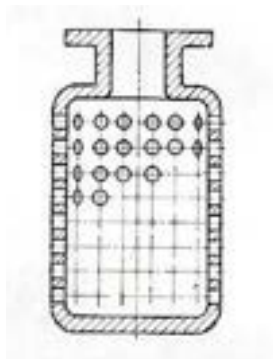


Voorbeeld van een modern duplexfilter

Om te voorkomen dat er lange en grote delen worden aangezogen door de koelwaterpomp en de toevoerleiding naar het filter verstopping, is de zuigopening achter het krooshek aangebracht. Meestal is de toevoerleiding voorzien van een voetklep met zuigkorf. De voetklep voorkomt het terugstromen van water en dat iedere keer als de motor in bedrijf wordt gesteld het leidingsysteem moet worden geëvacueerd.

Hierna volgen voorbeelden van afbeeldingen van zuigkorven al of niet in combinatie met een voetklep.

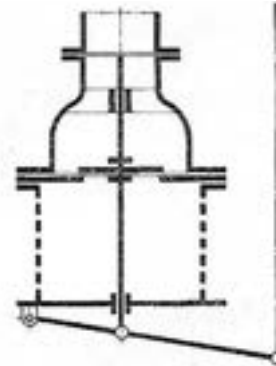
De zuigkorfconstructies zijn meestal samengesteld uit gegoten ijzeren delen, omdat dit metaal onder water minder makkelijk roest dan staal. De kleppen bij kleine doorlaten bestaan vaak uit een rond gesneden stuk leer dat aan één zijde is ingeklemd. De klep wordt verstevigd met houten klossen. De klossen voorkomen dat het leer vervormt als het op de zitting wordt gedrukt, maar zorgt er aan de bovenkant van de klep, samen met de tegenhouder, voor dat deze niet achterover klapt en niet meer functioneert. Soms is het nodig, bijvoorbeeld bij vorst, om de zuigleiding leeg te kunnen laten lopen. De rechter figuur laat een inrichting zien waarmee de voetklep kan worden gelicht waardoor, mits belucht, de zuigleiding leegloopt.



Zuigkorf

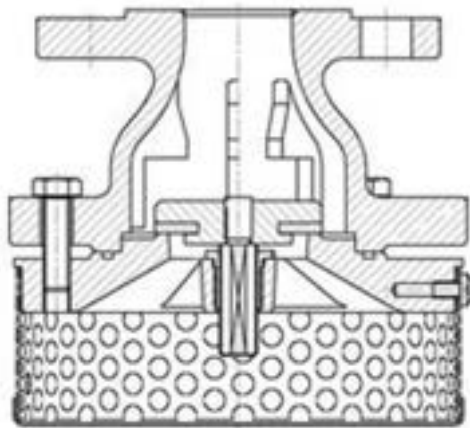


Zuigkorf met voetklep



Zuigkorf met kleplichter

De voetklep in de volgende figuur is een moderner voorbeeld en bestaat uit een gietijzeren klephuis met daarop een korf gemonteerd om grofvuil tegen te houden. De voetklep is verticaal gemonteerd vanwege de werking van de onder zijn eigen gewicht sluitende terugslagklep. Ook de waterkolom boven de klep draagt bij aan het goed sluiten van de klep. De bronzen klep is van een zachte rubberen ring voorzien waarmee het afsluit op de gietijzeren zitting in het onderste deel van het klephuis.



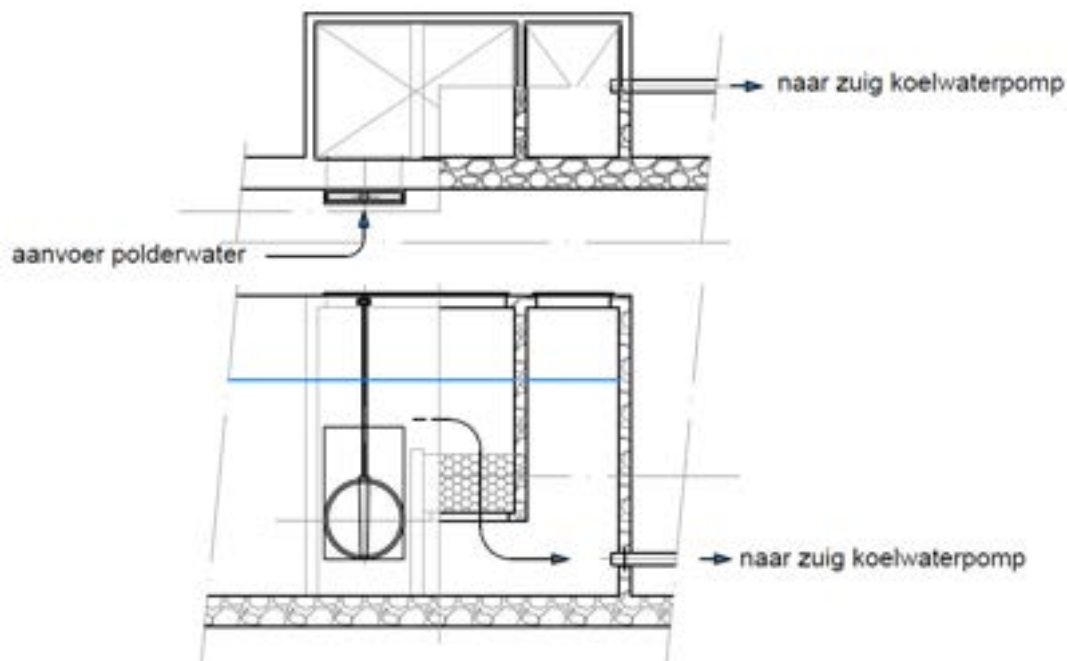
Voorbeeld voetklep met korf



Soms laten we de zuigbuis, waaraan de voetklep met korf is bevestigd, boven de waterlijn uitkomen en voorzien we deze van een flensverbinding. Door het losnemen van deze flensverbinding kunnen we dan de leiding met klep boven water hijsen en de korf reinigen en de werking van de klep controleren.

4.23.1.3 Cokesfilter

Weer een andere manier om het (kroos)vuil in het -naar de motor aan te voeren- koelwater tegen te houden, is een zogenaamd cokesfilter. Eén en ander ingericht, zoals in de volgende figuur is aangegeven.



Cokesfilter

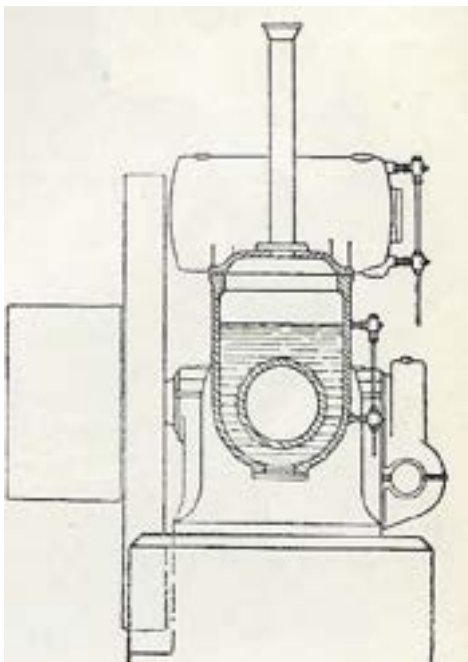
Het filter bestaat uit een diepe, gemetselde of betonnen kelder met drie compartimenten. Het middelste compartiment is voorzien van een korf met cokes. De cokes wordt ook wel los op een geperforeerde plaat gestort. Het water stroomt van boven naar onderen door het filter. De wateraanvoerkelder is voorzien van een rioolafsluiter, zodat deze drooggezet kan worden voor reinigingswerkzaamheden en het eventueel vervangen van de het filtermateriaal. De kelder is afgedekt met stalen luiken. De kelder wordt meestal naast een aanstroomvleugel of in een pijler van het gemaal gebouwd. De toevoerstroom van het koelwater staat dus haaks op die van de gemaalpomp waardoor grofvuil minder makkelijk naar de koelwaterkelder stroomt. Bovendien is de toevoeropening naar de kelder ruimschoots boven de bodem van de instroombak en voldoende onder de waterlijn gesitueerd, zodat geen slib of drijvend kroosvuil wordt aangezogen. Soms plaatsen we voor de rioolafsluiter nog een geperforeerde plaat om grofvuil tegen te houden. Deze plaat is zo aangebracht dat deze met een bezem is te reinigen.

4.23.2 Koelsystemen

Alle bezwaren van met polderwater koelen van de motor zijn te voorkomen door voor het koelen een apart open of geheel gesloten circulatiesysteem in te richten. Het koelwater wordt vervolgens na het passeren van de motor in dit systeem door middel van circulatie of verdamping tot op de oorspronkelijke temperatuur afgekoeld en hergebruikt. Hierbij worden de volgende twee systemen onderscheiden.

4.23.2.1 Open koelsysteem

Het afkoelen gebeurt bij een open systeem aan de omgevingslucht door het koelwater te verdampen in een rondom de cilinder gecreëerde ruimte. Eén en ander zoals hiernaast is aangegeven met de dwarsdoorsnede van een horizontaal opgestelde motor.



De cilinder is naar boven kastvormig verwijld en door een deksel afgesloten, waarop een trechter is gemonteerd voor het vullen met water. De waterdamp die zich als gevolg van verhitting van het koelwater ontwikkelt, ontwijkt door een boven op het deksel aangebrachte pijp. Door gebruik te maken van relatief zacht regenwater of de koelwaterruimte op te vullen met gekookt water is de kans op ketelsteenvorming laag. Een deel van de warmte wordt afgevoerd via de buitenkant van de mantel. Er is bij dit systeem geen regulering van de temperatuur mogelijk. Dreigt de motor als gevolg van langdurig gebruik oververhit te raken, dan kunnen we een deel van het water aftappen en gelijktijdig aanvullen met koud water. Een andere manier is de kast afdekken met een natte juten zak. Dit systeem is slechts toepasbaar bij motoren van gering vermogen.

Verdampenkoeling verbrandingsmotor

In de praktijk maken we bij grote motorvermogens gebruik van cascadekoelers of koeltorens waarbij met behulp van een circulatiepomp het koelwater in druppelvorm aan de omgevingslucht wordt blootgesteld en als gevolg daarvan afkoelt. Dergelijke systemen zijn voor zover bekend bij gemalen nooit toegepast en zullen daarom in deze Leidraad verder buiten beschouwing blijven.

4.23.2.2 Gesloten koelsysteem

Bij het gesloten koelsysteem voor verbrandingsmotoren in gemalen wordt gebruik gemaakt van lucht als secundair koelmiddel of ruw koelwater in de vorm van gefilterd polderwater. Voor de goede werking van de motor is het gewenst dat het koelwater de motor verlaat met een temperatuur van ongeveer 50 °C. Omdat de hoeveelheid af te voeren warmte varieert met de mate waarmee de motor belast wordt, moet de door de motor stromende hoeveelheid water naar behoefte geregeld kunnen worden. We kunnen dit bijvoorbeeld doen door van het door de koelwaterpomp geleverde water een deel weg te laten lopen voordat het door de motor stroomt of door deze gedeeltelijk om te leiden. Machinisten spreken dan van een bypass. Een andere methode is om de hoeveelheid ruw koelwater te regelen, waardoor dus minder warmte door het secundaire circuit van het primaire circuit wordt afgenomen en afgevoerd.

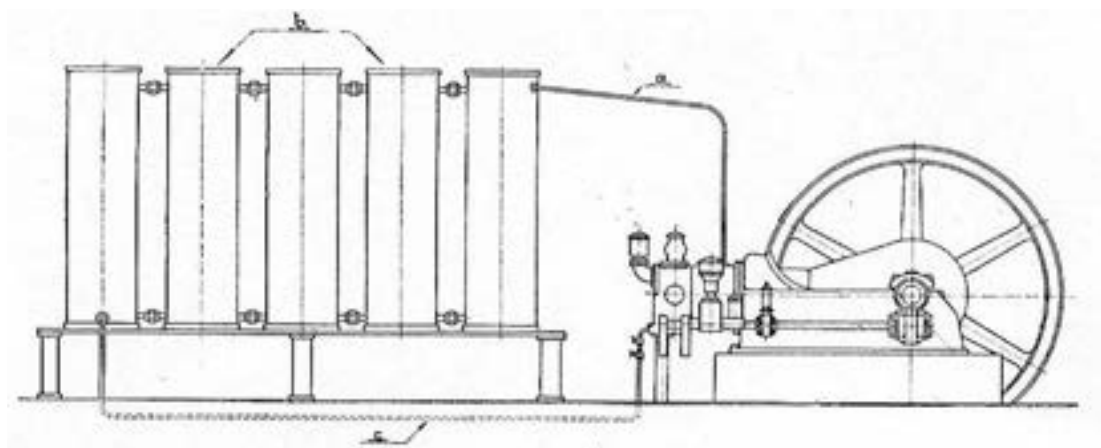
Bij oudere motoren wordt het regelen van de koelwatertemperatuur handmatig geregeld door het verder dicht- of opendraaien van afsluiters of kranen. Bij modernere motoren is in het primaire

koelcircuit vaak een thermostaatklep ingebouwd die de temperatuur nauwkeurig op de ingestelde temperatuur houdt.

Het is voor de bedrijfszekerheid van groot belang dat we snel en gemakkelijk kunnen constateren of er koelwater door de motor stroomt. Daarom laat men de afvoerkoelwaterleiding van het systeem boven een aan de afvoerleiding verbonden trechter stromen. Een en ander zoals in het leidingschema hierna van een direct gekoelde motor is aangegeven

4.23.3 Circulatiekoeling

Een veel voorkomende methode om ketelsteenvorming te voorkomen, maar ook om aan het reinigen van filter en onderhoud van pompen te ontkomen, is het koelsysteem zoals in de figuur hierna wordt weergegeven.



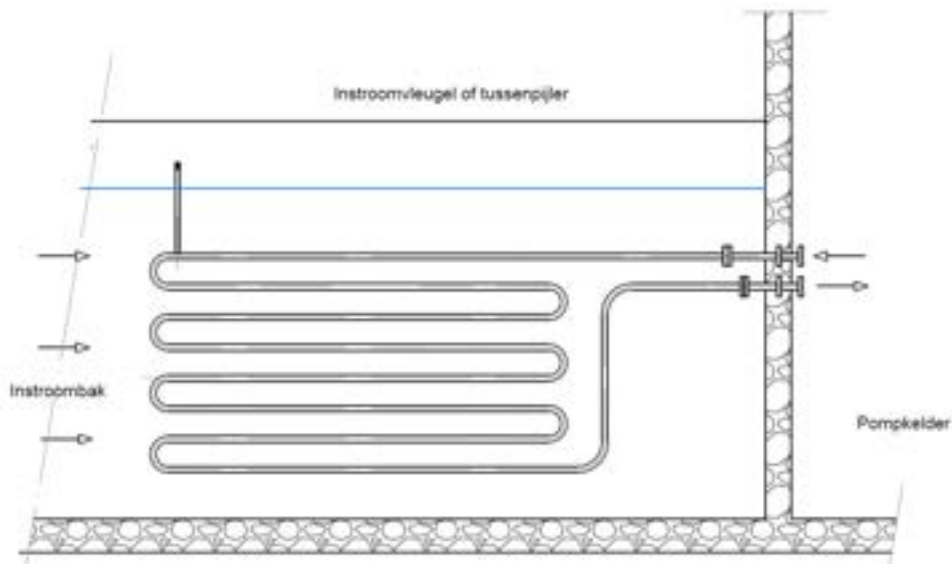
Afkoeling van koelwater met circulatiesysteem

Door het verschil in soortelijk gewicht van warm en koud water ontstaat er een circulatiestroming, waarbij het door de motor gestroomde en daarbij verwarmde water door de leiding a opstijgt naar de -in een ruim geventileerde ruimte of in de buitenlucht opgestelde- reservoirs b. De reservoirs geven hier de aangevoerde warmte af aan de omgevingslucht, waarbij het afgekoelde koelwater naar de bodem van de reservoirs zakt en vervolgens door leiding c weer naar de motor stroomt. De drijvende kracht als gevolg van het verschil in soortelijk gewicht van warm en koud water -we noemen dit thermosyphon werking- is klein. Om voldoende stroming te waarborgen, moeten daarom de leidingen in dit systeem ruim bemeten zijn. Ook de reservoirs moeten hoog worden opgesteld. Om zeker te zijn van een goede doorstroming plaatsen we vaak een circulatiepomp in het systeem. Het aantal reservoirs is afhankelijk van de oppervlakte van de romp, dus het koelend vermogen en het motorvermogen c.q. de af te voeren hoeveelheid warmte.

4.23.4 Beunkoelers

Soms is bij de motoren in gemalen een zogenaamde beunkoeler toegepast, afgeleid van de toepassing in de scheepvaart. Deze bestaat in zijn eenvoudigste vorm uit een als een serpentine

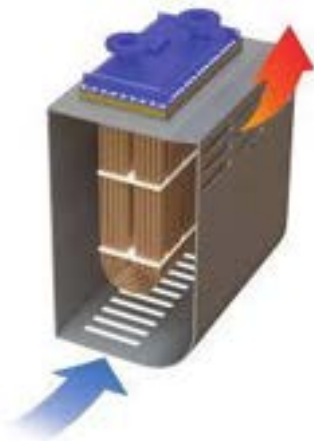
samengesteld buizenstelsel die aan een wand aan de instroomzijde van het gemaal bevestigd is. Met de koelwaterpomp van de motor wordt het koelwater door dit buizenstelsel gepompt en door het stromende polderwater afgekoeld.



Beunkoeler bij instroming van gemaal

De koeler wordt achter het krooshek opgesteld, zodat deze niet vervuild raakt door kroosvuil uit de watergang. Deze plek is ook achter de schotbalksponningen zodat na droogzetten van de instroombak inspecties en eventuele reparaties kunnen worden uitgevoerd. De koeler wordt in de instroomopening opgesteld die hoort bij de betreffende door de dieselmotor aangedreven pomp. Zo is men verzekerd van een maximaal koeleffect. Het verticaal geplaatste pijpje met afsluiter op de tekening van de beunkoeler dient voor het ontluchten van de koeler na reparaties of onderhoud.

Hieronder wordt een voorbeeld gegeven van een moderne beunkoeler met in de vorm van een haarspeld gebogen koelpijpjes. Een dergelijke koeler wordt in een speciaal hiervoor ingerichte ruimte, in bijvoorbeeld een penant van het gemaal, opgesteld. Uit de figuur valt af te leiden dat de koelpijpjes dicht op elkaar staan wat maakt dat de koeler zeer compact is, maar gevoelig voor verstopping met kroosvuil.

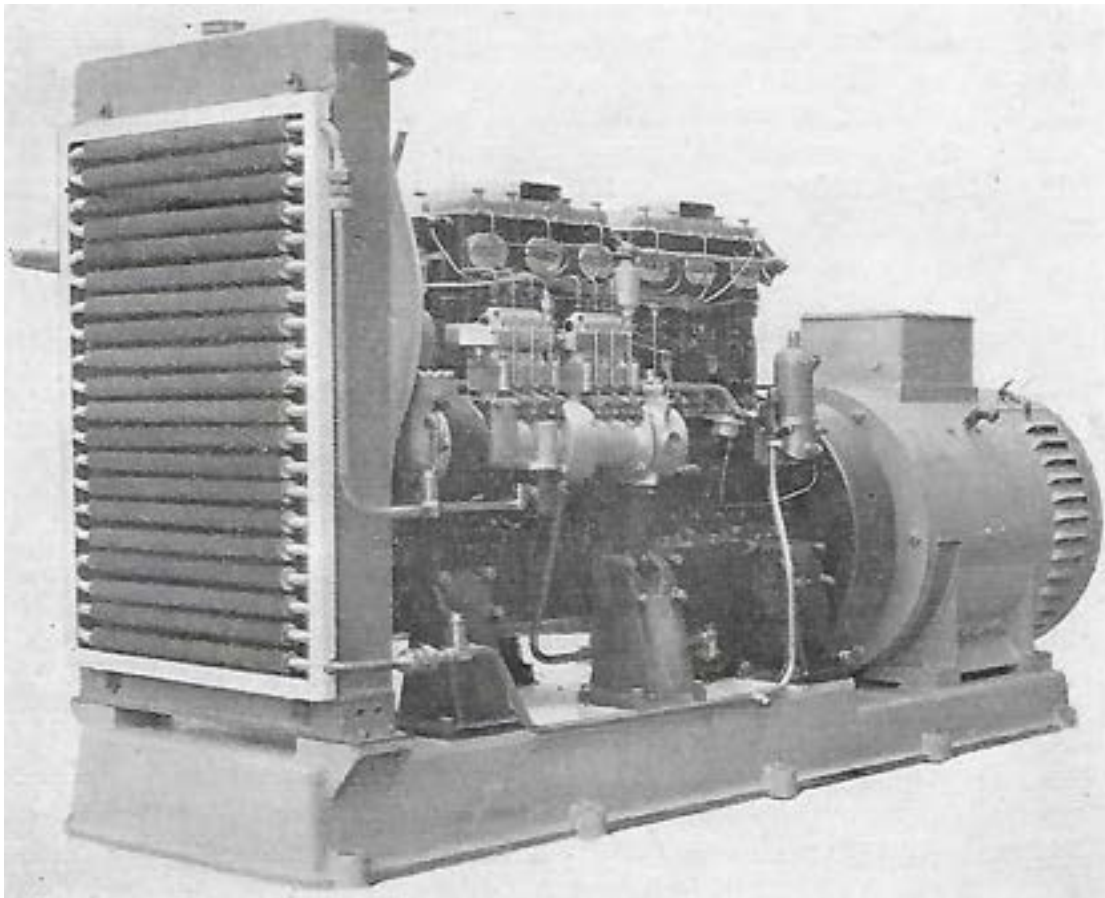


Moderne beunkoeler

4.23.5 Radiateur

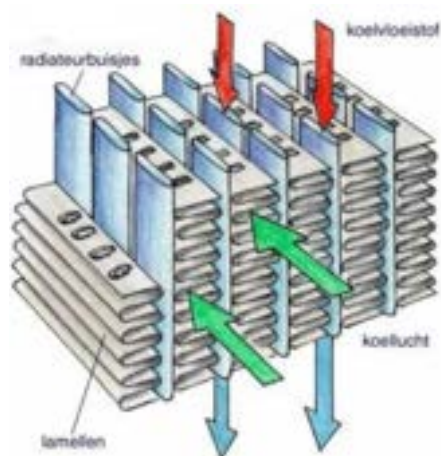
Een ander gesloten koelsysteem is die met een radiateur. Bij dit systeem wordt het primaire koelwater door de radiateur -een stelsel van parallel aan elkaar opgestelde nauwe buisjes- geleid. De buisjes zijn spiraalsgewijs omhuld met contactmateriaal. Zowel de buisjes als het contactmateriaal, lamellen genoemd, zijn van goed warmte geleidend materiaal gemaakt, zoals koper of aluminium. De radiateur met de bijbehorende ventilator wordt meestal in het voorfront van de motor opgesteld en met flexibele verbindingen aan de toe- en afvoerleiding van het koelwatersysteem van de motor gekoppeld. Het koelwater wordt door een door de motor aangedreven koelwaterpomp door de buisjes gepompt. De ventilator zorgt voor de aan- of afvoer van de koellucht die in dwarsstroom langs de lamellen en buisjes wordt geleid. Bij een automotor wordt de koellucht door de ventilator aangezogen en strijkt de door de radiator verplaatste lucht langs de motor. Bij een stationaire opstelling in een poldergemaal kiest men ervoor om de ventilatielucht naar buiten af te voeren en wordt deze uit de gemaalruimte gezogen. Op deze manier wordt voorkomen dat de binnentemperatuur van het gemaal te hoog wordt.

De foto op de volgende bladzijde laat de constructie en opstelling zien van een radiator van een 75 pk Kromhout-Gardnermotor uit de jaren dertig van de vorige eeuw.



Radiateur van een Kromhout-Gardnermotor van 60 pk met generator

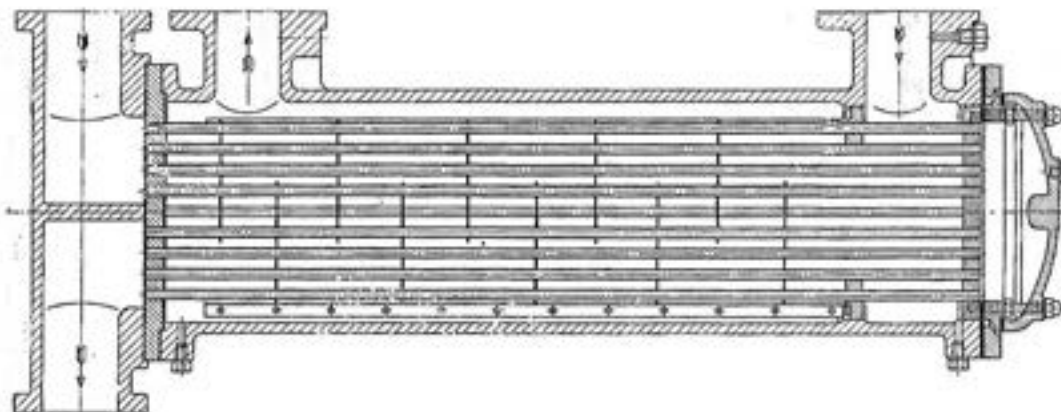
De volgende figuur laat in detail de constructie zien van een hedendaagse radiator. De werking is niet anders dan die van de radiator op de bovenstaande foto, maar door andere materialen en fabricagetechnieken is deze radiator compacter en lichter.



Moderne buisradiator

4.23.6 Warmtewisselaar voor koelwater

Bij motoren met primair en secundair koelwater, wordt het primaire koelwater gekoeld met behulp van meestal een pijpenwarmtewisselaar, zoals hieronder is afgebeeld:

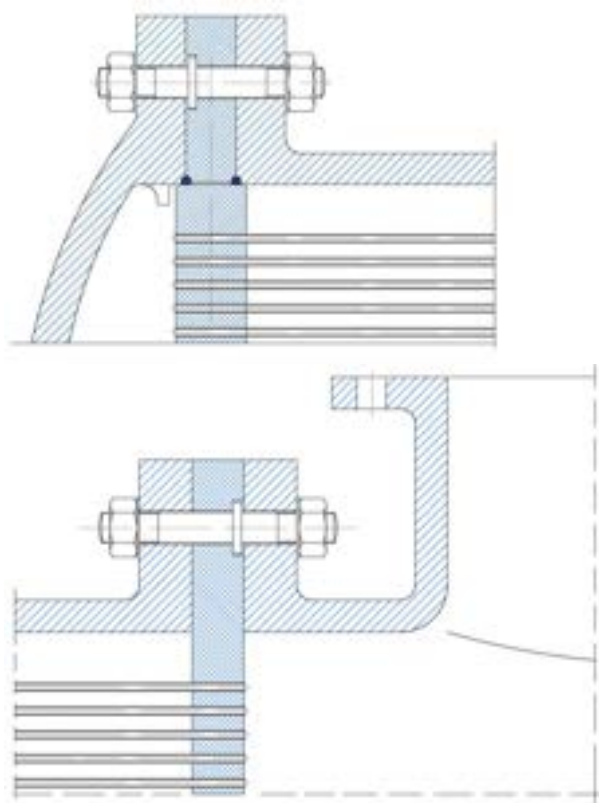


Pijpenwarmtewisselaar voor koelwater

Een dergelijke warmtewisselaar bestaat uit een bundel pijpen die stuk voor stuk in de -aan de uiteinden van deze pijpen geplaatste- pijpplaten zijn gerold. De pijpbundel is ondergebracht in een cilindrische romp met aan één zijde een inspectiedeksel en aan de andere zijde een deksel waar de aan- en afvoertubelures van het ruwe koelwater zich bevinden. Dit deksel heeft een keerschot waardoor het ruwe koelwater heen en weer door de pijpjes wordt geleid, voordat het wordt afgevoerd.

De pijpbundel is voorzien van een aantal deflectieplaten waarmee het te koelen water wordt gedwongen om zigzaggend van de ene kant naar de andere kant door de romp te bewegen en daarbij innig in contact komt met de koelpijpjes. Er ontstaan op deze wijze geen kortsluitstromen, zodat een maximaal koeleffect wordt verkregen.

De pijpplaat aan dekselzijde is in lengterichting beweegbaar om vervorming van de pijpen bij het uitzetten en losraken uit de pijpplaat en als gevolg daarvan lekkage bij het krimpen te voorkomen. Deze vloeistofdichte verbinding is geconstrueerd zoals bijvoorbeeld in de volgende linker figuur in detail is weergegeven. De pijpplaat aan de zijde waar het ruwe koelwater wordt toegevoerd, is vast gebout tussen de flensen van de romp en de kast waaraan de toe- en afvoertubelures van het ruwe koelwater zijn gegoten.



Details pijpplaat bevestiging

Als er ruwkoelwater-zijdig een te grote drukval over de warmtewisselaar wordt waargenomen, dan is dit een teken van vervuiling en moeten de pijpjes worden geraagd. Hiertoe moet -nadat het systeem buiten bedrijf is gesteld en het (ruwe) koelwater is afgetapt- de (inspectie) deksels aan beide zijden van de romp worden losgenomen en alle pijpjes met een pijpenrager van de juiste diameter worden geraagd. Omdat de pijpplaten met zogenaamde borstdraadeinden aan de koelerromp zijn bevestigd, blijft de pijpenbundel op zijn plaats bij het losnemen van de deksels. In de tussenring om de pijpplaat (linker figuur hierboven) zijn radiaal in de omtrek een aantal gaatjes geboord.

Door deze gaatjes treedt bij lekkage van de rubber O-ringen koelwater of het te koelen water c.q. smeerolie naar buiten. Zeker als het smeerolie betreft, moet er op dat moment actie worden ondernomen.

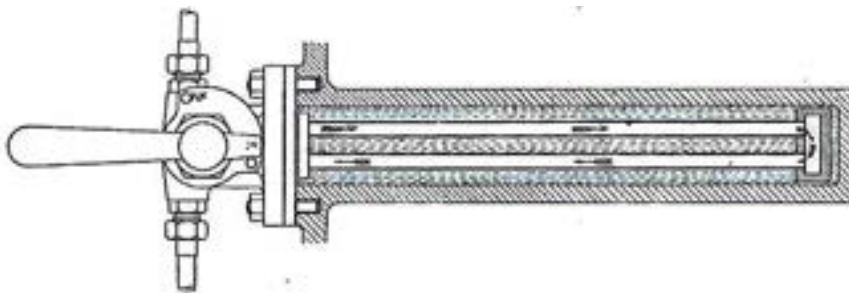


Pijpenragerkop met flexibele kabel

Hierboven zien we een afbeelding van een pijpenrager met kabel. De ragerkoppen zijn in verschillende soorten en maten verkrijgbaar. De kabel of het verlengstuk moet de lengte hebben van de pijpen in de warmtewisselaar. Overwogen kan worden om voor het ragen van de pijpen een accuboormachine te gebruiken. Bij het ragen hoeft dan slechts (handmatig) de duwende en trekkende beweging gemaakt te worden. Het verdient aanbeveling om tijdens het ragen de betreffende pijp met schoon water te spoelen.

4.23.7 Warmtewisselaar voor smeerolie

Bij motoren waarbij de smeerolie ook wordt gebruikt voor het koelen van motoronderdelen, zoals bij bijvoorbeeld de zuigers (Bolnesmotoren), dan moet er aanzienlijk meer warmte worden afgevoerd en passen we meestal een pijpenwarmtewisselaar toe, die qua constructie vergelijkbaar is met de hiervoor besproken koeler voor het primaire koelwater. Motoren waarbij de smeerolie geen koelfunctie heeft, kunnen volstaan met een uiterst simpele warmtewisselaar, zoals in de volgende figuur is afgebeeld.



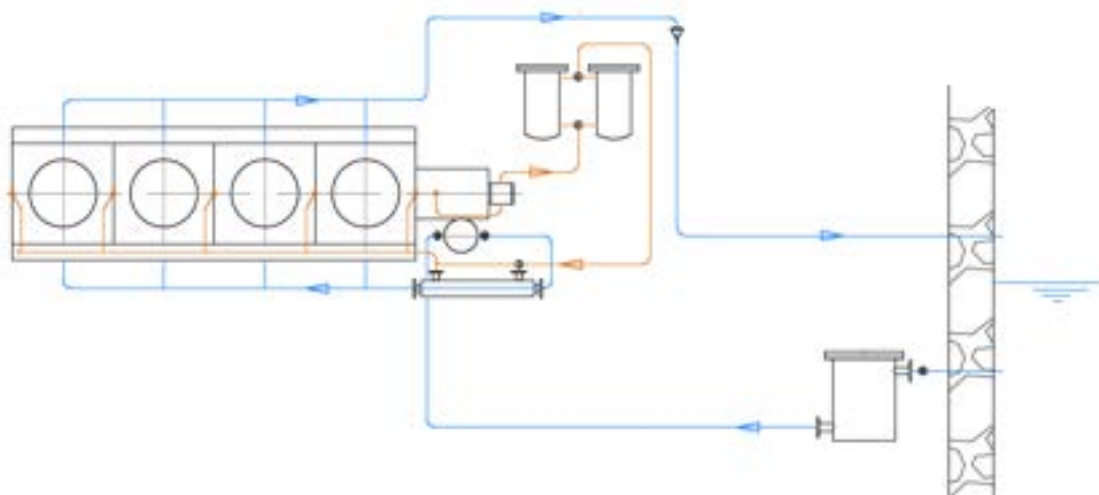
Pijpenwarmtewisselaar voor smeerolie

Deze smeeroeliekoeler bestaat uit een enkele haarspeldvormige buis die door koelwater omstroomd wordt. Bij sommige typen motoren bevindt deze buis zich in de koelwatertoevoerpijp, bij andere uitvoeringen is zij ondergebracht in de koelwatermantel van de knalpot. In het gegeven voorbeeld (een Kromhout motor) is de koeler voorzien van een kraan in de olieleiding waarmee de koeler buiten werking kan worden gesteld en dus de temperatuur kan worden geregeld.

4.23.8 Direct gekoelde motor

Hierna wordt een leidingschema getoond van een eenvoudig motorkoelsysteem waarbij de motoronderdelen direct worden gekoeld met polderwater.

Polderwater bevat over het algemeen weinig kalk en magnesium, zodat de soms nauwe kanalen in het koelsysteem daardoor niet verstopt raken. Wel moet het koelwater goed gefilterd worden om te voorkomen dat door de kleine vegetatiedeeltjes en slib in het polderwater de nauwe kanalen rondom de cilinders en de cilinderkoppen verstopten. Dat bij hoge stroomsnelheden ook zand en/of slib met het koelwater wordt meegevoerd, kan niet of nauwelijks worden voorkomen. Het is daarom van belang dat bij het ontwerp een verantwoorde keuze wordt gemaakt voor het soort filter en de plaats waar het koelwater wordt aangezogen. Bij sommige motoren zijn de cilinderdeksels voorzien van dekseltjes of proppen waarmee, door het openen ervan, de koelwaterruimte kan worden geïnspecteerd en eventueel schoongespoeld.



Leidingschema van een direct gekoelde motor

Een variant op dit systeem is die met de eerder besproken beunkoeler. De filterkorf voor het afvangen van grofvuil uit het polderwater en de overlooptrechter voor de controle op het doorstromen van het koelwater komt daarbij te vervallen en moet een druktank (zie hierna bij het indirecte koelsysteem) aan het systeem worden toegevoegd. De beun moet uiteraard voldoende tegen bevriezing worden beschermd door deze voldoende diep onder water aan te leggen of door antivrieskoelvloeistof toe te passen.

4.23.9 Vorstbescherming

Een punt van aandacht bij vloeistofgekoelde verbrandingsmotoren is de bescherming tegen bevriezing. In de regel wordt het gemaal onder koude weersomstandigheden vorstvrij gehouden met een kolenkachel of, zoals tegenwoordig vaak het geval is, met een gasgestookt centraal verwarmingssysteem of met elektrische verwarmingselementen. Is deze bescherming niet of in onvoldoende mate aanwezig, dan moet de motor en het bijbehorende koelsysteem 's winters worden afgetapt. Hiervoor zijn op de laagste punten kranen of proppen aangebracht. De ruwkoelwaterzuigleiding kan niet worden afgetapt en is daarom -mits goed geconstrueerd- voldoende diep onder de waterlijn aangebracht om niet te kunnen bevriezen.

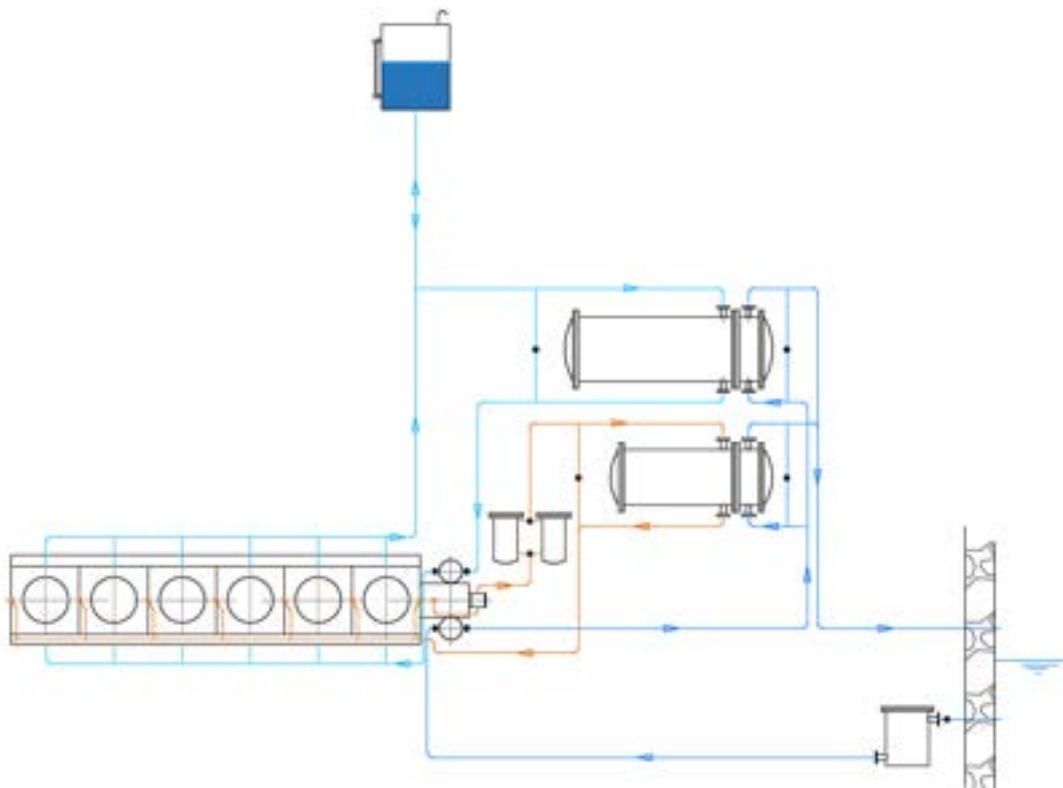
Soms wordt het primaire koelsysteem voorzien van een extra elektrisch verwarmingselement al of niet met een circulatiepomp om het aanzetten onder koude weersomstandigheden te vergemakkelijken. Een dergelijk verwarmingselement helpt uiteraard ook bij het beschermen tegen bevriezing van de motor.

4.23.10 Indirect gekoelde motor

Hieronder is een leidingschema afgebeeld van een gesloten koelsysteem. Dergelijke systemen worden om nader te noemen redenen bij voorkeur toegepast bij gemalen waar brak water in de toevoer naar het gemaal voor komt.

Het primaire koelwater en de smeerolie van de motor worden met behulp van een zogenaamde pijpenkoeler gekoeld met het water uit het secundaire systeem; te weten polderwater of wat we in jargon met de algemene term ruw koelwater aanduiden. Een groot voordeel van dit systeem is dat het koelwater uit het primaire systeem geen verontreinigingen bevat en behandeld kan worden om corrosie en cavitatie-erosie te voorkomen. Een vaak toegepast middel is Dromus B, een oliesoort van Shell die een emulsie vormt met het hoofdbestanddeel water en in aangelengde toestand is te herkennen aan de melkachtigekleur. Hetzelfde middel wordt ook gebruikt bij verspanende bewerkingen van staal en is in die hoedanigheid bekend als boorolie.

Een indirect koelsysteem is complexer van samenstelling en vergt meer onderhoud dan een direct koelsysteem, maar heeft wel het voordeel dat het de motor beter beschermt tegen corrosie en verstopping.



Leidingschema van een indirect gekoelde motor

4.23.11 Koelwater en smerolie pompen

In de hiervoor getoonde leidingschema's voor het koelen van motoren worden plunjerpompen voor het koelwater en tandradpompen voor het verpompen van de smerolie gesuggereerd. Ook mag uit de schema's worden afgeleid dat deze door de motor zelf worden aangedreven, wat bij oude motoren vaak het geval is. Modernere motoren zijn voor het verpompen van het koelwater voorzien van centrifugaalwaaierpompen. Deze pompen worden via een tandwiel-, drijfriem- of V-snaaroverbrenging vanaf de krukas aangedreven. Voor de smerolie bij deze motoren worden nog steeds tandradpompen gebruikt die vaak direct aan het zogenaamde vrije aseind van de motor zijn gekoppeld. Er bestaat een groot aantal oplossingen voor het toegepaste pomptype en de wijze waarop deze worden aangedreven. Van een aantal worden hierna de specifieke eigenschappen aangegeven en de werking nader besproken.

4.23.11.1 Zuiger- en plunjerpompen

Het essentiële verschil tussen een zuigerpomp en een plunjerpomp is dat bij de plunjerpomp de zuigerstang even groot in diameter is als de zuiger. Zuiger- en plunjerpompen worden geschaard onder de zogenaamde verdringerpompen. Een belangrijk eigenschap van een zuiger- of plunjerpomp is dat deze zelfaanzuigend is. Dat betekent dat de motoraandrijving niet gebonden is aan een bepaalde opstelhoogte boven de waterlijn van de toevoertocht bij het gemaal.

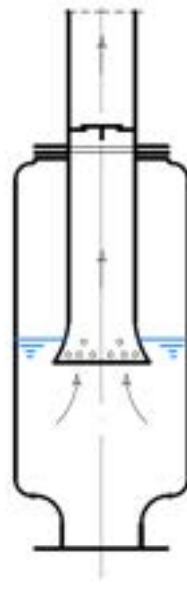
Een vervelende eigenschap is dat de vloeistof, in dit geval koelwater, stootsgewijs plaatsvindt en vaste delen in het water tussen de zuig- of perskleppen kunnen komen en de goede werking van de pomp nadelig beïnvloeden of deze geheel buiten werking kunnen stellen. De kleppen moeten daarom eenvoudig bereikbaar zijn en makkelijk te reinigen. Om de drukgolven als gevolg van de onregelmatige volumestroom bij de aan- en afvoer van het koelwater af te vlakken, worden door sommige fabrikanten de pompen dubbelwerkend uitgevoerd.

Plunjerpompen worden meestal zowel aan zuig- als perszijde van een zogenaamde windketel voorzien. De lucht in deze ketels werkt als een soort veer en voorkomt het slaan van de kleppen op de zitting en zorgt ook voor een regelmatigere stroming in de persleiding van de pomp.

Windketels moeten zo dicht mogelijk bij de pomp worden opgesteld om de hoeveelheid water die telkens versneld en vertraagd moet worden zo klein mogelijk te houden. De zuigwind- en perswindketels zijn vaak onderdeel van het pompgietstuk. De luchtruimte voor de zuigwindketel wordt dan verkregen door de zuigbuis een zekere hoogte in het windketel gedeelte te laten steken. Bij de perswindketel passen we dezelfde methode toe of we zorgen voor een luchtruimte boven de afvoer van de pomp. De principewerking van beide windketels wordt met de volgende figuren nader aangeduid:



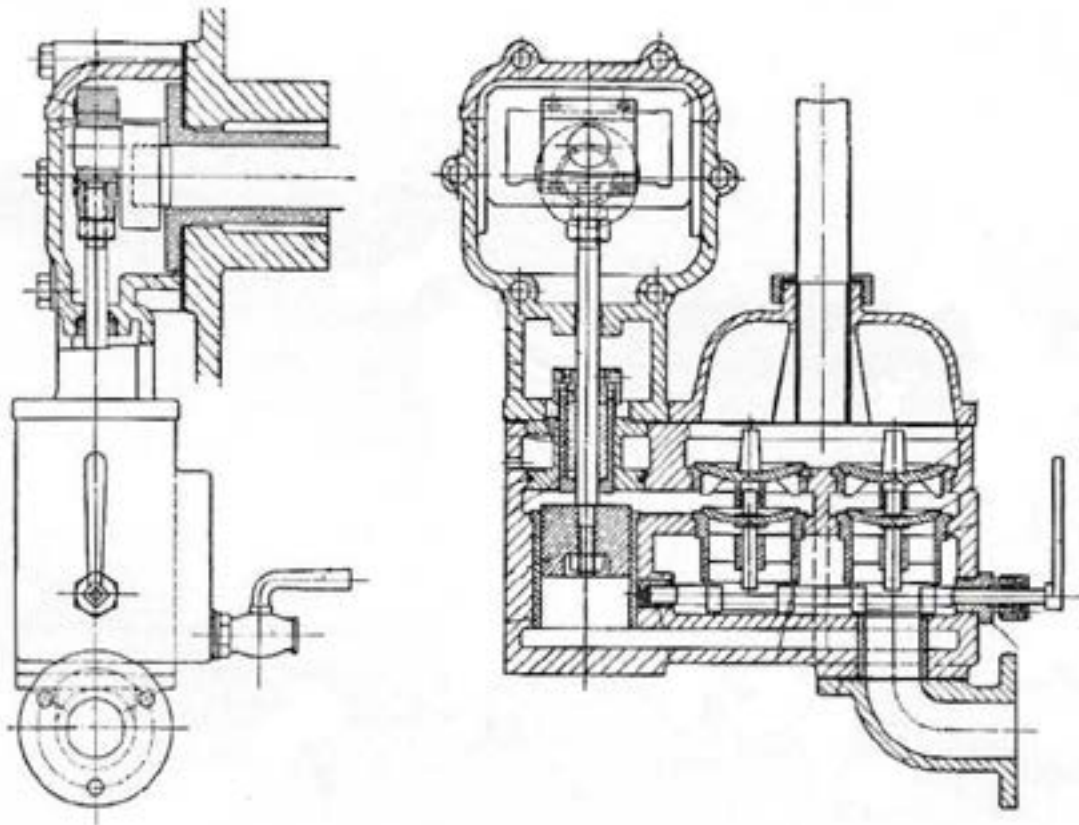
Perswindketel



Zuigwindketel

Omdat de druk in de zuigwindketel lager is dan de atmosferische druk, kan zich daarin lucht afscheiden waardoor de waterspiegel zakt. Om te verhinderen dat, wanneer de waterspiegel gelijk gekomen is met de onderkant van de verbindingbuis, de waterstroom plotseling geheel afbreekt zodat ineens een grote hoeveelheid lucht in de pompcilinder zou stromen die de regelmatige werking van de pomp nadelig zou beïnvloeden, brengen we dicht tegen de onderrand twee rijen gaatjes aan, waardoor de lucht gelijkmatig met het water wordt afgevoerd. De richtingsverandering van het water in de zuigbuis bevordert de afscheiding van lucht.

Het werkingsprincipe van de perswindketel is nagenoeg gelijk aan die van de zuigwindketel, alleen vindt hier geen ontmenging van het water plaats en wordt de lucht via de zuigleiding aangevoerd of bewust toegelaten via de zuigleiding met behulp van een zogenaamde snuifafsluiter of een kraantje. Bij de perswindketel zal een teveel aan lucht leiden tot het blokkeren van de doorlaat. Om dat te voorkomen, wordt ook hier het teveel aan lucht via gaatjes in de afvoerleiding regelmatig afgevoerd. Als er te weinig lucht in de windketel zit, zal de pomp steeds meer een bonkend geluid veroorzaken en moet de snuifkraan iets open gezet worden. We openen de kraan net zolang tot het bonken weer is afgenomen en de perswindketel weer zijn normale volume aan lucht herbergt wat een egale afvoer van het koelwater bevordert.



Dubbelwerkende koelwaterpomp van een Bronsmotor

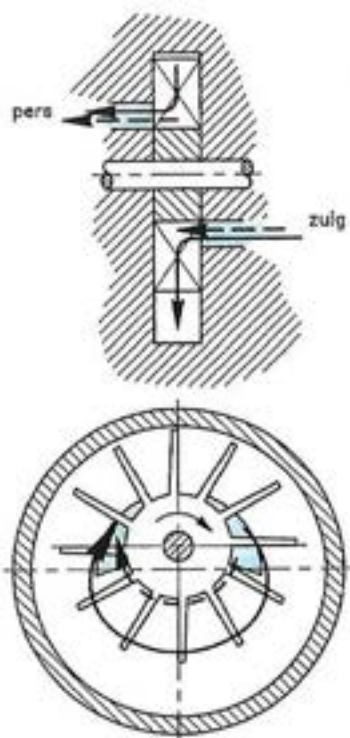
De figuur hiervoor is van een dubbelwerkende zuigerpomp voor het verpompen van het koelwater van de motor waar deze is aangehangen. De twee linker kleppen zijn voor de bovenzijde van de zuiger, terwijl de onderzijde van de zuiger in verbinding staat met de twee rechter kleppen. Het op en neer bewegen gebeurt hier niet door een drijfstang, maar direct door de drijvende kruk. Een aan de kruk bevestigd blok kan in een sleuf heen en weer bewegen, zodat alleen de verticale beweging van het blokje op de zuigerstang wordt overgebracht. We noemen dit een sleufkruishoofd. Onder de zuigkleppen bij deze pomp is een as aangebracht met excentrische delen.

Met het hendel aan deze as kunnen we de kleppen geheel of gedeeltelijk lichten en daarmee de opbrengst van de pomp c.q. de koeling van de motor regelen. Boven de perskleppen bevindt zich de gemeenschappelijk windketel, ook wel luchthelm genoemd. De perskleppen zijn van verlengde zittingen voorzien, zodat ook daar een ruimte ontstaat waar zich lucht verzamelt die als zuigwindketel fungeert.

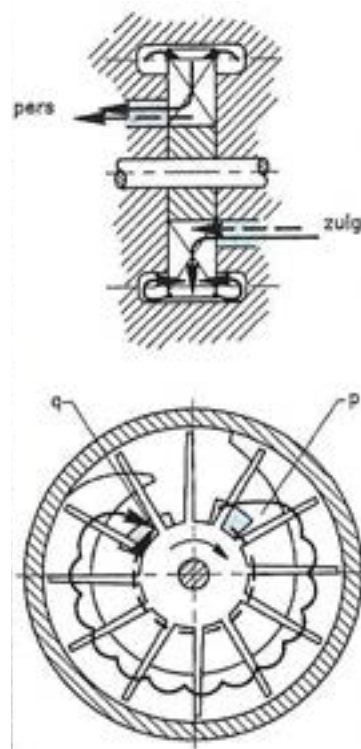
4.23.11.2 Waaierpompen

Waaierpompen worden geschaard onder de zogenaamde stromingspompen en nader aangeduid met de soort waaier die wordt toegepast, zoals bijvoorbeeld een centrifugaalwaaierpomp of schroefwaaierpomp. Dit pomptype levert, als de systeemweerstand niet veranderd, een constante vloeistofstroom van gelijke druk. Een waaierpomp is anders dan de plunjerpomp niet zelfaanzuigend. Dat betekent dat deze zelfaanzuigend gemaakt moet worden om niet gebonden te zijn aan een bepaalde opstelhoogte en het telkens opnieuw in bedrijf stellen ervan.

Het zelfaanzuigend maken doen we met een aan de pompas gekoppelde vloeistofringpomp of zijkanaalpomp. De principewerking hiervan wordt weergegeven in de volgende twee figuren. Beide pomptypes kunnen een vloeistof- luchtmengsel verpompen en zijn dus uitstekend geschikt om het koelwaterleidingsysteem te evacueren bij het in bedrijf stellen, maar ook om eventueel lucht tijdens bedrijf te verwijderen zonder dat de pomp afslaat.



Vloeistofringpomp



Zijkanaalpomp

Op het moment dat de pomp en de bijbehorende leiding zijn geëvacueerd, zal de relatief kleine vloeistofringpomp of zijkanaalpomp geen lucht meer aanzuigen en, al is het maar een heel klein beetje, helpen water te verzetten.

In de linker figuur is een zogenaamde vloeistofringpomp weergegeven. Deze bestaat uit een cilindrisch pomphuis dat in dit geval gedeeltelijk is gevuld met koelwater. Hierin kan een excentrisch geplaatste waaier of schoepenwiel roteren. Bij stilstand van de waaier verzamelt het water zich onder in het pomphuis, het bovenste deel bevat lucht.

Bij rotatie gaat het water meer roteren en wordt als gevolg van de centrifugaalkracht tegen de wand van het pomphuis geslingerd. Het water vormt daarbij een concentrisch met het pomphuis verlopende ring. Lucht verzamelt zich daarbij rond de naaf in ruimten of cellen van ongelijke grootte, die gevormd en gescheiden worden door de naaf, de schoepen en de waterring.

Gezien in de draairichting worden de cellen rechts van de hartlijn groter en links daarvan kleiner. In het deksel van het huis zijn twee sikkelvormige openingen aangebracht waardoor het lucht-watermengsel wordt aangevoerd en afgevoerd. Aan de rechterkant waar de cellen groter worden, wordt de lucht aangezogen. Aan de linkerkant wordt de lucht gecompriëerd en bij het bereiken van de blauw geleurde opening naar buiten afgevoerd. Zo ontstaat een pompwerking waarmee het pomphuis en de zuigleiding van de centrifugaalpomp kan worden geëvacueerd.

In de rechter figuur is een zogenaamde zijkanaalpomp weergegeven. Het in de figuur weergegeven pomptype is in principe hetzelfde als de hiervoor besproken vloeistofringpomp, maar met de volgende verschillen: de waaier is concentrisch in het huis opgesteld en de sikkelvormige groeven in het pompdeksel zijn vervangen door groeven of zogenaamde omloopkanalen ter zijde van het schoepenwiel aan de buitenomtrek van het pomphuis. Aan deze constructievorm is de naam 'zijkanaalpomp' ontleend.

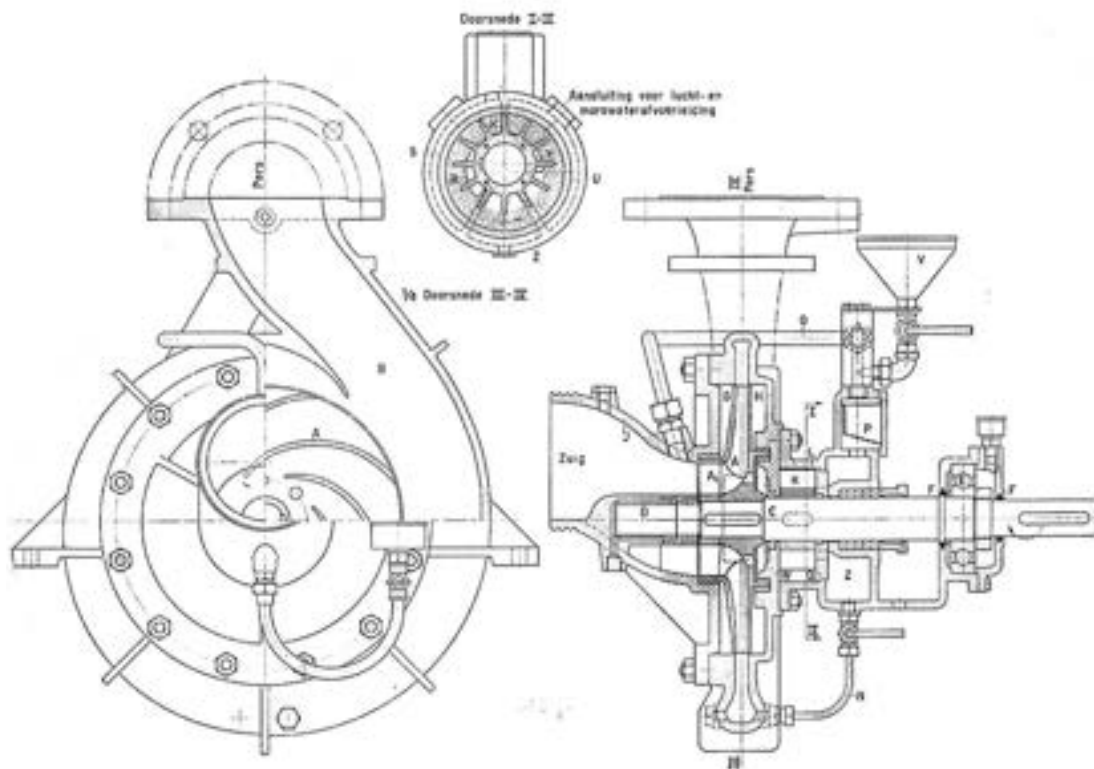
Over het eerste deel van het omloopkanaal, waarbij de diepte van het kanaal toeneemt van 0-maximaal, wordt via de opening p in de figuur een mengsel van lucht en water in de pompruimte gezogen.

Het water wordt door het roterende schoepenwiel tegen de wand van het pomphuis geslingerd waarbij de lucht zich verzamelt rond de wielnaaf. Aan de perskant wordt het water door de vorm en het ondieper worden van het omloopkanaal naar de opening q gestuwd waarbij ook de lucht wordt meegevoerd.

De volgende figuur is een voorbeeld van hoe de -in dit geval- waterringpomp is samengebouwd met een centrifugaalwaaierpomp. De hartlijn van de waaier van de pomp komt overeen met de binnenonderkant van de zuigleiding waardoor er steeds voldoende water in de ruimte is waaruit de waterringpomp zuigt. Bovendien kan na bijvoorbeeld een reparatie deze ruimte gevuld of bijgevuld worden met behulp van de daarop bevestigde trechter v. In alle gevallen zal men een zogenaamde voetklep in het systeem aanbrengen. Eén en ander voorkomt dat het systeem leegloopt en we het systeem tot de persafsluiter van de pomp moeten evacueren. Bij een dergelijke sessie moeten we de persafsluiter op de pomp sluiten en net zo lang pompen -evacueren dus- tot er druk is opgebouwd. Hierna openen we de persafsluiter langzaam waarna de lucht in de persleiding verdreven wordt door het door de pomp verplaatste koelwater. In het geval van een zogenaamde aangehangen

pomp -dat wil zeggen één die door de motor zelf wordt aangedreven- vindt er bij het ontluchten geen koeling plaats en daarom moeten we snel handelen.

De pomp wordt in de aangehangen situatie bij een motor door tandwielen, een ketting met kettingwielen, of een V-snaaroverbrenging vanaf de krukas aangedreven. Ook zijn er situaties dat de koelwaterpomp naast de motor wordt opgesteld en met een drijfriem en riemschijven vanaf de motoras wordt aangedreven.



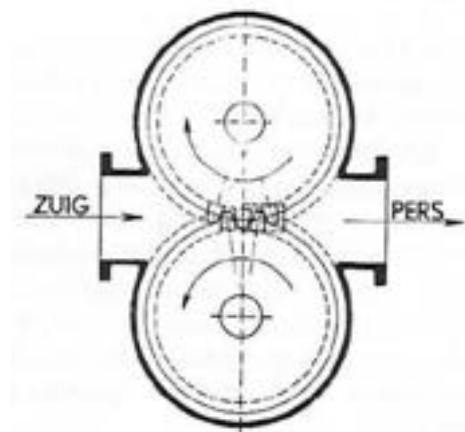
Zelfaanzuigende centrifugaalwaaierpomp

4.23.11.3 Tandwielpompen

Een tandwielpomp wordt in de (motor)techniek veel gebruikt als smeeroliepomp voor druksmering en het verpompen van brandstoffen. De pomp is van het verdringertype en levert bij een gegeven toerental een nagenoeg constante druk en flow. In zijn eenvoudigste vorm bestaat deze pomp uit twee samenwerkende tandwielen, ingebouwd in een huis dat de tandwielen aan alle zijden met een geringe speling omsluit.

Eén van de tandwielen wordt met een buiten het huis uitstekende as aangedreven, de andere wordt via de vertanding meegenomen. Aan weerszijden van het ingrijpingspunt van de tandwielen bevinden zich de zuig- en persopening van de pomp. Tijdens het draaien van de tandwielen maakt aan zuigzijde beurtelings een tand van het ene wiel een ruimte -gevormd door de tandkuil- voor het ander wiel vrij. Door deze volumevergroting ontstaat een onderdruk, waardoor vloeistof -in dit geval smeerolie- naar die ruimte stroomt en hem vult.

Bij het verder draaien van de tandwielen wordt de smeerolie die in de tandkuilen aanwezig is, opgesloten en naar de perszijde getransporteerd. Hebben de wielen bijna een omwenteling



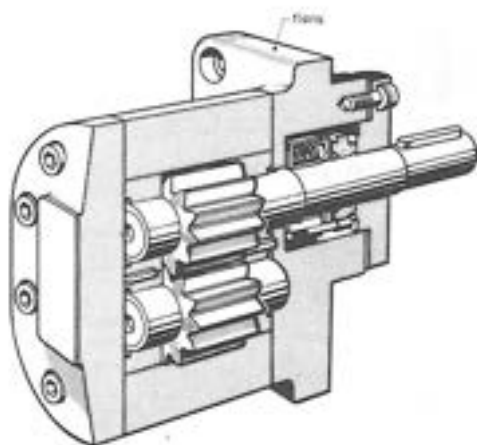
gemaakt, dan komen de tanden weer in ingrijping. Hierbij dringt beurtelings een tand van het ene wiel in de tandkuil van het andere wiel, waarbij de in de tandkuil aanwezige olie wordt verdrongen. Dit geeft de perswerking van de pomp.

Terugstromen van de olie wordt voorkomen door de spelingsvrije tandwielingrijping. Het volume per omwenteling is bij benadering gelijk aan de som van de tandkuilvolumes van beide wielen. Bij het ingrijpen wordt een hoeveelheid olie in de ruimte tussen de tandkuil en de tandkop geperst.

Principe werking tandwielpomp

Deze drukstijging veroorzaakt kleine drukstoten met een hoge frequentie en daardoor onaangenaam lawaai, maar ook worden de tandwielen met grote kracht uit elkaar gedreven. Dit laatste beïnvloedt de duurzaamheid van de pomp. Het euvel wordt voorkomen door zogenaamde ontlastgroeven in de pompdeksel of in de lagerbussen waarin de assen draaien. In de vorige figuur van de tandwielpomp wordt de ontlastgroef aangegeven met het gestippelde rechthoekje op de plaats waar de tanden ingrijpen.

De tandwiel-smeeroliepomp wordt vaak met een flens aan de motor bevestigd en direct of met een overbrenging gekoppeld aan de krukas. De volgende figuur is een voorbeeld van een tandwielpomp met flensverbinding.



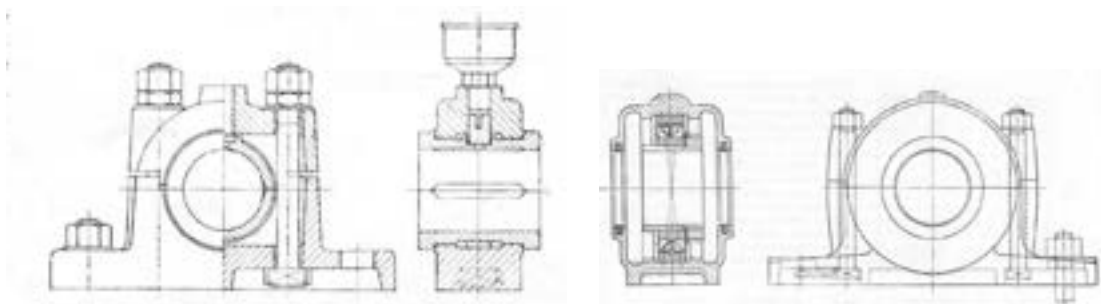
Tandwielpomp met flens

Het smeersysteem waar de smeeroliepomp een onderdeel van is, wordt in de paragraaf over smering in deze Leidraad nader uiteengezet.

4.24 Lager en lagervoeringen

4.24.1 Kussenblokken

Kussenblokken -tegenwoordig lagers- dienen voor ondersteuning van draaiende machinedelen. We kunnen ze indelen in lagers die in hoofdzaak worden belast door radiaal werkende krachten, en lagers die voornamelijk belast worden door axiaal werkende krachten. Afhankelijk van de constructie worden de lagers weer ingedeeld in glijlagers en wentellagers (kogel- en rollenlagers). De laatste categorie lagers -met uitzondering van bij enkele types motoren van fabrikant De Industrie- wordt niet aangetroffen bij de veelal oude dieselmotorinstallaties van gemalen, maar wel bij de meestal later aan de installaties toegevoegde en modernere (hulp)werktuigen en overbrengingen.



Kussenblok met glijlagers

Kussenblok met wentellager

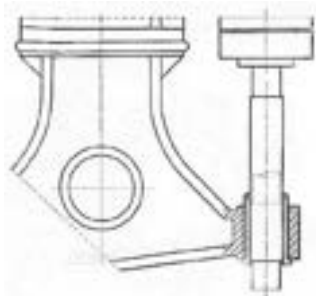
Glijlagers hebben ten opzichte van kogel- en rollenlagers de volgende voordelen:

- Geringe wrijvingsverliezen
- Bestand tegen schokken
- Gemakkelijk te herstellen en nastelbaar uit te voeren
- Geruisloos
- Eenvoudige montage

De voordelen van kogel- of rollenlagers ten opzichte van glijlagers zijn:

- Zeer geringe wrijvingsverliezen
- Geringe slijtage
- Gering verbruik van smeermiddelen
- Betrekkelijk kleine afmetingen in axiale zin

Bij de constructie van een glijlager gaan we uit van de afmeting van de tap of de belasting hiervan. In zijn eenvoudigste vorm is een glijlager een metalen bus met goede loopeigenschappen die in een blok geperst is. Een dergelijke gesloten lagerconstructie treffen we aan bij schuifstangen en deze wordt met oogblok aangeduid.



Het open lager bestaat uit een bloklichaam met daarin opgenomen het onder- en bovenmetaal, de kap en de bouten waarmee met behulp van de kap de metalen bijeen worden gehouden. De metalen worden ook wel kussens genoemd, vandaar de naam kussenblok. Het kussenbloklichaam is bij oude motoren een geïntegreerd onderdeel en bestaat meestal uit hetzelfde materiaal als het machineframe zelf.

Oogblok schuifstang

4.24.2 Materialen

Het materiaal voor de metalen is gegoten ijzer, brons of witmetaal, als voering aangebracht in gegoten ijzeren, stalen of bronzen schalen.

In bijzondere gevallen passen we gesinterd staal of brons toe dat poreus is en daardoor goed gesmeerd kan worden en een uitstekende restsmering bezit voor het geval dat de toevoer van het smeermiddel stagneert. Ook gebruiken we voor de metalen wel eens een zinklegering. Het lagermateriaal moet in het algemeen weker zijn dan het materiaal waarvan de tap gemaakt is. Metaal en tap mogen in geen geval van hetzelfde materiaal zijn gemaakt, want dan ontstaat spoedig het zogenaamde 'vreten'. Het metaal moet glad en nauwkeurig kunnen worden bewerkt.

4.24.2.1 Gietijzer

Gietijzer is relatief goedkoop en kan gebruikt worden als de omtreksnelheid van de tap gering of het bedrijf intermitterend is, anders wordt de slijtage te groot. De toelaatbare vlaktedruk σ_0 is 25-40 kg/cm², waarbij de hoogste waarde slechts is toegestaan bij geharde en geslepen tappen en geslepen speciaal gegoten gietijzer.

4.24.2.2 Brons

Brons is een legering van 87% koper en 13% tin en soms een weinig zink. Het is duur en omdat het een grotere uitzettingscoëfficiënt heeft dan het gegoten ijzer dat het metaal gewoonlijk omgeeft, moet aan het pasmaken van bronzen metalen bijzondere aandacht worden besteed aan de passing, dat wil zeggen een ruimere speling. Brons heeft na bewerking een glad en dicht oppervlak en is geschikt voor het opnemen van stoten. De toelaatbare vlaktedruk σ_0 is 30-60 kg/cm². Bij bepaalde soorten, zoals fosfor- en loodbrons, laat men een vlaktedruk toe van 80 kg/cm².

4.24.2.3 Witmetaal

Witmetaal, ook wel Babbitt genoemd naar Isaac Babbitt de uitvinder uit Amerika, is een vooral op tin of lood gebaseerde legering voor glijlager metaal met een lage wrijvingscoëfficiënt. Het kan verschillende samenstellingen hebben, zoals in onderstaande tabel wordt aangegeven.

Deze (ASTM) tabel is slechts een greep uit een zeer groot scala aan legeringen dat in de loop van de tijd ontwikkeld is door de fabrikanten van motoren en andere werktuigen.

Aanduiding	Samenstelling %					Hardheid Rockwell 3				
	S _n	S _b	C _u	P _b	Andere toevoegingen	20°C	50°C	100°C		
Lg P _b S _n 5	5	15,5	1	78,5		22	13	6		
Lg P _b S _n 10	10	15,5	1	73,5		23	16	9		
Lg S _n 80	80	12	6	2		27	20	10		
					C _d	A _s	N _i			
Lg P _b S _n 5 C _d	5	15	1	77	0,8	0,7	0,5	26	21	15
Lg P _b S _n 9 C _d	9	14	1	74,3	0,5	0,7	0,5	29	23	15
					C _a	N _a				
Lg P _b	-	-	-	99	0,5	0,5				

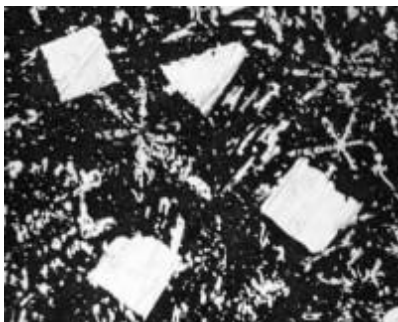
Witmetaallegeringen

Een legering is een mengsel van twee of meer afzonderlijke metalen. Zij kunnen daarbij ook niet-metalen bevatten; echter allemaal om de eigenschappen van het uiteindelijke materiaal te verbeteren of geschikt te maken voor de beoogde toepassing. De legeringen voor de metalen van lagers zijn overwegend samengesteld uit de elementen tin (S_n), koper (C_u), lood (P_b), en antimoon (S_b), waarbij lood vaak voor een deel het duurdere tin vervangt. Om een grotere hardheid te bereiken, worden soms kleine hoeveelheden van de elementen cadmium (C_d), arseen (A_s) en nikkel (N_i) gebruikt. Verder zijn er voorbeelden dat men zink (Z_n) toepaste vanwege tin-schaarste of kleine hoeveelheden calcium (Ca) en natrium (Na) aan het lood toevoegde om hiermee de voering voor glijlagers te gieten.

Bij een goede samenstelling van het witmetaal en bewerking van het lager komt 'vreten' als gevolg van warmte-uitzetting minder snel voor dan bij bronzen lagers. Witmetaal wordt in het algemeen gebruikt voor minder zwaar belaste snel draaiende assen, maar door zijn weekheid kan het alleen als relatief dunne voering worden gebruikt en mogen eventuele stoten niet al te groot zijn. De vlaktedruk kan tot 200 kg/cm² bedragen.

4.24.2.4 Materiaalstructuur witmetaal

De structuur van witmetaal bestaat uit harde metallische tin- en antimoondeeltjes, gebed in een zachter grondmetaal. Als het zachtere metaal wegslijt, komen



de harde kristallen aan de oppervlakte waar de smeerolie tussendoor beweegt. De smeeroliefilm draagt de as. Het witmetaal wordt in de gietijzeren bronzen of stalen lagerschaal aangebracht. De hardheid volgens Vickers van het grondmetaal bedraagt circa 10 kg/mm², de hardheid van de ingebedde kristallen is circa 45 kg/mm².

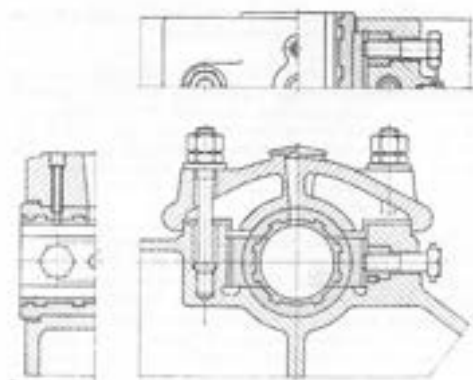
Kristalstructuur witmetaal

Bij oververhitting -warmlopen als gevolg van overbelasting, falende smering of een te strakke passing- smelt de witmetaal voering en wordt de as tijdelijk opgevangen door de onderliggende hardere schaal zonder dat de machine ernstig beschadigd wordt. Het witmetaal werkt in dat geval dus ook als (smelt)veiligheid. Het fenomeen 'warmlopen' voltrekt zich, vanwege de lage smelttemperatuur (~ 140 °C) van het witmetaal, in een razend snel tempo en moet daarom onmiddellijk worden opgemerkt of gesignaleerd. De machine moet dan onmiddellijk worden stopgezet en het betreffende lager moet worden vervangen.

4.24.3 Algemene constructieaspecten voor kussenblokken

Hierna volgen een aantal constructieaspecten voor kussenblokken die bij reparaties of vervanging van deze machine-delen van belang zijn

- Een kussenblok moet zo sterk zijn uitgevoerd dat het voldoende weerstand kan bieden aan de krachten die er op werken, zonder dat er schadelijke vormveranderingen optreden.
- Omdat de oppervlakteruwheid van grote invloed is op de slijtage moeten de metalen zo glad als mogelijk zijn bewerkt. Verder moeten zij de tap, rekening houdend met de nodige speling voor een smeeroliefilm, nauwkeurig omsluiten zonder dat plaatselijk hoge vlaktedrukken ontstaan.



Nastelbaar hoofdlager

Om na slijtage de juiste speling weer in te kunnen stellen, maken we bij onvolkomen smering soms het blok nastelbaar. Eén en ander is in de doorsneden van de figuur hiernaast weergegeven. De metalen moeten op de scheidingsvlakken nauwkeurig aansluiten op elkaar om het wegvloeien van de smeerolie te voorkomen. De schalen mogen niet om de tap klemmen, zelfs al worden de moeren van de kap abusievelijk te sterk aangehaald.

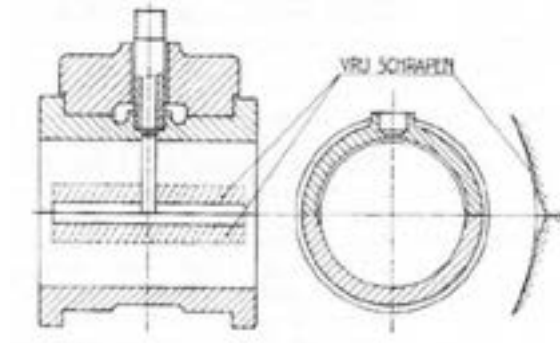
Om er zeker van te zijn dat de metalen goed op elkaar rusten, mag de kap via de metalen op de fundatie rusten.

Door gebruik te maken van vulstukken tussen de twee metaalhelften is het mogelijk om de verlangde sluiting op de sluitvlakken te verkrijgen en later de slijtage in de metalen te compenseren zonder de scheidingsvlakken opnieuw te moeten bewerken.

- De metalen mogen niet kunnen draaien of in axiale richting kunnen verschuiven. Het eerste wordt voorkomen door een aangegoten nok van het metaal die met enige speling in de bovenkap past. Deze methode heeft als nadeel dat een deel van het buitenvlak van het metaal niet bewerkt kan worden. Daardoor valt een deel van het steunvlak kleiner uit en wordt de warmteafvoer verminderd. Voor hetzelfde doel gebruiken we ook wel pennen, oliepijpjes of aangeschroefde plaatjes. Bij deze constructie is door de constructeur al rekening gehouden

met de mogelijkheid van de- en montage van de metalen, ook als de as slechts zeer weinig gelicht kan worden. In het ondermetaal zullen we dus geen nokken of iets dergelijks aantreffen. Het verschuiven in lengterichting van de metalen wordt voorkomen door kragen aan de einden of in het middengedeelte.

- De olie moet in de metalen worden aangevoerd op plaatsen waar geen of slechts weinig vlaktedruk heerst. Bij 'volkomen' smering zijn dan alleen smeergroeven nodig voor de verdeling van de olie in axiale richting, cirkelvormig of halfcirkelvormig. De groef wordt in het metaal gekotterd, gestoken of gehakt en daarna met een schraapstaal vloeiend bijgewerkt. Eén en ander zoals in de hiernaast afgebeelde figuur is aangegeven. Van belang hierbij is de juiste plaats en de vorm van de groef. Vooral vroeger werden in dit opzicht fouten gemaakt en hakte



men groeven naar plaatsen die hoog belast werden. De door de draaiing van de tap opgebouwde oliefilmdruk valt dan weg, juist op de plaats waar deze het meest nodig is. Verder mag nergens de olie door scherpe kanten van de glijvlakken worden afgeschraapt. Dit is ook de reden voor het vrij schrapen van de oliegroef.

Plaats en vorm smeeroliegroef

De oliegroef mag overigens niet doorlopen tot de einden van de lagers omdat dan de olie onbelemmerd kan wegvloeien. De plaats van de scheidingsvlakken van de metalen wordt daarom zo gekozen dat de grootste vlaktedruk niet in de nabijheid hiervan ligt. Het vloeiende verloop van de oliegroeven naar het loopvlak zorgt er ook voor dat de olie uit de groef gemakkelijk wordt meegenomen door de astap.

- De moeren van de kussenblokbouten mag men niet meer dan nodig aandraaien om de kap zo min mogelijk te verbuigen. De moeren worden niet steeds door de wrijving tussen de schroefdraadvlakken voldoende vastgehouden en moeten dus worden geborgd. Dit gebeurt gewoonlijk door contramoeren of door een al eerder in deze Leidraad behandelde Penn'se zekering. Bij ongelijke moerhoogte wordt de hoogste moer bovenop gelegd. We maken de bouten zo lang als constructief mogelijk is zodat ze bij voorkomende schokken zoveel mogelijk veren en niet breken. Ook het afdraaien van de bouten tot de kerndiameter van de schroefdraad zorgt voor een gelijkmatige verdeling van de rek en voorkomt breuk. Tapeinden worden bij kussenblokken vermeden, ook om de reden dat ze bij breuk moeilijk te verwijderen zijn. Bij brede kussenblokken brengen we aan weerszijden twee of soms meer bouten aan. Bij gebruik van vier kapbouten delen we de kap ook wel volgens een vlak loodrecht op de as in tweeën om scheef aandrukken te voorkomen.

- Gewoonlijk heeft het kussenblok een ontbondene van de reactiekracht evenwijdig aan het scheidingsvlak van de metalen en loodrecht op de hartlijn van de as en is de kap in het blok gepast of grijpt eromheen. De kap moet daarom zo sterk zijn dat zij bij het aandraaien van de moeren en gedurende het bedrijf slechts zeer weinig doorbuigt, anders zou het bovenmetaal vervormd kunnen worden en de tap warmlopen. De metalen moeten daarom met tot het juiste moment aangehaalde moeren in het werk pas gemaakt worden.

4.24.4 Smering

Bij de verschillende kussenblokconstructies van machines of andere werktuigen wordt met de volgende aspecten rekening gehouden:

- Dat voldoende veiligheid bestaat op grond van sterkteberekening, tegen het afbreken, en bij lange assen tegen het doorbuigen van de tap.
- Dat de vlaktedruk tussen de tap en het metaal niet te groot is, dus dat de blokken goed gedimensioneerd zijn. Is P de kracht in kg, die de tap belast, en f het geprojecteerde oppervlak in cm^2 van de tap op een vlak loodrecht op de kracht P , dan is de gemiddelde vlaktedruk:

$$\sigma_o = \frac{P}{f} [\text{kg}/\text{cm}^2]$$

Voor een cilindrische tap met een diameter van d cm en een lengte van l cm die belast wordt loodrecht op de hartlijn van de as is:

$$f = l \cdot d [\text{cm}^2]$$

Constructie glijvlakken	Vlaktedruk kg/cm^2
Gehard staal, lopend op gehard staal	≤ 150
Gehard staal, lopend op brons of witmetaal	≤ 90
Ongehard staal, lopend op brons of witmetaal	≤ 60
Gegoten ijzer, lopend op brons	≤ 30
Staal, lopend op gietijzer	≤ 25
Staal, lopend op pokhout bij watersmering	≤ 25

Tabel voor glijvlakconstructie versus vlaktedruk

Deze gemiddelde vlaktedruk zou alleen dan overeenkomen met de in werkelijkheid optredende vlaktedruk als de druk op het halve oppervlak van de tap overal even groot zou zijn. Dit is echter nooit het geval. Wordt de waarde van σ_o te hoog, dan treedt abnormale slijtage, wrijving en als gevolg daarvan zeer sterke warmteontwikkeling op, zodat er gevaar voor 'warmlopen' en 'vreten' ontstaat.

- Dat de hoeveelheid warmte, waarin het grootste deel van de wrijvingsenergie wordt omgezet, niet meer bedraagt dan de hoeveelheid warmte, die tegelijkertijd door het kussenblok en de tap wordt onttrokken. Hieruit volgt dat als het niet anders kan, de warmte op kunstmatige wijze, bijvoorbeeld met de smeerolie moet worden afgevoerd.

Om de wrijving te verminderen tussen de tap of as en de metalen van het kussenblok moeten we zorgen dat er een voldoende hoeveelheid van een passend smeermiddel aanwezig is.

Hiervoor gebruiken we tegenwoordig in hoofdzaak een minerale olie. Voor langzaam draaiende of schommelende tappen komt consistentvet in aanmerking.

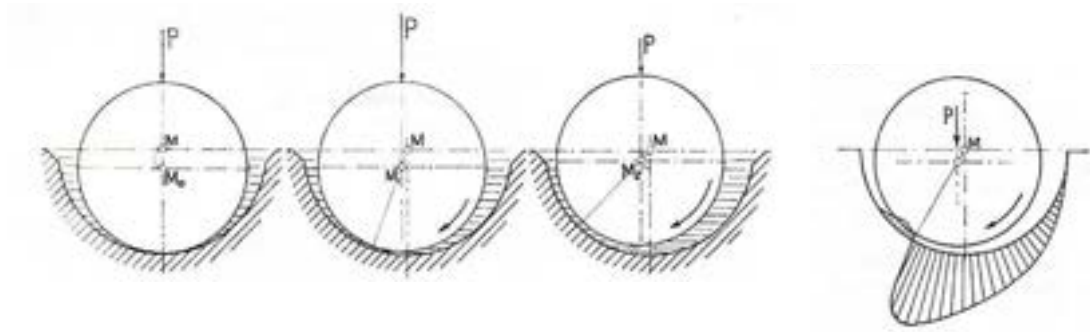
Tussen de tap en het metaal moet dus ruimte zijn voor dit smeermiddel. Een ashals zal dus altijd iets kleiner zijn dan het bijbehorende metaal. Hoe groot deze speling moet zijn, is van allerlei omstandigheden afhankelijk. Tegenwoordig houden we ons aan de maattolerantie voor een lopende passing, die voor een 'lopende passing' bij een diameter van 100 mm een gemiddelde speling van 87 micron -of 0,087 mm- bedraagt. Deze speling neemt, zoals uit onderstaande formule kan worden afgeleid, ongeveer evenredig toe of af met de derdemachtswortel van de diameter:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D \text{ [micron]}$$

De tolerantie-eenheid i bedraagt 2,1889 voor een as van 100 mm die, als deze wordt vermenigvuldigd met de basistolerantie 40 die hoort bij het kwaliteitscijfer 8 voor deze constructies, de eerder genoemde speling van 0,08 mm oplevert. Tegenwoordig kan aan de hand van de belasting, de bedrijfstoestand en de wijze van smering en met behulp van ervaringscijfers de speling nauwkeurig worden berekend.

De assen en de lagers van een groot aantal installaties in gemalen zijn gemaakt voordat er een genormaliseerd passingstelsel en nauwkeurige meetinstrumenten bestonden. De metalen in de kussenblokken en tappen werden veelal met behulp van een liniaal, krom- en steekpasser in het werk pasgemaakt. De uiteindelijk gehanteerde speling hing af van de ervaring van de vakman die de machine maakte. Het kan daarom voorkomen dat de ene tap en de bijbehorende lagering van bijvoorbeeld een hoofdaslager enkele tienden van millimeters groter is dan de andere. Bij reparaties aan oude machines moet daarmee dan ook rekening worden gehouden.

Hoe de astap wordt gedragen en hoe de hiervoor benodigde oliefilm tot stand komt en de druk in de oliefilm wordt opgebouwd, wordt geïllustreerd met de volgende figuren. De stilstaande as zal aanvankelijk, overdreven voorgesteld, in het ondermetaal rusten, zoals in de linker figuur is te zien. Nemen we aan dat de ruimte van de speling geheel met olie gevuld is en dat aan de tap ook verder olie in overvloed wordt toegevoerd, dan zal de tap als hij gaat draaien door de adhesie en de wrijving olie met zich meevoeren in de wigvormige ruimte tussen tap en metaal. Het gevolg is dat de olie de tap van het metaal licht. De oliefilm draagt de tap en neemt de tapdruk op. Dit wordt met de tweede figuur van links aangegeven. Hoe sneller de tap draait, hoe meer olie er wordt meegenomen en hoe dikker de oliefilm wordt op de nauwste plaats bij een gelijkblijvende belasting P van de tap. Het hart van de as verplaatst zich volgens een cirkel om het hart van het lager vanuit de positie M_0 via M_1 naar M_2 . Een en ander zoals in de derde figuur van links voorgesteld wordt.



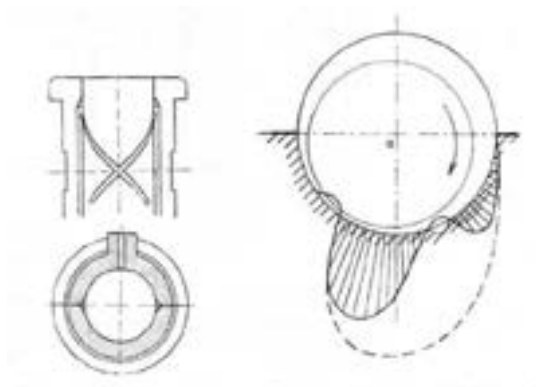
Ligging van de as en druk in de oliefilm

De as, dan wel de belasting hierop, kan door de oliefilm worden gedragen omdat de olie onder druk staat. De rechter figuur geeft het verloop van deze druk bij een draaiende tap aan. Deze straalsgewijs uitgezette druk blijkt in de richting van de draairichting toe te nemen tot dicht bij het nauwste punt. In dat punt is de statische druk nul om daar voorbij, als gevolg van het omzetten van druk in snelheid, zelfs negatief te worden.

De kracht veroorzaakt door de resultante van deze drukken maakt evenwicht met de belasting P van de tap.

Is de beschreven toestand ingetreden, dan is er geen contact meer tussen het materiaal van de as en het lager. De enige wrijving die overblijft, is die tussen de vloeistoflagen van de smeerolie; immers aan de omtrek van de tap heeft deze de snelheid van de tap, terwijl die bij het metaal nul is. Daartussen neemt de snelheid toe van nul naar de omtreksnelheid. We hebben hier dus te maken met vloeistofwrijving. Net als bij droge wrijving, dus wrijving tussen het as- en lagermateriaal, of vochtige wrijving, een combinatie van droge en natte wrijving, wordt de wrijvingsenergie omgezet in warmte. Deze warmte moet worden afgevoerd.

Hieruit kan worden afgeleid dat de juiste plaats en de vorm van de oliegroeven in de metalen van groot belang zijn voor de smering en -als gevolg daarvan- de levensduur van het lager. De oude gedachtegang dat waar de grootste belasting optreedt de smeerolie moet worden toegevoerd, is pertinent onjuist en wordt met de figuur hiernaast nadrukkelijk geïllustreerd. Het gedeelte waar de olie onder hoge druk is gekomen, wordt namelijk door de oliegroef in verbinding gebracht met een

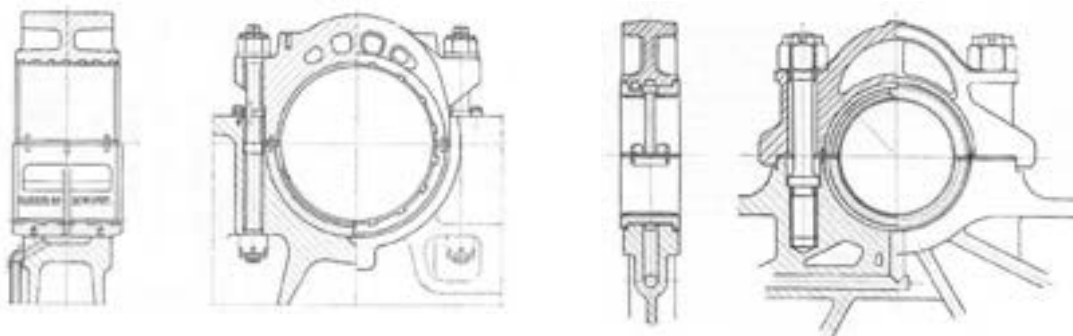


gedeelte in het metaal waar de olie onder lage druk staat. De druk bij de oliegroef is dus laag, waardoor de olie in de volgende spleet opnieuw onder druk gebracht moet worden. In plaats van de olie toe te voeren aan het te smeren oppervlak, voert de groef de olie daarvan af. Het verloop van de druk wordt door het gearceerde gedeelte weergegeven. Als de oliegroef niet zou zijn aangebracht, zou de drukopbouw volgens de stippellijn zijn verlopen

Invloed van verkeerd aangebrachte oliegroef

Onder overigens dezelfde omstandigheden kan als gevolg van oppervlaktevermindering door de oliegroeven het kussenblok minder tapdruk opnemen. Bij gelijkblijvende tapdruk neemt de kans op vochtige wrijving en daardoor slijtage toe.

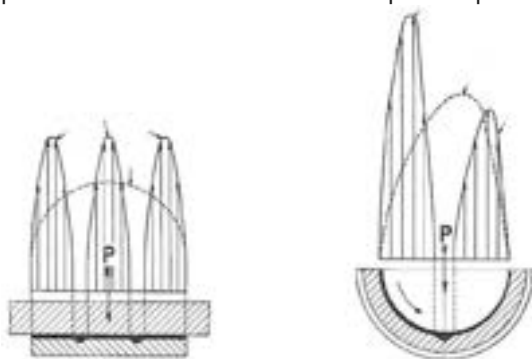
Bij druksmering leidt een halfcirkelvormige groef de smeerolie naar een oliekamer. De tap neemt dan de olie mee naar het dragende deel van het metaal. De groef bij het metaal van het kussenblok, in de linker figuur, loopt door het draagvlak en vermindert het dragend vermogen. Zij verbetert echter de olietoevoer achter het nauwste deel van de spleet en verhindert daarmee het toetreden van lucht. Soms maakt men de groef cirkelvormig. De smeerolie onder druk kan dan uit het hoofdblok via een doorboring van de krukas naar het krukenlager stromen.



Druksmering via groef in ondermetaal

Druksmering via groef in bovenmetaal

Hiervoor is uiteengezet dat als gevolg van de vloeistofwrijving tussen het metaal en de tap er druk wordt opgebouwd in het smeermiddel. Deze bedraagt nul waar de olie niet is opgesloten of met andere woorden: aan de einden van de metalen en ter plaatse van de oliegroeven. Op andere plaatsen vertoont het drukverloop een parabolisch karakter, zoals in de figuur hiernaast is



Drukverloop tussen oliegroeven

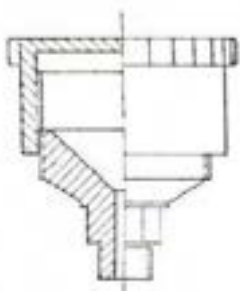
aangegeven. De som van alle drukken maakt evenwicht met de belasting P . Vervallen de oliegroeven, dan worden de oliedrukken kleiner en wel ongeveer zoals is aangegeven met de gestippelde lijn. Immers de som van deze oliedrukken is weer gelijk aan de belasting P . Het is duidelijk dat de oliegroeven onvermijdelijk tot gevolg hebben dat de drukken in de oliefilm aanzienlijk toenemen naarmate het loopvlak verder verdeeld is door deze groeven.

4.24.5 Smeermethodes voor lagers en geleidingen

Voor het smeren van lagers en geleidingen is in de loop van de tijd een aantal methodes ontwikkeld. Hierna wordt van een aantal hiervan de toepassing in samenhang met het smeermiddel en de werking uiteengezet.

4.24.5.1 Vetsmering

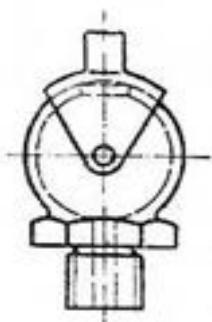
Voor de smering van glijblokken gebruiken we behalve smeerolie ook wel consistentvet. Dit vet kan door het aanschroeven van het deksel van de vetpot of door middel van een pompbeweging van de vetspuit met een in het machinedeel bevestigde nippel op de as worden gebracht. Ook worden vetpotten toegepast waaruit het vet door middel van een door een veer aangedrukte zuiger op de as geperst wordt. Als het reservoir leeg is, moet bij deze systemen het smeermiddel handmatig worden bijgevuld. Deze smering wordt slechts toegepast voor machinedelen die langzaam of slechts af en toe draaien. De smeerpunten zijn afhankelijk van regelmatige bediening en moeten altijd goed en op een veilige manier bereikbaar zijn.



Stauffer vetpot

4.24.5.2 Oliesmering

Bij kleine machinedelen, bijvoorbeeld stangen die in een slingerende beweging zijn, wordt vaak voor oliesmering van de tappen een oliepotje gebruikt, zoals hiernaast is afgebeeld. De olievoorraad moet met een oliespuitkan regelmatig worden bijgevuld. Het cilindervormige reservoirtje is met een verdraaibaar deksel afsluitbaar, zodat er geen stof of andere ongerechtigeden in komt.

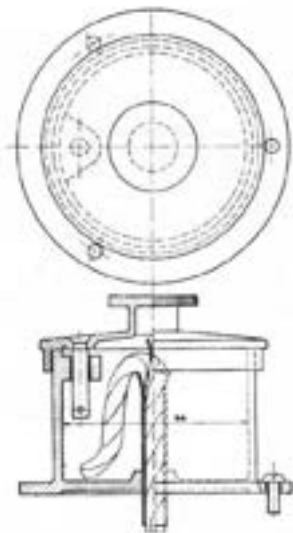


Als de tappn grotere afmetingen hebben, dan is de olievoorraad te klein en wordt een meer geautomatiseerde smering toegepast, zoals door middel van een lampenkatoen (petroleumlamp) waarvan op de volgende bladzijde een voorbeeld wordt gegeven.

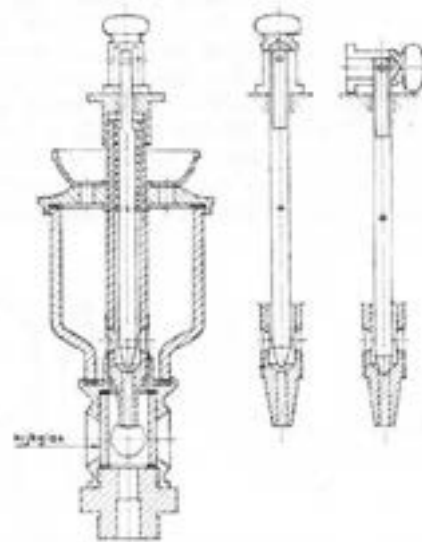
Klein smeeroliepotje

Deze oliepot moet op een goed toegankelijke plaats staan opgesteld om bij te kunnen vullen met een oliekan. Het katoentje hangt in de olie en zuigt deze op als gevolg van de capillaire werking van het katoen, en laat deze druppelsgewijs los op de as. Het katoentje werkt als hevel, terwijl de dikte van de streng en de hoogte van het olieniveau ten opzichte van het einde van de streng bepalend zijn voor de hoeveelheid olie die aan het metaal wordt toegevoerd. Deze smering is eenvoudig, maar heeft het nadeel dat de olietoevoer door het na verloop van tijd verharsen van de olie minder wordt. Ook kan de streng vervilten als het einde hiervan over de as strijkt. Als dit niet wordt opgemerkt, zal de as drooglopen.

Voor de controle op de olievoorraad en het bijvullen, moet het deksel op de pot iets gelicht en verdraaid worden. Een en ander vereist permanente aandacht van de dienstdoende machinist.



Oliepot met lampenkatoen

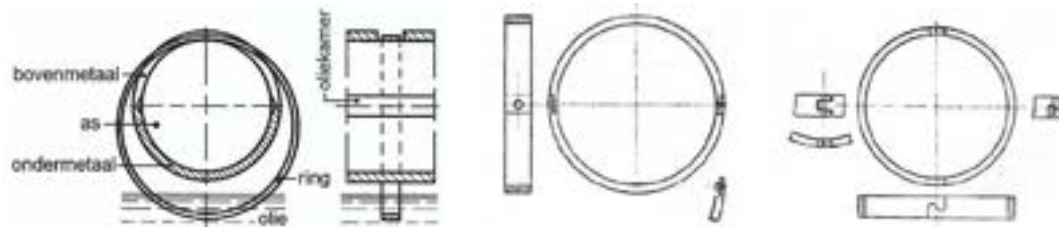


Druppel-oliepot

De stoommachines die we in gemalen tegenkomen, zijn vaak uitgerust met de druppel-oliepot, zoals in de rechter figuur hierboven is afgebeeld. Is de naald in de hoogste stand van de zitting gebracht, dan stroomt olie uit de glazen voorraadpot via een fijn messing gaasje via enige openingen in de standbuis tussen naald en zitting door naar het lager. Door de naald met behulp van de schroefdraad op het einde van de standbuis met de stelschroef hoger of lager te stellen, kunnen we het aantal druppels olie per tijdseenheid regelen. Een kijkglasje beneden in de oliepot biedt de mogelijkheid de druppels te tellen. Met deze oliepot is goed zicht mogelijk op de olievoorraad en de toevoer naar het lager. De naald wordt met een spiraalveer in de richting van de zitting gedrukt. Als de machine buiten bedrijf wordt gesteld, kan door het lichtmechanisme bovenop de naald te knikken de olietoevoer naar het lager worden afgesloten en treedt geen olieverlies op. De oliepot wordt aan de bovenzijde afgesloten door een komvormige vizierschijf. Om het reservoir bij te kunnen vullen, moet eerst de kom zover worden verdraaid dat de boringen in de kom en de grondplaat tegenover elkaar komen te liggen.

4.24.5.3 Ringsmering

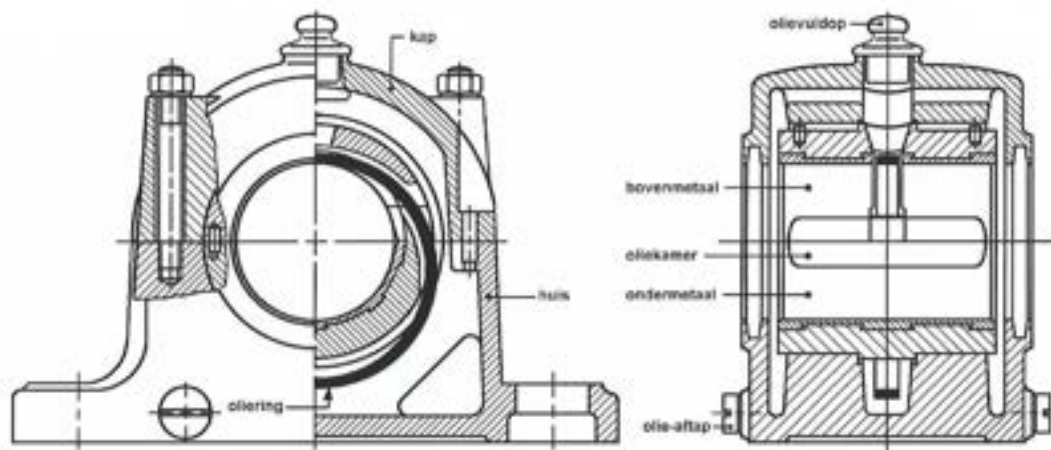
Bij een aantal museale motorinstallaties van gemalen zijn de kussenblokken uitgerust met ringsmering. We onderscheiden hierbij smering met een losse om de as gedrapeerde ring of ketting en smering waarbij een deelbare ring vast op de as wordt geklemd. De losse ring sleept op de as en wordt door de wrijving meegenomen waarbij de ring olie uit het onderliggende reservoir meeneemt naar de bovenkant van de ashals. De olie wordt dan door oliegroeven over de gehele taplengte verdeeld.



Principe ringsmering

Olieringen uit twee delen

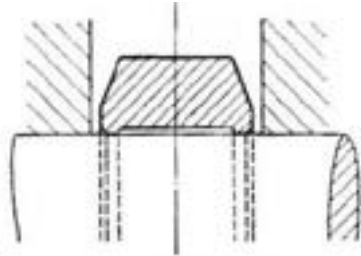
De olieringen worden van gietijzer, staal of messing gemaakt. De ringen worden soms uit één stuk, maar meestal uit twee delen gemaakt om ze te kunnen vervangen zonder de as te hoeven lichten. De wijze waarop de delen zijn samengevoegd, is in de bovenstaande figuren aangegeven. Om het gevaar te vermijden dat de ring aan de zijanten van de sponning blijft kleven, geven we de ringdoorsnede weleens afgeronde hoeken of een trapeziumvorm waardoor ook het aflopen van de olie wordt bevorderd. Ook wordt voor dit doel wel een klein nokje aan de sponningranden gegoten.



Kussenblok met ringsmering

Voor langzaam draaiende assen en voor assen met een kleine middellijn wordt de oliering uitgevoerd volgens de linker figuur op de volgende bladzijde. Deze ring loopt op slechts twee zeer smalle ringoppervlakken, zodat de druk tussen ring en as is verhoogd, waardoor deze minder slipt en een grote olieopbrengst wordt bereikt.

In plaats van een ring wordt ook wel een olieketting toegepast. Hierdoor kan het blok smaller worden uitgevoerd, wat de sterkte van de constructie ten goede komt. Deze methode heeft als nadeel dat de ketting door korstvorming van de olie stijf kan worden, de as onder de ketting doordraait en het blok droog loopt. We kunnen dit voorkomen door op gezette tijden de ketting los te nemen en uit te wassen in petroleum of wasbenzine.



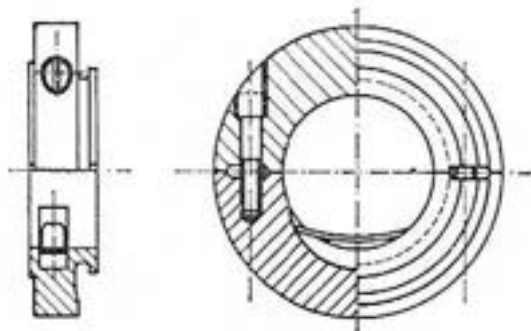
Oliering met randen



Olieketting

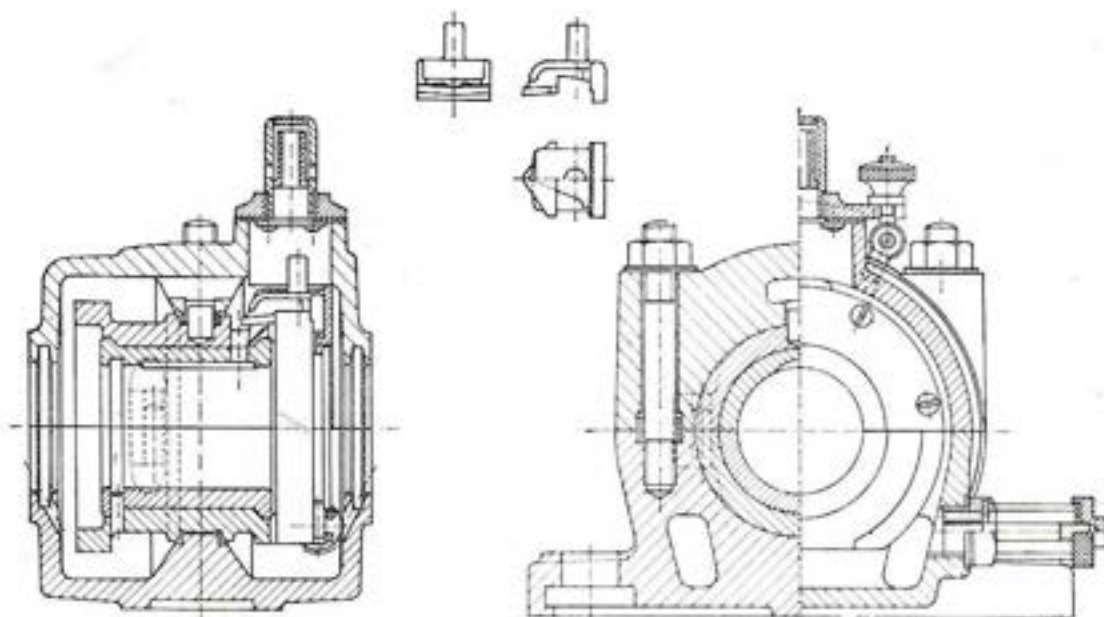
De volgende figuur laat een voorbeeld zien van een vaste oliering. De ring bestaat uit twee delen die met schroeven aan elkaar zijn vastgemaakt en met een bladveer tegen de as wordt gedrukt. De oliering wordt aan het uiteinde van de metalen geplaatst. Het draagvlak van de metalen wordt, voornamelijk in de bovenkap, dus niet onderbroken. Dit is van belang met het oog op de draagkracht

van de oliefilm en dus het lager. Boven op de oliering rust een olieschraper. De door de ring opgevoerde olie wordt tegen de wand, die ten opzichte van de as scheef is opgesteld, van deze schraper opgestuwd en zijwaarts afgeleid. De olie stroomt vervolgens in de toevoeropening van de oliekamer, die zich bevindt in het bovenmetaal, midden boven de as.



Vaste oliering uit twee delen

De vorm van de oliekamer bevordert de toevoer van de olie in de speelruimte tussen as en metalen. De oliefilm, die zich in deze speelruimte vormt, komt daar waar de as tegen de metalen wordt gedrukt en deze niet door smeergroeven onderbroken is. Is de tapdruk naar boven gericht, dan zal de oliekamer aan de onderzijde van de metalen worden aangebracht en de olie om de schaal heen hier naartoe worden geleid.



Kussenblok met vaste oliering

Boven de schraper bevindt zich een controle-opening met deksel. Aan de zijde van de oliering is voor de afdichting een plaat aangebracht in de vorm van een halve ring. De doorgangen van de as door de blokken zijn door middel van viltringen stofdicht afgesloten. De viltringen beletten ook het uit treden van de olie in enige mate. Tegenwoordig worden hiervoor -al of niet in combinatie met de viltringen- speciale oliekeerringen gebruikt. Deze worden *simmerringen* genoemd.

De vaste olieringen worden voor langzaam lopende assen of bij dik vloeibare oliesoorten toegepast. In deze gevallen zou een losse ring of ketting een onvoldoende hoeveelheid olie opbrengen.

De ringsmering geeft een grote besparing met verbruikssmering vergeleken met andere -hiervoor besproken- smeermethodes. Bovendien is deze smering buitengewoon schoon. De olie die aan de einden uit de metalen lekt, vloeit weer terug in het oliereservoir, bezinkt daar en wordt opnieuw ingezet. Het bezinksel in de oliereservoirs moet regelmatig worden verwijderd. De reservoirs moeten daarbij gereinigd worden door ze uit te spoelen met een speciale dunne oliesoort. Het laagste deel van het kussenblok is daarvoor voorzien van een aftapplug of -kraantje.

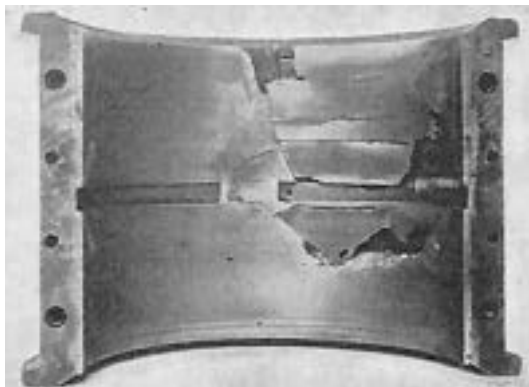
4.24.5.4 Druksmering

Bij modernere motorinstallaties worden de kussenblokken en in het verlengde daarvan de krukpen en de smeerpunten van de andere draaiende of glijdende onderdelen onder druk gesmeerd. Ook bij kleine compact samengebouwde hulpmotoren voor bijvoorbeeld dynamobedrijf, wordt bij deze onderdelen druksmering toegepast. Meestal wordt de smering onder druk verkregen door de fundatie van de machine in te richten als opvangbak en oliereservoir (*carter*) en daarin een door de machine zelf aangedreven plunjer- of tandwielpompe onder te brengen die via filters en eventueel een oliekoeler de olie naar de verschillende smeerpunten voert. De olie stroomt dan uit de lagers terug in het *carter*. De machine moet dus (spat)oliedicht zijn uitgevoerd. De persdruk van de pompe wordt geregeld met behulp van een veiligheid en bedraagt tussen de 1 à 1,5 kg/cm². Met behulp

van een manometer kan de druk worden ingesteld en tijdens bedrijf worden gecontroleerd. De in de persleiding opgenomen veiligheid zal bij in goede conditie verkerende lagers de olie-overmaat terugstorten in het reservoir. Als gevolg van slijtage van de lagers zullen deze steeds meer olie doorlaten en zal de gewenste persdruk niet bereikt worden. Dit betekent dat de kussenblokken te veel speelruimte hebben of dat de pomp defect is en ingegrepen moet worden. Meestal wordt bij druksmering, naast de door de machine gedreven pomp, een eenvoudige handpomp toegepast. Met deze handpomp, bijvoorbeeld een vleugelpomp, moet bij het opstarten van de installatie de machine worden voorgesmeerd. Deze handpomp kan ook worden gebruikt om lekkages in het smeersysteem of defecte lagers op te sporen en bij het verversen van de smeerolie.

4.24.6 Witmetaal lagervoeringen vernieuwen

Onvermijdelijke slijtage aan lagers en schade als gevolg van warmlopen en falende smering maken het noodzakelijk om de metalen van de machine te vernieuwen. Ook schade aan het draagvlak van



de metalen, veroorzaakt door het op een onjuiste manier ingieten, leidt vroeg of laat tot vervanging hiervan. De metalen moeten daartoe uit de machine genomen worden en opnieuw worden ingegoten en pasgemaakt. Hierbij moeten de originele maattoleranties en bewerkingswijze in acht genomen worden.

Beschadigd krukpenmetaal

De meeste van de motoren en de lagerconstructie van museale gemaalinstallaties zijn vaak met zeer eenvoudige hulpmiddelen -zoals krom- en voetjespassers- gemaakt. Het inzicht, maar vooral het vakmanschap met betrekking tot het ingieten en pasmaken van lagers, zo blijkt uit terugkerende schadegevallen, is in een aantal praktijkgevallen niet te ondervangen door moderne en uiterst nauwkeurig werkende bewerkingsmachines. Daarom een opsomming van aandachtspunten met betrekking tot het vernieuwen van witmetaal- of Babbitt-lagers, op de oude en beproefde wijze:

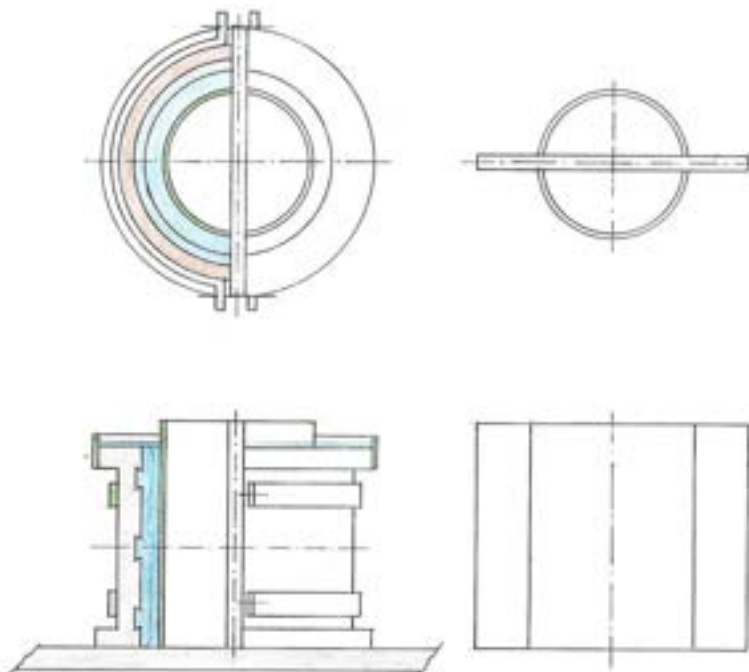
4.24.6.1 Voorbereidende werkzaamheden

- Het defecte lager moet uit de machine worden genomen en -voor zover dat bij eerdere reparaties niet is gebeurd- op onderdeelniveau en positie worden gemarkeerd met slagletters en of -cijfers. Ook moet, voor zover niet beschikbaar, een tekening worden gemaakt van het lager en de as of de pen waarbij de as- of pendiameter, de hartmaat van de boring en de lengte van het lager, nauwkeurig in kaart moeten worden gebracht. Bij het inmeten van het lager moet ook aandacht worden besteed aan een eventuele scheefstand van lageronderdelen als gevolg van bewerkingson nauwkeurigheden uit het verleden. Niet zelden werd in het verleden zo'n scheefstand gecompenseerd door het metaal ook scheef te bewerken. Bij het vervaardigen van een nieuw lager zal dan dezelfde afwijking moeten worden aangebracht.

- Als gevolg van vreten kan de as ter plaatse van het lager beschadigd zijn. Ook kunnen rondgaande ribbels, als gevolg van voortdurende slijtage, op de as zijn ontstaan. De as moet dan ter plaatse worden opgezuiverd met behulp van een zoetvijn en schuurlinnen. De omgeving van de te bewerken ashals of pen moet bij die bewerking zorgvuldig worden afgedekt met pluïsvrije poetsdoeken om te voorkomen dat ijzervijzel in het smeersysteem of op andere ongewenste plaatsen van de motor terechtkomt.
- De uit twee delen bestaande lagers of schalen moeten vervolgens uit elkaar genomen worden en leeggehaald worden door middel van draaien of kotteren. Hierbij zorgen we ervoor dat de vertinde laag niet, of zo min mogelijk, aangetast wordt. Ook het witmetaal in de zwaluwstaartvormige sponningen moet zorgvuldig worden geruimd. De bewerkingsmachines die voor het leeghalen worden gebruikt, moeten voorafgaand aan de bewerking zorgvuldig zijn schoongemaakt en ontdaan van draaikrullen en spanen van andere materiaalsoorten. Het bij het leeghalen vrijgekomen witmetaal kan opnieuw worden gebruikt bij het ingieten van de nieuwe metalen.
- Het leeggehaalde en opnieuw te gieten lager moet -met betrekking tot de vlakken waarop het metaal moet hechten- zorgvuldig worden schoongemaakt. Vooral olie- of vetresten moeten door afbranden en of beitsen verwijderd worden. Voor het beitsen kan verdund zoutzuur (HCl) worden gebruikt. Hiervoor verdunnen we 1 liter zoutzuur (HCl) met 5 liter water (H₂O).
- Voor een goede hechting van het witmetaal aan de schaal moet deze voor het gieten worden vertind of de eventueel beschadigde tinlaag worden bijgewerkt. Gietijzeren schalen die zich minder makkelijk laten vertinnen, zijn voor dit doel vaak gegalvaniseerd; oftewel van een zinklaag voorzien. Kleine beschadigingen van deze verzinkte laag kunnen door middel van vertinnen hersteld worden.
- Het vertinnen gebeurt met zuurvrij soldeerwater en strooi-tin of soldeertin, respectievelijk in de vorm van korrels of platte stangen. Het soldeerwater kunnen we bereiden door:
 - a) een ½ kg ammoniumchloride, salmiak, (NH₄Cl, wit kristallijn poeder) op te lossen in een ½ liter water
 - b) 1 kg zinkchloride (ZnCl₂, wit poeder) op te lossen in een ½ liter kokend water
 - c) deze mengsels samen te voegen
 - d) nog 2 liter zuiver water bij te mengen
- Voor het vertinnen wordt de te vertinnen schaal met een schone kwast met soldeerwater bestreken en worden de bestreken oppervlakken met strooi-tin bedekt. We leggen vervolgens de lagerschaal zo lang met de rug op een matig brandend smidsvuur dat het strooi-tin begint te smelten. Afhankelijk van de tin- loodverhouding van het te gebruiken zachtsoldeer ligt dit tussen de 213 en 230 °C. De schaal of het blok wordt uit het vuur gehaald en het te vertinnen oppervlak met een staalborstel uitgeborsteld. Er ontstaat dan bij goede hechting een mat zilverkleurig oppervlak.

Het verwarmen kan uiteraard ook in een oven of tussen vuurvaste stenen met een gasgestookte warmstookbrander. Plaatsen waar het tin onvoldoende hecht, moeten schoon worden geschraapt en opnieuw worden vertind. Hierbij is het gemakkelijker om gebruik te maken van een brander en stangen tinsoldeer. Na het vertinnen moeten de blokken of schalen met schoon water worden afgespoeld of 12 uur in kalkwater worden gelegd om alle zuren te verwijderen c.q. te neutraliseren, zodat deze het materiaal van de lagerschalen of -blokken niet aantasten.

- De metalen worden met de lange zijde in verticale positie gegoten. Bij het gieten wordt gebruik gemaakt van een uit staal vervaardigde mal. Een en ander zoals in de volgende figuur is aangegeven:



Gietopstelling en mal voor witmetaal lagerschalen

De mal -die bestaat uit een in langsrichting doormidden gezaagde buis en een stalen plaat ter dikte van de vulling van de lagers die aan elkaar zijn gelast- wordt tussen de uitgehaalde en vertinde lagerhelften geklemd. Voor het samenvoegen van de helften zijn hier kapbeugels getekend, maar hiervoor kan natuurlijk ook de originele boutconstructie van het lager of ketelklemmen worden gebruikt. Aan de bovenkant wordt rondom het lager nog een band gespannen om een kleine overvloed aan metaal af te kunnen gieten om het nazuigen als gevolg van krimp te compenseren. De uitstulping die op deze wijze ontstaat, wordt bij het bewerken van het lager verwijderd. Hiermee worden de eventuele slakken en andere lichte verontreinigingen buiten het uiteindelijk bewerkte metaal gehouden.

4.24.6.2 Gietvoorschriften

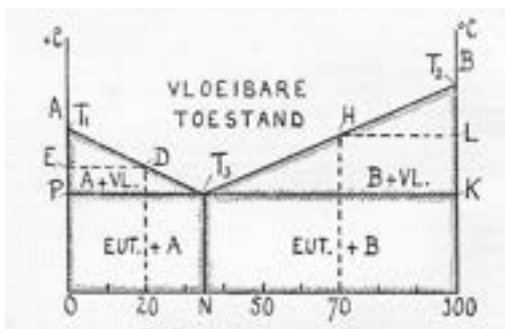
- Het smelten van legeringen -dus ook van witmetaal- gebeurt bij voorkeur in een met een deksel afgedekte kroes om nadelige verontreinigingen uit de brandstof te voorkomen. De smeltkroes - gemaakt van een mengsel van grafiet en vuurvaste klei- en de ijzeren gietlepel moeten voor gebruik van eventuele slakken en metaalresten worden ontdaan. Kleinschalig gietwerk gebeurt meestal in een gasgestookte kachelvormige oven waarbij het witmetaal in een bijpassende gietijzeren gietpan wordt gesmolten.



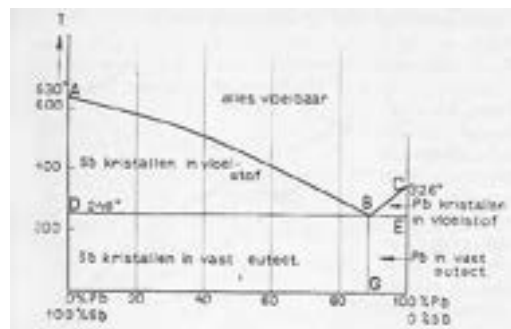
Voorbeeld kleine oven met gietpan

- Het witmetaal -in de vorm van schuitjes, broodjes en draaikrullen uit leeggehaalde oude of nieuw bewerkte lagers- moet op een matig vuur zo lang worden verhit tot het dun vloeibaar is. In oude vakliteratuur wordt de vloeibaarheid vergeleken met afgeroomde melk. Bij gietwerk van metalen wordt dit meestal tussen 150 - 200 °C boven de smeltemperatuur van het toegepaste metaal verwarmd. Deze temperatuur verschilt van metaal tot metaal om de volgende redenen: Bij legeringen, een mengsel van verschillende metalen en soms ook niet-metalen, is de ene stof in oplossing bij de andere stof en heeft daarom geen vast smeltpunt. Deze temperatuur is afhankelijk van de samenstelling en kan beduidend lager liggen dan die van de afzonderlijke smeltemPERATUREN van de bestanddelen van het te gieten witmetaal. Met het hierna afgebeelde toestandsdiagram kan een voorstelling worden gemaakt hoe het smeltpunt van een legering wordt beïnvloed. Het diagram is eenvoudshalve getekend voor twee willekeurige metalen, het metaal A met het smeltpunt T_1 en metaal B met het smeltpunt T_2 . Op de horizontale as zijn de gewichtsprocenten van de stoffen aangegeven en op de verticale as lezen we de temperatuur af. Voegen we aan het metaal B gaandeweg het metaal A toe, dan zal het smeltpunt dalen. De temperatuurdaling wordt aangegeven door de lijn T_2H . Bestaat de legering bijvoorbeeld uit 70% metaal B en 30% metaal A, dan geeft het punt H loodrecht boven de 70 het punt aan waarbij het stollen begint.

Bij L lezen we dan de temperatuur af. In dit punt gaan deeltjes van de stof B over in vaste toestand, terwijl in het overgebleven vloeibare restant het gehalte van het metaal A toeneemt. Gaan we uit van het metaal A en voegen we daaraan meer en meer toe van het metaal B, dan daalt ook daarvan het smeltpunt. Het verloop van die temperatuuurdaling wordt weergegeven met de lijn T_1D . Bestaat de legering bijvoorbeeld uit 20% metaal B en 80% metaal A, dan geeft D loodrecht boven de 20 het punt aan waar het stollen begint. De temperatuur lezen we af bij E. In dit punt gaan deeltjes van A over in vaste toestand, terwijl in het overgebleven vloeibare restant het gehalte van het metaal toeneemt.



Toestandsdiagram willekeurige legering



Toestandsdiagram antimoon (Sb) - lood (Pb)

De doorgetrokken lijnen T_1D en T_2H zullen elkaar snijden in een punt T_3 . Trekken we hier de loodlijn T_3N , dan geeft N het aantal procenten van het metaal B aan. Het gehalte van het metaal A is dan $(100-N)\%$.

Bij het punt T_3 gaat het mengsel geheel in vaste toestand over. We noemen T_3 het eutectisch punt en de legering een eutectische samenstelling. Een voorbeeld van de enkelvoudige legering van lood en antimoon als bestanddeel van de meervoudige legering witmetaal wordt in de rechter figuur hierboven gegeven. In het diagram is te zien dat het mengsel van ongeveer 12% antimoon en 88% lood met een smelttemperatuur van respectievelijk $630^{\circ}C$ en $326^{\circ}C$ leidt tot een stollings-smelttemperatuur van $246^{\circ}C$.

- Voor gieten moet met behulp van de tekening van het lager met een mal het volume en aan de hand daarvan het gewicht aan gietmateriaal worden bepaald. Hierbij moet rekening worden gehouden met gietverlies bij het afschenken van de slakken en de extra hoeveelheid gietmateriaal dat bij het model wordt geschonken voor de krimp. De smeltkroes wordt hiermee zover mogelijk gevuld en vervolgens in de oven geplaatst. Kan de kroes niet in één keer worden gevuld, dan voegen we het resterende materiaal later toe. De snelheid waarmee het later toegevoegde materiaal smelt, is een maat voor de hoogte van de temperatuur van het gesmolten materiaal. Om het oxideren tijdens het smelten tegen te gaan, moet het metaalbad steeds met houtskoolpoeder worden bedekt.
- Voor het uitgieten moet het metaalbad met een houten spatel goed worden omgeroerd. Soms beveelt men een dikke groene tak aan om te roeren. Als het hout dan vlam vat, is dit een bewijs dat de juiste giettemperatuur is bereikt.

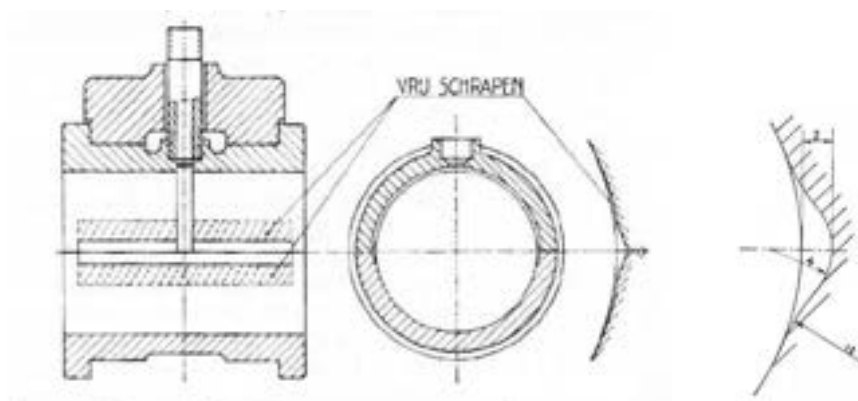
- Het samengestelde lager wordt op een dikke en vrij opgestelde staalplaat geplaatst. De mal en eventueel andere delen die niet aan het witmetaal mogen hechten, worden met water aangelengd en met grafiet bestreken. Deze onderdelen kunnen, en met hetzelfde effect, ook beroet worden met een sterk gereduceerde gasvlam. Omdat het gietmateriaal dun vloeibaar is, moeten alle retsen en kieren met behulp van klei worden dicht gemaakt. De klei moet voor het gieten met een vlam drooggestookt worden, zodat tijdens het gieten geen stoom of een ander gas in het gietwerk kan worden opgesloten.
- Voor het ingieten moeten de kussenblokken tot een temperatuur van ongeveer 230 °C worden voorverwarmd. Bij de aangegeven temperatuur begint de vertinde laag in de schalen te zweten. Dit is waar te nemen doordat de dof geborstelde laag begint te glinsteren. Net als bij het vertinnen, moet erop worden toegezien dat dit langzaam en gelijkmatig gebeurt om geen warmtespanningen in de blokken te creëren. De dikke staalplaat helpt hierbij om de warmte gelijkmatig te verdelen.
- Het gieten zelf gebeurt door om de smeltkroes een klembeugel aan te brengen en deze met behulp van een verrijdbare kraan uit de oven te lichten en boven het te gieten voorwerp te brengen. De klembeugel is aan beide zijden voorzien van een stang met twee handvatten waarmee de kroes kan worden gekipt. Bij het gieten moet worden voorkomen dat er lucht wordt ingesloten; bijvoorbeeld door het vloeibare metaal via een stalen gootje naar de bodem van de gietholte te leiden. Verder moet het uitgegoten metaal aan de oppervlakte het langst vloeibaar worden gehouden om bij het stollen, en dus krimpen van het metaal, te kunnen nagieten. Dit kunnen we bereiken door het te gieten voorwerp tussen vuurvaste stenen op te stellen en deze stenen mee voor te warmen. Verder moeten we bij het gieten tocht vermijden. De eventueel gevormde luchtinsluitingen kunnen worden verwijderd door een voorverwarmde ijzeren staaf in de vloeibare massa op en neer te bewegen, het zogenaamde pompen.
- Bij grote kussenblokken mag het volgieten met witmetaal niet ineens plaatsvinden. Om een gelijkmatig en volkomen dicht gietwerk te verkrijgen, moeten we eerst een laag van ongeveer 5-10 cm ingieten en -zoals hiervoor is aangegeven- met een goed verwarmde ijzeren staaf net zo lang pompen tot alle luchtballen verwijderd zijn. Het ingieten kan nu met een regelmatige straal plaatsvinden en zal versneld moeten worden als uit het pompen met de ijzeren staaf blijkt dat het vast worden van het metaal begonnen is.
- Om het metaal de nodige hardheid en sterkte te geven, verdient het aanbeveling het ingegoten metaal snel af te koelen. Deze afkoeling kan het beste geschieden door het gegoten blok op een natte doek of jutezak te plaatsen en in zijn geheel onder te dompelen in een waterbad. Bij grote lagers wordt weleens het loopvlak verdicht waardoor een grotere sterkte wordt verkregen. Het verdichten gebeurt door -voor de laatste bewerking, dus na het ruwe voordraaien of kotteren- het loopvlak minutieus met een bolhamer te bekloppen.

De bankwerker gebruikt hiervoor in elke hand een niet al te zware bolhamer. Het gebutste oppervlak wordt bij het op maat maken van de schalen weggedraaid of gekotterd en geschraapt.

- Nadat het gietstuk voldoende is afgekoeld, kunnen de helften door het losnemen van de kapbeugels worden gescheiden en de mal eruit worden genomen. Hierbij moeten we erop letten dat er geen stukken metaal uit het verse gietwerk worden getrokken. Het gietwerk moet dan visueel worden gecontroleerd op slak- of luchtinsluitingen. We kunnen ook met een hamer tegen het metaal tikken en aan de hand van het geluid de kwaliteit van het gietwerk vaststellen; een goed ingegoten lager zal helder klinken.

4.24.6.3 Pasmaken lagers

- Na het verwijderen van eventueel uitgelopen gietmateriaal moeten de pasvlakken met een vijl worden glad gemaakt, de vulstukken worden aangebracht en het lager worden samengesteld en opgespannen op de draaibank of kotterbank. Hierbij moet de gewenste hartlijn, met behulp van de tekening van het lager, nauwkeurig worden ingesteld. Het lager moet vervolgens met inachtnaam van de gewenste speling nauwkeurig en glad worden bewerkt. Het gebruik van schuurpapier is hierbij niet toegestaan. Bij voldoende ruim bemeten lagers kunnen na deze bewerkingsgang met een ritsbeitel ook de smeergroeven worden aangebracht.
- Na de voorgaande bewerking wordt het lager uiteengenomen, worden de eventuele dichtgelopen smeerolie gaten uitgeboord en de smeeroliegroeven, voor zover nog niet machinaal aangebracht, door middel van hakken aangebracht en met een schraapstaal bijgewerkt, zodat er geen scherpe randen meer aanwezig zijn.



Voorbeeld van vrij Chrysler oliegreof en vorm van de oliegreof

- Voor het hakken van oliegreven gebruiken we een half rond geslepen ritsbeitel. Voor het pasmaken en vrij Chrysler van de oliegreven gebruiken we bij lagers met een relatief kleine diameter -en dus klein te bewerken oppervlak- meestal een schraapstaal in de vorm van een driehoek of lepel. Bij grote lagers maken we gebruik van een relatief lang getordeerd (gedraaid) mes. De schraper wordt gemaakt van een 3-4 mm dikke plaatstrook van gereedschapsstaal, dat voordat het getordeerd wordt in een rechte hoek is gezet. Door

de hoek die het mes heeft, krijgt deze twee snijkanten en buigt zij niet door tijdens gebruik. Beide snijkanten worden met behulp van een speciale opspaninrichting op een bepaalde cirkeldiameter geslepen. Door de spiraalvorm van de schraper wordt een uitstekende snijdende werking verkregen en kan in één beweging een groot vlak worden bestreken. Het ene been van het mes wordt gebruikt als handvat bij het schrapen, waarbij erop gelet moet worden dat men zich niet verwondt aan de scherpe rand.



Voorbeelden van een ritsbeitel en schraapstalen voor het bewerken van metalen

- Vervolgens wordt het lager in het werk pas gemaakt. Hiertoe plaatsen we eerst het onderlager met de voorbereikte schaal in de machine en smeren het zichtbare deel van de ashals in met Pruisisch blauw (blauwe kunstschildersverf). Door nu de machine een halve slag te tornen, wordt het draagbeeld op het lager afgetekend. Na het uitnemen van het lager wordt het draagbeeld duidelijk en zal door het wegschrappen van de eventuele te hoge (blauwe) punten verbeterd moeten worden. Deze handeling herhalen we net zolang tot het lager over de volle lengte en een groot deel van de breedte draagt. In totaal moet dit ongeveer 80% bedragen. Het schrapen moet in kruisslag worden uitgevoerd, zodat een egaal patroon ontstaat van minuscule verhogingen en verlagingen waartussen de olie wordt geperst, die de draaiende as draagt. Het pasmaken van het loopvlak van het bovenlager gebeurt op min of meer dezelfde wijze als dat van onderlager, met dit verschil dat de afdruk van het draagvlak niet wordt verkregen door de as te draaien, maar door de

lagerkap te kantelen. Hierbij zijn de vullingen niet aangebracht. Als ook bij de bovenkap een voldoende draagbeeld is verkregen, wordt in de omtrek met consistentvet op drie plaatsen een looddraadje geplakt van 0,3 mm. Vervolgens wordt het lager met de bij het uitdraaien gebruikte vulling op het onderlager geplaatst en met de originele pasbouten vastgezet en aangehaald. De zachte looddraadjes worden als gevolg van het aandraaien van de moeren geplet. De dikte van de geplette draadjes is een maat voor de speling van het lager en wordt bepaald met een micrometer nadat de bovenkap is losgenomen. Al naar gelang het verschil tussen de gemeten en de gewenste speling moeten er vullingplaatjes worden toegevoegd of weggelaten. Vervolgens wordt op dezelfde wijze als hierboven beschreven de speling gecontroleerd en desgewenst verder gecorrigeerd, maar dan met behulp van schrapen. Na het bereiken van de juiste speling worden de indrukkingen van de looddraadjes door middel van schrapen verwijderd.

4.25 Smeermiddelen

4.25.1 Smeermiddelen

Hierna worden van een aantal soorten smeermiddelen de eigenschappen besproken en de eisen uiteengezet die aan het smeermiddel worden gesteld voor een goede smering en soms ook koeling van het machineonderdeel.

4.25.1.1 Smeermiddelen (algemeen)

Een juist inzicht in de eigenschappen van smeermiddelen en ook de daaraan te stellen eisen, is voor de gebruiker van een stoom- of dieselmemaal van groot belang. We onderscheiden vaste, half-vaste en vloeibare smeermiddelen. Daarnaast kennen we verbruikssmering -waarbij het smeermiddel spaarzaam wordt toegevoerd en na gebruik wordt afgevoerd- en circulatiesmering waarbij het smeermiddel rijkelijk wordt toegevoerd en na gebruik wordt afgekoeld en opnieuw wordt toegepast. Van grote betekenis zijn -in het kader van deze Leidraad voor gemalen met een verbrandingsmotor- de vloeibare smeermiddelen of smeeroliën voor de toepassing in de volgende systemen:

- Circulatieolie; deze olie zorgt naast de smering ook voor de koeling van de motoronderdelen
- Cilindersmeerolie; deze smeerolie zorgt uitsluitend voor de smering van de zuiger in de cilinder
- Compressorsmeerolie; deze smeerolie zorgt voor de smering van de compressoronderdelen, maar moet kunnen emulgeren met het tijdens de compressie gevormde condensaat.

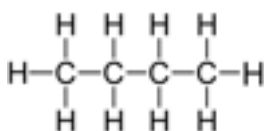
Het doel van het smeermiddel is de wrijving tussen twee oppervlakken te verminderen. Ook wordt in een groot aantal gevallen de door de wrijving opgewekte warmte zoveel mogelijk afgevoerd. De meest ideale situatie is dat de twee oppervlakken elkaar zelf niet raken, maar gescheiden worden door een laagje (film) van de gebruikte olie of vet. In het smeermiddel zijn de delen gemakkelijk ten opzichte van elkaar verschuifbaar. De daarbij optredende weerstand noemen we inwendige wrijving. Hoe dunner vloeibaar de gebruikte olie, hoe kleiner de inwendige wrijving is. Dit is echter geen maatstaf voor een goede olie. De olie of ander smeermiddel moet namelijk ook aan de te smeren vlakken hechten. De adhesie -zoals dat genoemd wordt- moet zo groot zijn dat deze ook blijft bestaan bij de optredende drukken tussen de glijvlakken. In het algemeen kunnen we daarom de volgende eisen aan een smeermiddel stellen:

- Het klevend vermogen of adhesie tussen smeermiddel en oppervlak moet groot genoeg zijn om een voldoende sterke smeerfilm op te kunnen bouwen
- Het klevend vermogen of cohesie van het smeermiddel moet zo gering mogelijk zijn om de verliezen als gevolg van de inwendige wrijving te beperken
- Het smeermiddel moet gekozen worden overeenkomstig de temperatuur waarbij het werkelijk smeren moet plaatsvinden. We moeten hierbij letten op de mindere of meerdere vloeibaarheid (viscositeit) en de vlaktedruk
- Het smeermiddel moet zoveel mogelijk onveranderlijk zijn tijdens gebruik

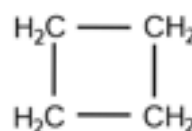
Met betrekking tot het toe te passen smeermiddel bij verbrandingsmotoren wordt onderscheid gemaakt tussen de onderdelen die met de hete gassen in aanraking komen en de onderdelen die aan normale temperaturen worden blootgesteld. Vooral de te gebruiken olie voor de cilindersmering moet bestand zijn tegen de hoge temperaturen van de cilinder- en zuigeronderdelen. Dat betekent dat de toegepaste smeerolie niet mag verbranden en niet te dun vloeibaar mag worden. Kortom; de essentiële smeereigenschappen mogen niet verloren gaan. In het verleden maakte men gebruik van een mengsel van dierlijke, plantaardige en minerale oliën, beter bekend als compoundoliën. Dierlijke vetten, zoals talk gewonnen uit karkassen van dieren, vormen een uitstekende smeerfilm in de aanwezigheid van water en zijn daardoor uitermate goed geschikt voor de smering van luchtcompressoronderdelen. Tegenwoordig kunnen door toevoegingen of dopes aan minerale oliën de smeereigenschappen van compoundoliën worden geëvenaard. Moderne smeermiddelen voor compressoren zijn dan ook bijna zonder uitzondering uit gedoopte minerale oliën samengesteld. Ook deze minerale olie vormt een emulsie met het condensaat dat in de vorm van een melkkleurachtige vloeistof wordt afgetapt.

4.25.1.2 Minerale smeerolie

Minerale smeerolie wordt vervaardigd uit aardolie. Deze oliën zijn mengsels van koolwaterstoffen. Het betreft in hoofdzaak de alkanen ('paraffinen') met de structuurformule $C_n H_{2n+2}$, waarbij de atomen zich kettingvormig tot moleculen verenigen, en cycloalkanen ('naftenen') met de structuurformule $C_n H_{2n}$, waarbij de atomen in het molecuul cyclisch zijn gebonden. Beide soorten verbindingen hebben 15 tot 40 koolstofatomen. Hieronder wordt als voorbeeld voor het gas butaan zowel de kettingvormige als de cyclische molecuulstructuur weergegeven. Hierbij wordt opgemerkt dat hoe hoger het koolstofgehalte van de olie, hoe hoger het soortelijk gewicht.



Molecuulstructuur butaan



Molecuulstructuur cyclobutaan

Niet alle ruwe aardoliën vormen overigens een geschikte grondstof voor de bereiding van een goede kwaliteit smeerolie. De aardolie uit Pennsylvania leent zich hier bijvoorbeeld beter voor dan die uit bijvoorbeeld Californië. De minerale smeeroliën moeten in alle gevallen na haar bereiding aan een grondige raffinage onderworpen worden. Zij bevatten, ook bij toepassing van het destillatieproces, nog een aantal onstabiele koolwaterstoffen die aanleiding kunnen geven tot kwaliteitsvermindering door uitwendige oorzaken. Deze onstabiele bestanddelen worden tijdens het raffineren verwijderd met behulp van zwavelzuur, soda en water alsmede door filtratie. Te ver doorgevoerde raffinage kan echter ook schadelijk werken op de uiteindelijke kwaliteit van de olie, doordat er door dit proces voor de smering waardevolle bestanddelen verwijderd worden en verloren gaan.

De smeeroliën worden, naar gelang van de grondstof, bereid volgens twee verschillende processen:

- Bij het destillatieproces worden de oliën van verschillend kooktraject achtereenvolgens verkregen uit de ruwe grondstof. De distillatie moet gebeuren bij relatief lage temperaturen, dus bij lage drukken of onder vacuüm, om niet de moleculen te beschadigen door te sterke verhitting
- Volgens het tweede proces worden eerst de lichte bestanddelen, gas en brandstoffen gedestilleerd en vervolgens wordt uit het residu de smeerolie bereid

De uiteindelijk in de handel gebrachte smeerolie is in de regel een mengsel van beide soorten. Bij de bereiding van smeerolie ontstaat niet één enkel product, maar een groot aantal soorten met verschillende eigenschappen. Bovendien verschillen de eigenschappen van de smeeroliën tussen de verschillende merken.

Het voordeel van minerale olie boven de in het verleden toegepaste plantaardige en dierlijke oliën is dat minerale olie te leveren is voor veel hogere, maar ook lagere temperaturen. Vervolgens wordt de olie niet ranzig, zodat we geen last hebben van vetzuren die sommige metalen aantasten.

4.25.1.3 Plantaardige en dierlijke oliën

De plantaardige en dierlijke smeeroliën bevatten, in tegenstelling tot de minerale, een groot aantal weinig stabiele bestanddelen. Zij zijn sterker onderhevig aan oxidatie, waarbij zich vetzuren vormen die blanke machinedelen doen roesten. De oxidatie wordt daarbij bevorderd door hoge drukken en temperaturen. Wordt de olie in circulatiesmeersystemen toegepast, dan neemt het zuurgehalte toe, de kleur wordt donkerder, het soortelijk gewicht en de viscositeit stijgen en het smerend vermogen neemt af. Verder vormen plantaardige en dierlijke oliën gemakkelijk emulsies (verbindingen waarbij de olie zich in zeer kleine deeltjes splitst en met de vloeistof vermengt) en scheiden zij zich daar moeilijk weer uit af. Dit noemen we ook wel verzepen. Dit verzepen wordt bevorderd door eventueel in het water voorkomende zouten, zuren of basen, zoals bij stoominstallaties.

De oxidatie van de olie vindt niet alleen plaats tijdens het gebruik, maar ook gedurende de opslag in vaten en reservoirs. Deze reactie vindt plaats onder invloed van lucht, licht en vocht.

Tegenover deze nadelen van niet-minerale olie staan twee essentiële voordelen. Ten eerste is het smerend vermogen meestal zeer goed en in veel gevallen beter dan die van minerale olie. Ten tweede hechten plantaardige en dierlijke oliën zich beter dan minerale oliën aan natte oppervlakken. We kunnen met betrekking tot dit fenomeen de proef op de som nemen door een nat metaaloppervlak met olie te bestrijken. Bij de minerale olie zal deze zich tot druppels samentrekken, terwijl de plantaardige of dierlijke olie zich gelijkmatig over het oppervlak laat verdelen.

Om voor bepaalde doeleinden de voordelen van beide olie soorten te combineren, mengen we deze in bepaalde verhoudingen (compounderen) en verkrijgen we de zogenaamde compoundolie. Compoundoliën zijn bij uitstek voor zwaar belaste machinedelen, werkend in een vochtige omgeving en voor de smering van cilinders waarin verzadigde dampen voorkomen. Zij worden dus gebruikt voor de bewegende delen van de stoomwerktuigen, zoals krukken, excentrieken en pakkingbussen, maar ook voor de inwendige cilindersmering. Hier is het vermogen tot emulsievorming juist een voordeel. We nemen hier de nadelen van de plantaardige en dierlijke olie op de koop toe, waarbij het voor zich spreekt dat het aandeel niet-minerale bestanddelen niet te groot mag zijn. Voor machinesmering bedraagt dit aandeel 5 à 7%.

4.25.2 Onderzoek smeeroilie

Bij het onderzoek van de smeeroïlen in het laboratorium worden in hoofdzaak de methoden toegepast die voor een deel al bij de vloeibare brandstoffen zijn beschreven; deze worden daarom hier niet herhaald.

4.25.2.1 Soortelijk gewicht

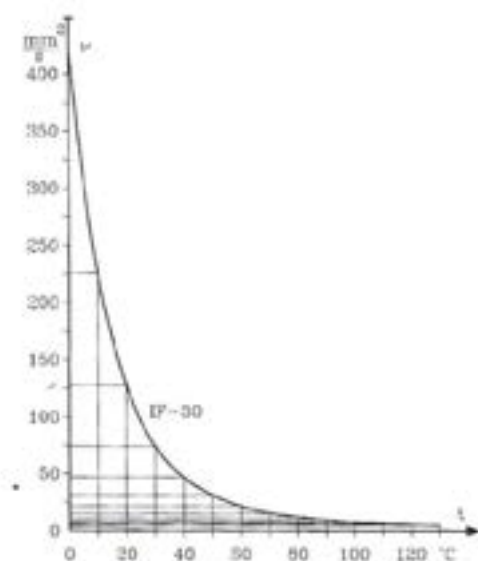
Het soortelijk gewicht zegt weinig over de bruikbaarheid van de smeeroilie. Vroeger toen we over aanzienlijk minder olievelden beschikten, gaf het enigszins een aanwijzing over de herkomst: oliën van $0,95 \text{ kg/dm}^3$ kwamen uit Texas, van $0,93 \text{ kg/dm}^3$ uit Californië en van $0,87\text{-}0,91 \text{ kg/dm}^3$ uit Pennsylvania. Wel spreken we in de praktijk over zware en lichte oliën, maar daarmee doelen we op de viscositeit en niet op het soortelijk gewicht. Met zware olie bedoelen we dik vloeibare en dus van hoge viscositeit en met lichte olie dun vloeibare en dus van lage viscositeit.

4.25.2.2 Kleur

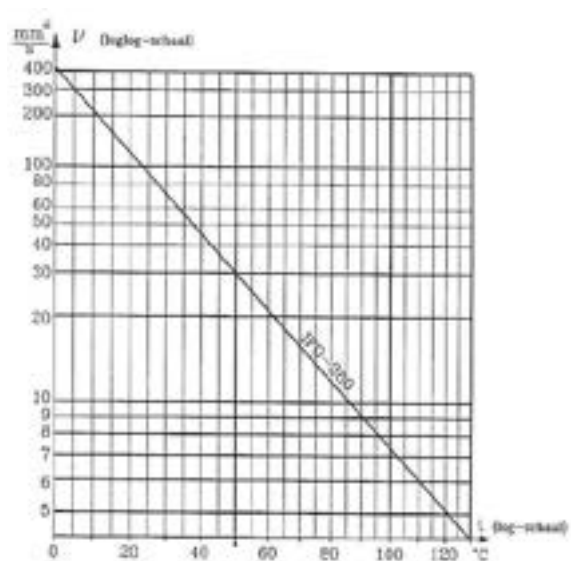
Ook de kleur van de olie zegt weinig of niets over de kwaliteit van de smeeroilie, hoewel soms de folders met 'heldere goudgele olie en dergelijke' het tegengestelde willen doen geloven. Lichte smeeroïlen zijn dikwijls geel van kleur, terwijl de zwaardere smeeroïlen roodbruin tot zwart kleuren. Sommige Amerikaanse smeeroïlen vertonen een groene weerschijn of fluorescentie. Ook als gevolg van gebruik krijgt de olie een andere, meestal donkerder kleur.

4.25.2.3 Viscositeit

Zeer bepalend is de bepaling van de viscositeit bij de verschillende temperaturen, dus het ontwerpen van de viscositeitskromme, aangezien daarvan in de eerste plaats afhangt voor welk doel de olie te gebruiken is.



Viscositeit uitgezet op lineaire assen



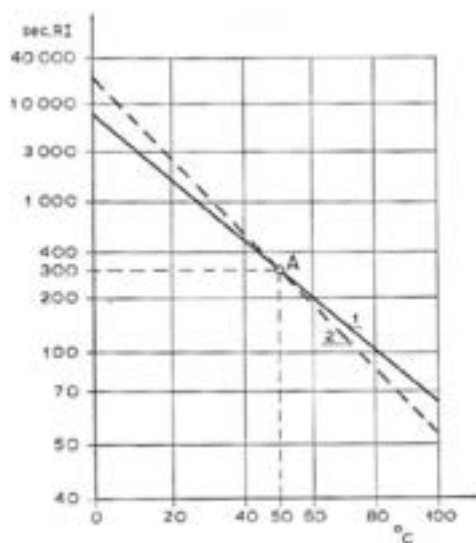
Viscositeit uitgezet op logaritmische assen

Als we van een smeerolie de viscositeit bij verschillende temperaturen uitzetten in een lineair assenstelsel, dan krijgen we een kromme lijn. Voor het bepalen van die kromme is een groot aantal zeer tijdrovende metingen nodig. Net als bij veel andere natuurkundige verschijnselen blijkt bij het viscositeitsverloop een rechte lijn te ontstaan als we deze op een juiste logaritmische schaal uitzetten. Er zijn dan in principe slechts twee metingen nodig om de rechte lijn te kunnen trekken en de tussenliggende waarden af te kunnen lezen. In Europa vermelden we de viscositeit meestal in graden engler bij 50 °C. In Amerika doet men dat voor lichte oliën bij 130 °F (~ 50 °C), voor zware oliën bij 210 °F (~ 99 °F), beide uitgedrukt in Seconds Saybolt Universal.

Hebben twee verschillende smeeroliën bij een bepaalde temperatuur dezelfde viscositeit, dan is het niet gezegd dat dit ook het geval zal zijn bij andere temperaturen. Voor het volledig beoordelen van de viscositeitseigenschappen moeten we dus de hele viscositeitskromme of de viscositeitsindex (VI) beschouwen. Hoe de VI wordt bepaald, wordt in de paragraaf 'Dopes of additieven' nader uiteengezet.

4.25.2.4 Ontvlammingspunt

Smeeroliën met een zogenaamde asfaltbasis, dat wil zeggen bereid uit asfalt houdende ruwe oliën, hebben een hoger soortelijk gewicht en een lager ontvlammingspunt, maar ook een steilere



viscositeitskromme dan de oliën met een zogenaamde paraffinebasis, dat wil zeggen bereid uit paraffine houdende grondstoffen. De olie met de gestippelde lijn in de viscositeitsgrafiek bezit dus meer asfalt en minder paraffine bestanddelen dan die van de olie met de ononderbroken lijn.

Velen hechten waarde aan het ontvlampunt met het oog op cilinders waarin hoge temperaturen heersen. Anderen schenken hieraan minder aandacht, aangezien kleine hoeveelheden lichte koolwaterstoffen het ontvlammingspunt al sterk kunnen verlagen. In elk geval duidt een hoog vlampunt op een zorgvuldige raffinage.

Viscositeit van smeerolie (asfalt- of paraffinebasis)

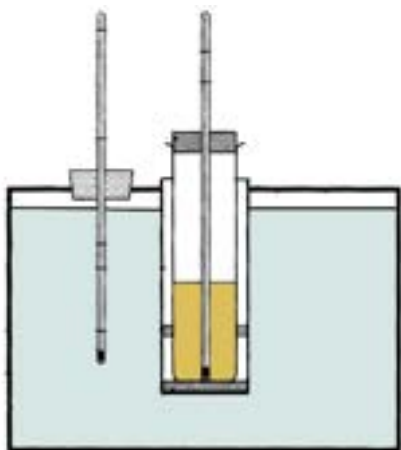
4.25.2.5 Stolpunt

Bij het afkoelen kan de paraffine in de smeerolie kristallen vormen. Bij voortgaande afkoeling groeien deze kristallen aaneen en vormen een netwerk waartussen de resterende vloeistof als het ware gevangen zit. De vloeistof wordt troebel (troebelpunt) en ten slotte zo stijf (stolpunt) dat hij niet meer wil vloeien.

Het troebel- en stolpunt van een smeerolie is van belang bij gebruik in koelmachines en het gebruik van machines in koude luchtstreken en weersomstandigheden.

Bij museale gemalen doen zich, anders dan bij de opslag in aflooptanks en in de winterperiode bij het eventueel verpompen van oliën, deze situaties niet voor.

Voor de bepaling van het troebel- en stolpunt wordt het hiernaast afgebeelde apparaat gebruikt. Bij de proef wordt een hoeveelheid van ongeveer 40 cc olie in een grote reageerbuis gegoten en in de houder van een koelbad geplaatst. De reageerbuis is van een thermometer voorzien. Elke 5 °F (3

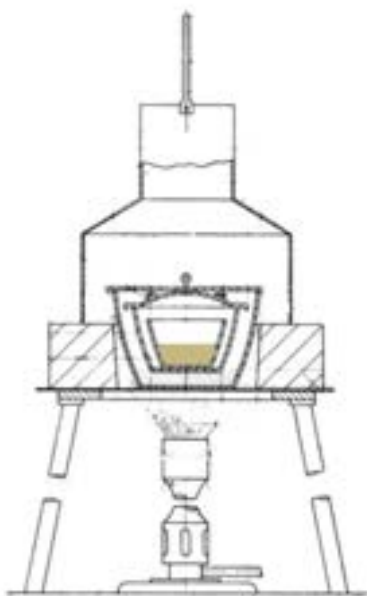


°C) wordt de reageerbuis uit de houder gehaald en gecontroleerd. De temperatuur waarbij voor het eerst een troebeling wordt waargenomen, is het troebelpunt, of in het Engels: cloud point. Deze troebeling zal zich het eerst voordoen op de bodem van de reageerbuis, omdat ze hier contact maakt met de houder en het omringende koudemiddel. Bij voortgezette afkoeling wordt de reageerbuis of het meetglas telkens uit de houder gehaald en scheef gehouden. Zodra de vloeistof in de buis 5 seconden niet vervloeit bij het plat leggen, wordt de temperatuur genoteerd. Dit punt noemen we het stolpunt, of in het Engels: pour point. Bij smeeroilie kan het stolpunt variëren van -45 tot +4 °C.

Toestel voor het bepalen van het stolpunt

4.25.2.6 Cokesgehalte

Het cokesgehalte van de smeeroilie wordt volgens de Amerikaanse standaardregels bepaald door 10 gram van de te onderzoeken olie af te wegen, in een platina of porseleinen kroes van



voorgeschreven afmeting te brengen en die in een dubbelwandige ijzeren pot te verhitten gedurende een half uur. De vluchtige koolwaterstoffen ontwijken en er blijft een droge koolmassa, de cokes, over. Het cokesrestant in de kroes wordt door nauwkeurig wegen bepaald en in procenten van het oorspronkelijke gewicht van het monster uitgedrukt. Behalve de hoeveelheid beoordelen we ook de aard van de gevormde cokes: hard of los en vlokkig. Het cokesgehalte wordt meestal bepaald met het toestel van Conradson, zoals hiernaast is afgebeeld.

Meestal is de koolstof in de smeeroilie een gevolg van het vermengen met verbrandingsresten bij verbrandingsmotoren. Door vervolgens in hetzelfde toestel de cokes te verbranden, houden we de niet-brandbare delen over. Dit noemen we de asrest. Bij gebruikte smeeroilie bestaat die onder andere uit metaalslijpsel of andere ongewenste niet-brandbare vervuilingen.

Toestel van Conradson

4.25.2.7 Zuurgehalte

Het zuurgehalte van smeerolie wordt langs scheikundige weg vastgesteld. Het moet zo laag mogelijk zijn om aantasting van machinedelen te voorkomen. Zuiver minerale oliën mogen praktisch geen zuren bevatten, hoewel sporen daarvan kunnen worden aangetroffen, afkomstig van het raffinageproces of van aardoliezuren in de oorspronkelijke grondstof. In plantaardige en dierlijke oliën daarentegen ontstaan gemakkelijk zuren door oxidatie van de onstabiele bestanddelen. Het zuurgehalte wordt in de regel aangeduid met het zogenaamde zuurgetal. Dit getal drukt uit hoeveel mg kaliumhydroxide (KOH) nodig is om al het zuur in 1 g olie te neutraliseren. Bij de analyse van een gebruikte olie wordt dit getal vergeleken met die van de ongebruikte olie en is een maat voor het verversen van de olie dan wel verder gebruik. Bijvoorbeeld een smeerolie-circulatiesysteem waarbij zowel glij- als wentellagers en niet te zwaar belaste tandwieloverbrengingen van olie worden voorzien, heeft een zuurgetal van 0,2 mg KOH/g.

4.25.2.8 Emulgerend vermogen

Het emulgerend vermogen is van belang bij onder andere de (cilinder)smeerolie van een compressor. Het onderzoek naar het emulgerende vermogen gebeurt op eenvoudige wijze door 100 cm³ olie met 100 cm³ gedestilleerd water in een 200 cm³ stopfles te gieten en enige tijd krachtig te schudden. Daarna laat men de fles rustig staan en noteert de tijd van afscheiding en of zich enige blijvende emulsie heeft gevormd. De Amerikaanse standaardregels schrijven hier strengere proeven voor. Daarbij wordt 40 cm³ olie met 40 cm³ van een voorgeschreven vloeistof, water met een zout- of sodaoplossing, in een maatbeker samengebracht en met behulp van een snel draaiend roerwerk, dooreengeslagen. Hierna wordt de tijd van afscheiding en de eventuele mate van blijvende emulsie bepaald. De proeven worden genomen bij twee verschillende temperaturen, namelijk 130 en 180 °F.

4.25.2.9 Smerend vermogen

Voor het onderzoek naar de algemene smerende eigenschappen zijn toestellen uitgedacht waarmee de wrijvingsweerstand van gesmeerde oppervlakken bij bekende belastingen kan worden gemeten. Over het algemeen hechten we aan de uitkomsten van dergelijke proeven slechts betrekkelijk waarde, omdat ze de werkelijke toestand van de machine te gebrekkig nabootsen.

4.25.3 Dopes of additieven

Sinds jaren wordt de kwaliteit van smeerolie kunstmatig verbeterd door toevoeging van bepaalde stoffen die zelf geen smeermiddel zijn. Als regel zijn dit organische zuren die meestal met het Engelse woord dope worden aangeduid. Tegenwoordig worden dergelijk toevoegingen, ter verbetering van de smeeroliekwaliteit, additieven genoemd.

Afhankelijk van de zeer uiteenlopende toepassingen van smeerolie zijn verschillende eigenschappen van belang. Zo zal een turbine-olie goed bestand moeten zijn tegen veroudering, die van een dieselmotor tegen de zure verbrandingsresten, bij de stoommachine en een luchtcompressor worden hoge eisen gesteld aan het smerend vermogen in aanwezigheid van water, terwijl bij een tandwieloverbrenging de smeerfilmsterkte en het niet schuimen van belang is.

De voornaamste dopes die tegenwoordig bij smeeroïen gebruikt worden, zijn:

- antioxidanten
- anti-corrosie dopes
- oplosdopes (detergents)
- anti-schuim dopes
- hechtingsdopes (oiliness dopes)
- viscositeitsindex (VI) verbeteraars (viscosity improvers)
- extreme pressure (EP) dopes

4.25.3.1 Antioxidanten

Minerale oliën hebben van nature een lichte neiging om onder invloed van de zuurstof uit de lucht te oxideren. Dit noemen we het verouderen van de olie. De oxidatieproducten van de olie reageren zuur en kunnen daardoor de metalen waarmee ze in aanraking komen aantasten. Op een enkele uitzondering na neemt bij veroudering de viscositeit toe, de kleur wordt donkerder en er kunnen kleverige, harsachtige bezinksels worden gevormd. De snelheid waarmee een olie veroudert, wordt voor een groot deel bepaald door de temperatuur tijdens het smeren en de opslag in de aflooptank. Als de temperatuur onder de 70 °C blijft, is de oxidatie minimaal. De aanwezigheid van sommige metalen of combinaties daarvan kunnen de oxidatie versnellen. De verschillende dopes uit de groep antioxidanten hebben als eigenschap gemeen dat ze de oxidatie door zuurstof verhinderen of verminderen.

4.25.3.2 Anti-corrosie dopes

Corrosie in een smeeroïesysteem kan optreden door de aanwezigheid van zure bestanddelen. Deze kunnen afkomstig zijn van de oxidatie van de smeeroïe in het systeem. Ze kunnen, bij dieselmotoren, ook gevormd zijn uit de zwavel in de verbrandingsproducten. Stoffen die een zuur kunnen neutraliseren, worden in de scheikunde 'base' genoemd. Soda, dat ook gebruikt wordt bij de raffinage van smeeroïe, is een voorbeeld van een base. Als er gesproken wordt over een basische dope, dan wordt een anti-corrosie dope bedoeld. In sommige gevallen kan corrosie veroorzaakt worden door water in de smeeroïe. De meeste anti-corrosie dopes vermengen zich met water, zodat het water geen kwaad meer kan. Als het water door bezinking of door middel van centrifugeren -zoals bij hedendaagse smeersystemen- verwijderd wordt, gaat een deel van de dope verloren.

4.25.3.3 Oplosdopes

Bij dieselmotoren en trunkzuigermotoren in het bijzonder kunnen er onverbrande koolstofdeeltjes in de smeeroïe terechtkomen. Als er niets aan gedaan wordt, zetten deze zich af op plaatsen waar de olie een lage snelheid heeft en bevorderen zij het aanbakken van de olie tegen hete machinedelen. Dit komt voornamelijk doordat de kooldeeltjes de neiging hebben samen te klonteren. Als gevolg hiervan kan ernstige vervuiling ontstaan, oliekanalen kunnen dichtslibben en filters kunnen verstopt raken. Net zoals zeep vuildeeltjes kan losmaken, zo kan een oplosdope vuildeeltjes zwevend maken en houden, zodat ze niet samenklonteren en bezinken. Bij het verversen worden ook deze uiterst kleine deeltjes samen met de olie afgetapt.

4.25.3.4 Anti-schuim dopes

In een groot aantal gevallen wordt de olie sterk geklutst of worden door een andere oorzaak bellen gevormd. Deze oliebellen knappen vroeg of laat. Duurt dit te lang, dan ontstaat er een schuimlaag die de ruimte boven de olie opvult en verhindert dat deze bezinkt. Bij een druksmeersysteem zal dit uiteindelijk leiden tot uitval van de smeeroliepomp en van de smering. Bij een hydraulisch systeem, zoals een reguleur, zal dit de goede werking van de machine nadelig beïnvloeden. Voor al deze gevallen worden anti-schuim dopes aan de olie toegevoegd die ervoor zorgen dat het schuim snel wordt afgebroken.

4.25.3.5 Hechtingsdopes

De mate waarin de smeerolie aan het te smeren oppervlak hecht, werd vroeger wel het smerend vermogen genoemd. Deze hechting is vooral van belang in gevallen waar de smeerfilm verbroken dreigt te worden. Het heeft te maken met de adhesie tussen de olie en het metaal, maar ook met de cohesie van de oliemoleculen onderling. In het Engels heet dit begrip 'oiliness'. Eerder is al aangegeven dat de smerende eigenschappen van plantaardige en dierlijke oliën beter zijn dan die van minerale oliesoorten, maar een mindere oxidatiestabiliteit bezitten en er vaak gekozen wordt voor een goede mix tussen de goede en slechte eigenschappen van de twee. Een smeerolie op paraffinebasis heeft een slechter hechtend vermogen dan een naftenische olie. Daar waar een goed hechtend vermogen een eis is, zoals bij de smering van de zuiger in een stoomcilinder, wordt in de eerste plaats voor een naftenische olie gekozen. Met een hechtingsdope of een oiliness dope kan tegenwoordig bijna elk gewenst hechtend vermogen verkregen worden, ook bij paraffinische oliesoorten.

4.25.3.6 Viscositeitsindex (VI) verbeteraars

De viscositeit van smeerolie verandert met de temperatuur. Bij naftenische smeeroliën treedt dit verschijnsel sterker op dan bij paraffinische. Dit viscositeitsverloop van een smeerolie is van bijzonder belang bij machines die bij sterk wisselende temperaturen moeten werken. Bij gemaalinstallaties speelt dit slechts een geringe rol, omdat het gebouw en soms ook het koelwater van de motor verwarmd wordt om deze makkelijk te kunnen aanzetten, vorstbescherming en de vochthuishouding van het gebouw.

Het viscositeitsverloop is met behulp van dopes (improvers) te verbeteren. Het verloop leggen we vast met een index: de zogenaamde viscositeitsindex (VI). Door middel van onderzoek wordt de viscositeit van eenzelfde olie bij verschillende temperaturen bepaald en de resultaten ervan in een viscositeitskromme vastgelegd. Het blijkt dat de viscositeit van verschillende oliën niet even sterk toeneemt bij het stijgen van de temperatuur.

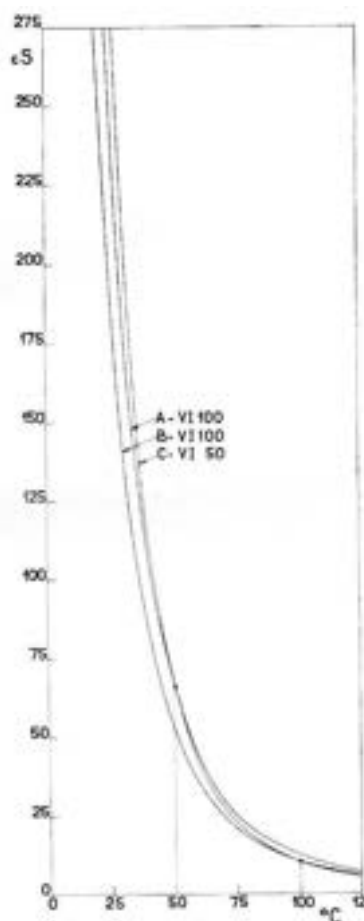
Om zonder een compleet diagram toch een indruk te krijgen van de temperatuursafhankelijkheid van de viscositeit van een smeerolie wordt gebruik gemaakt van de viscositeitsindex. Deze index wordt als volgt bepaald:

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \cdot 100$$

Waarin:

VI	=	Viscositeitsindex
L	=	De viscositeit bij 100 °F van een olie met sterke temperatuursveranderlijkheid van de viscositeit (VI = 0)
H	=	De viscositeit bij 100 °F van een olie met een geringe temperatuursveranderlijkheid van de viscositeit (VI = 100)
U	=	De viscositeit bij 100 °F van de beschouwde olie

Er is voor een aantal L- en H-oliën een standaard vastgelegd, die paarsgewijs bij 210 °F dezelfde viscositeit hebben. Voor elk geval wordt dan dat paar L- en H-oliën als vergelijking genomen, dat bij



210 °F dezelfde viscositeit heeft als de beschouwde olie. Hierbij is 100 °F ~ 38 °C en 210 °F ~ 100 °C. Het uiteindelijke VI- cijfer van de beschouwde olie is afhankelijk van de viscositeitseigenschappen van beide L- en H-oliën van de vergelijkingsgroep die als standaard is gekozen. Omdat deze willekeurig gekozen zijn, heeft het VI-cijfer geen enkele fysische waarde. Voor de in het algemeen bij kamertemperatuur dik vloeibare stoomcilinderolie varieert de VI tussen de 85 en 105. Ging het VI-cijfer aanvankelijk tot de waarde 100, tegenwoordig komen waarden tot 160 en meer voor door de toepassing van speciale VI-improvers.

Viscositeitskrommen

4.25.3.7 Extreme pressure (EP) dopes

In gevallen waarin de smeerfilm verbroken of bijna verbroken wordt, treedt metallisch contact op. Onder normale omstandigheden is dit het begin van vreten, waardoor beide oppervlakken steeds ruwer worden en er op zijn minst sterke slijtage optreedt. Een extreme pressure (EP) dope kan hiervoor een oplossing bieden, doordat op die plaatsen waar het contact optreedt er een gladde beschermende laag op het glijvlak gevormd wordt. Ondanks het feit dat de smering dan eigenlijk niet tegen de extreme hoge belasting opgewassen is, treedt er geen beschadiging op. Het verbreken van een smeerfilm treedt op bij een te dunne smeerfilm, veranderende bewegingsrichting en schokken, zoals die zich kunnen voordoen bij een kruishoofd van een kruishoofdmotor of de krukpenen van een trunkzuigermotor.

4.25.4 Smeervetten

Hierna wordt uitgelegd hoe smeervet wordt gemaakt en op welke wijze een aantal eigenschappen van het vet gecontroleerd. Een en ander met als doel om beter te kunnen begrijpen welke vetsoort waar toegepast kan worden.

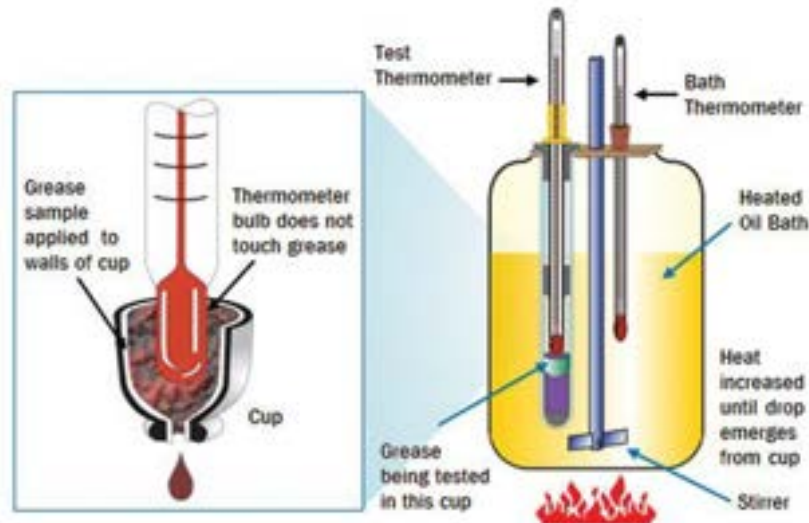
4.25.4.1 Smeervetten (samenstelling)

Smeervetten worden vervaardigd door een smeerolie op een bepaalde manier te mengen met een zogenaamde metaalzeep. Als er speciale eigenschappen vereist zijn, worden er tegenwoordig hulpstoffen of dopes aan toegevoegd. Hoewel er tegenwoordig ook wel synthetische oliën toegepast worden, is de olie in de meeste smeervetten van minerale oorsprong. Een metaalzeep is een verbinding tussen een metaal en een vetzuur.

De zeep, huishoudzeep is een eenvoudig voorbeeld, wordt gemaakt door bijvoorbeeld kalkmelk of natronloog in warme toestand te verzeppen met plantaardige olie. Hoe meer kalk men neemt, hoe stijver het uiteindelijke vet. De zeep vormt het skelet waar de olie in gevangen is. De zeep die voor smeervetten van belang zijn, bevatten de elementen calcium (Ca), natrium (Na), aluminium (Al), lithium (Li) of lood (Pb). De eigenschappen van het vet worden voor een groot deel bepaald door de gebruikte zeep. Doordat bijvoorbeeld kalk niet oplost in water, is een vet op basis van een calciumzeep goed waterbestendig. Door de verhouding zeep/olie in het vet te variëren, kan een andere mate van stijfheid bereikt worden.

4.25.4.2 Smeervetten (druppelpunt)

Wanneer een vet verwarmd wordt, laat het zeepskelet bij een bepaalde temperatuur de olie los. Bij verdere temperatuurverhoging vervloeit het vet tot het uiteindelijk helemaal vloeibaar wordt. Bij afkoeling stolt de zeep, maar neemt niet vanzelf weer de oorspronkelijke structuur aan. Zodra het zeepskelet begint te smelten, is het al minder geschikt voor zijn doel. We noemen dit het druppelpunt van het vet. Dit druppelpunt is belangrijk te weten voor de beoogde toepassing en wordt bepaald met het hiernaast afgebeelde apparaat van Ubbelohde. Het apparaat bevat een houder waarin een voorgeschreven hoeveelheid vet wordt gedaan. Onder in de houder zit een gat. Op nauwkeurig vastgestelde wijze worden de houder met thermometer en het zich daarin bevindende vet op de hiernaast geïllustreerde wijze verwarmd. De temperatuur waarbij voor het eerst vet uit de houder valt, is het druppelpunt.



Bepaling van het druppelpunt

Als het vet het druppelpunt heeft bereikt, is het voor verder gebruik ongeschikt. De bedrijfstemperatuur moet daar dus altijd onder blijven. Globaal gelden onderstaande waarden voor de volgende vetsoorten:

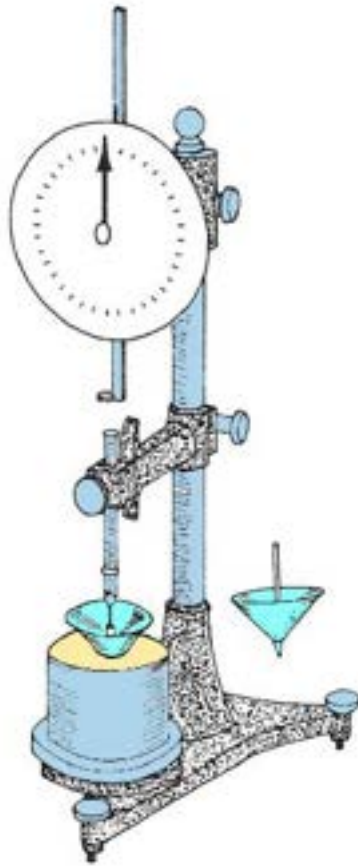
- calciumzeepvetten 90 °C
- natriumzeepvetten 150 °C
- lithiumzeepvetten 180 °C
- aluminiumzeepvetten 70 °C

Door fabrikanten wordt in de regel een bedrijfstemperatuur aanbevolen die tot wel 40 °C onder het vastgestelde druppelpunt ligt.

4.25.4.3 Smeervetten (penetratiegetal)

De stijfheid of consistentie van een smeervet is een belangrijke eigenschap. Hiervan hangt het af of een vet snel tussen de smeervlakken uitgeperst wordt, of het om het lager een beschermende laag vormt die vuildeeltjes tegenhoudt en of het in een vetspuit gebruikt kan worden.

De consistentie wordt gemeten met het hierna afgebeelde penetratietoestel volgens de American Society for Testing and Materials (ASTM). Bij een gestandaardiseerde temperatuur van 25 °C wordt een kegelvormig lichaam van voorgeschreven afmeting en gewicht gedurende een tijd van 5 seconden op het glad gestreken oppervlak van een vet gezet en wordt vervolgens de indringing in tienden van millimeters gemeten.



Penetratietoestel (volgens ASTM)

NGLI-nummer	Penetratie in 0,1 mm
000	475 - 445
00	430 - 400
0	385 - 355
1	340 - 310
2	295 - 265
3	250 - 220
4	205 - 175
5	160 - 130
6	115 - 85

NGLI-classificatie smeervetten

Door het Amerikaanse National Lubricating Grease Institute (NLGI) zijn de verschillende penetratiewaarden in groepen ingedeeld en voorzien van een NLGI-nummer. Uit deze classificatie blijkt dat een hoog nummer een stijf vet voorstelt.

										pag.
Lithium			C	SHELL ALVANIA EP Vetten						17 / 18
Lithium			C	SHELL ALVANIA Vetten R						19
Calcium + grafiet				SHELL BARBATIA Vet 4						27
Speciale klei			C	SHELL DARINA Vet 2						54
Speciale klei			C	SHELL DARINA EP Vet 2						54
Speciale klei			C	SHELL DARINA Vet R2						54
Calcium			C	SHELL FDA 2						70
Lithium + MoS ₂ / grafiet			C	SHELL Heavy Duty Grease 221 (Light)						81
Petrolatum + grafiet			C	SHELL Kettingvet						193
Speciale klei			C	SHELL Kuggfett						86
Calcium			C	SHELL LIVGNA Vet 3						88
Calcium				SHELL OSSAGOL V						124
Calcium			C	SHELL Pipdraadsmeer						196
Calcium			CC	SHELL RHODINA Vetten						126
Natrium				SHELL SIMNIA Vet O						138
Natrium				SHELL Tandwielvet H						146
Lithium			C	SHELL TIVELA Compound A						161
Calcium				SHELL UNEDO Vetten						173
Paraffinen				SHELL Base Coat						28
Calcium				SHELL Slip Coat						139
Verklaring van de tekens:					Tandwielkasten					
	Glijlagers				Tandwielen (niet gesloten omkasting)					
	Wentellagers				Bedrijfstemperatuur lager dan 120 °C					
	Wentellagers (niet snel draaiend)				Bedrijfstemperatuur hoger dan 120 °C (zie desbetreffende produktbeschrijvingen)					
	Zware belasting				Vochtbestendig					
	Stotende belasting				Goed bestand tegen water					
	Pakkingbussen			C	Goed beschermend tegen roesten					
	Transmissiekettingen			CC	Zeer goed beschermend tegen roesten					
	Schroefdraad (pijpeinde)									

Oriëntatietabel Shell smeervetten

4.25.5 Vaste smeermiddelen

Behalve vloeibare en half vloeibare smeermiddelen komen in gemalen ook vaste smeermiddelen voor. De bekendste hiervan zijn grafiet en molybdeensulfide. Grafiet, ook wel potlood genoemd, wordt meestal niet zo uit de groeven gebruikt, maar bereid in een elektrische oven: het zogenaamde vloggrafiet.

Deze fijne vlokgrafiet wordt vermengd met smeerolie gebruikt voor het insmeren van wrijfvlakken van opengemaakte cilinders en stoomschuifkasten en om nieuwe of pasgemaakte zuiger- of stoomschuifstangen te laten inlopen. Grafiet is geen smeermiddel, maar de uit zeer dunne plaatjes opgebouwde koolstofdeeltjes glijden bijna wrijvingsloos over elkaar en zijn in combinatie met olie een probaat middel tegen warmlopen van zuigers en stangen bij stoomwerktuigen. Men heeft meermaals ervaren dat bij dit middel, dat bestaat uit een mengsel van olie en colloïdaal opgelost grafiet, het grafiet de door het warmlopen ontstane oneffenheden opvult en de olie voor de smering zorgt. Grafiet vermengd met vet of dikke olie wordt vaak op de scheidingsvlakken van deksels en flenzen gesmeerd om deze bij reparatie- of herstelwerkzaamheden gemakkelijk te kunnen losnemen. Om dezelfde redenen wordt de schroefdraad van bouten en draadeinden hiermee ingestreken.

Molybdeendisulfide (MoS_2) is een anorganische verbinding van molybdeen en zwavel, die onder andere wordt toegepast in smeermiddelen. De stof komt voor als een grijs kristallijn poeder dat onoplosbaar is in water. Molybdeensulfide heeft een plaatachtige hexagonale kristalstructuur, waarvan de laagjes gemakkelijk langs elkaar glijden, min of meer vergelijkbaar met dat van grafiet. In de natuur komt het voor als molybdeniet.

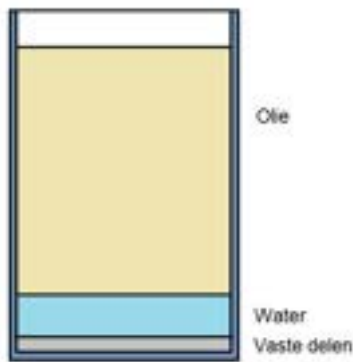
Het wordt vaak bijgemengd in minerale oliën en zorgt voor een betere smering en voorkomt schade aan te smeren onderdelen, die plotseling zonder smeerolie komen te staan. Molybdeensulfide wordt gebruikt als een fijn poederig, droog smeermiddel met een deeltjesgrootte van 1 tot 100 μm . In de jaren 40 van de twintigste eeuw werd het door de firma Dow Corning onder het merk Molykote verkocht. Ook nu worden andere smeermiddelen onder deze naam in de handel gebracht. Aan de lucht blootgesteld, oxideert het bij 315 °C. In omgevingen zonder zuurstof kan het onder omstandigheden tot 1100 °C toegepast worden en is daarom een uitstekend smeermiddel voor diverse toepassingen bij oude motor- en stoommachine-installaties. Het wordt ook vaak bijgemengd, soms in combinatie met grafiet in vetten, die gebruikt worden voor het smeren van slecht toegankelijke delen, en als additief in nylon en teflon voor het verbeteren van de glij-eigenschappen van deze relatief moderne kunststoffen.

4.25.6 Reinigen van smeerolie

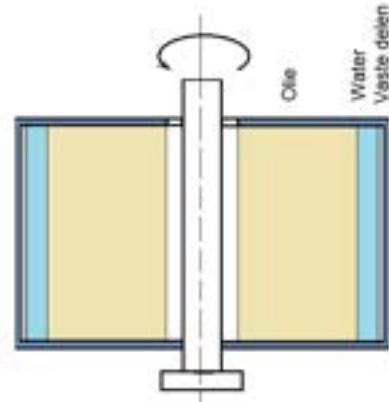
Hierna wordt een aantal methoden en de algemeen toegepaste apparatuur beschreven voor het reinigen van de smeerolie in het circulatiesysteem van een verbrandingsmotor.

4.25.6.1 Reinigen smeerolie d.m.v. bezinking

Hoe weinig het ook zal zijn, in smeerolie -zeker als deze enige tijd gebruikt is- zullen zich altijd water of vaste verontreinigingen bevinden, zoals metaalslijpsel. Deze ongewenste bestanddelen kunnen verwijderd worden door de olie op een warme plaats stil te laten staan waardoor de zwaardere bestanddelen onder invloed van de zwaartekracht bezinken. We krijgen dan een afscheiding, zoals is getekend in de linker figuur hieronder.



Bezinking met behulp van zwaartekracht



Scheiding met behulp van centrifugaalkracht

De zwaartekracht oefent daarbij op ieder deeltje een kracht K uit volgens de formule:

$$K = m \cdot g \text{ [kgf]}$$

Waarin:

- m = de massa van het deeltje [kg]
- g = de versnelling van de zwaartekracht [m/sec²]

De zwaardere deeltjes zullen zich door de lichtere olie omlaag verplaatsen. Bij deze verplaatsing ondervinden zij een belangrijke weerstand als gevolg van de dik vloeibare olie. Daarom is het bezinken bij dik vloeibare olie een langdurig proces dat door verwarming kan worden versneld. Smeerolie is altijd een kostbaar product geweest en dat is de reden dat men deze regelmatig aftapte, liet bezinken en opnieuw gebruikte.

4.25.6.2 Reinigen smeerolie d.m.v. centrifugeren

Laten we de olie in een vat (centrifuge of separator) snel rondwentelen, dan krijgen we de afscheiding volgens de rechterfiguur op de vorige bladzijde. De vaste bestanddelen vormen de buitenste ring, dan volgt het water en ten slotte de olie in de binnenste ring. De afscheiding vindt nu plaats volgens de centrifugaalkracht. De centrifugaalkracht oefent daarbij op ieder deeltje een kracht K uit volgens de formule:

$$K = m \cdot a \text{ [kgf]}$$

Waarin:

- m = de massa van het deeltje [kg]
- a = de versnelling van de centrifugaalkracht [m/sec²]

Hierbij is de centrifugaalversnelling:

$$a = \omega^2 \cdot r \text{ [m/sec}^2\text{]}$$

Waarin:

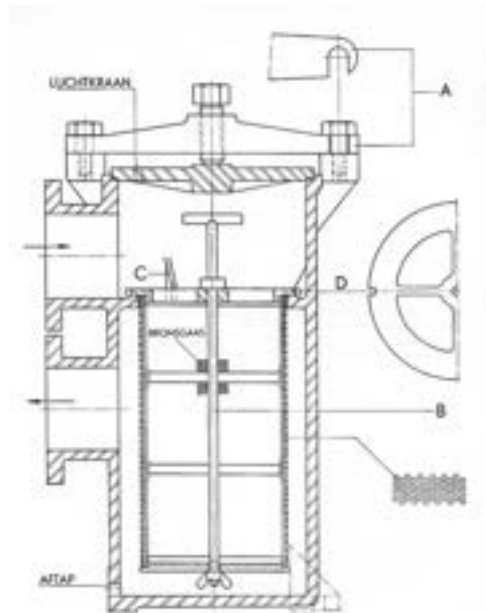
- ω = de hoeksnelheid van de trommel [rad./sec]
- r = de straal van de centrifugetrommel [m]

Uit het bovenstaande mag worden afgeleid dat de centrifugaalversnelling en daarmee ook de centrifugaalkracht, recht evenredig is met de straal van de trommel en het kwadraat van de hoeksnelheid. Bij een trommeldiameter van 300 mm en 600 omw/min betekent dit dat de kracht die de deeltjes doet afscheiden 6000 keer groter is dan in een bezinktank.

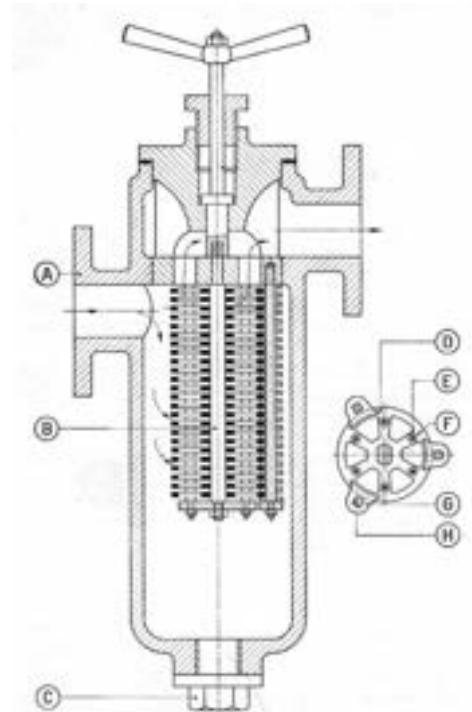
De uiteindelijke separator is zodanig ingericht dat in een continu proces de olie en het water gescheiden worden. Voor het verwijderen van de vaste stoffen moet de separator worden gestopt en losgenomen. De vaste delen moeten met een houten spatel worden losgestoken en handmatig verwijderd. Sommige moderne motoren zijn uitgerust met een dergelijk eenvoudige direct aan de motor gekoppelde centrifuge.

4.25.6.3 Reinigen van smeerolie d.m.v. filtratie

Een derde manier van oliereiniging is door middel van filters. Filters komen in verschillende uitvoeringen voor en worden al naar gelang de opstelling ten opzichte van de oliepomp onderscheiden in zuig- en persfilters. Het zuigfilter dient om grove verontreinigingen tegen te houden die de pomp kunnen beschadigen. Het persfilter is om kleine vaste verontreinigingen uit de olie te halen. Het meest eenvoudige filter is het korffilter. Het filter bestaat uit een plaatstalen, geperforeerde cilinder waar aan de binnenzijde bronsgaas is bevestigd. Het gaas van het zuigfilter heeft mazen van 0,6-1 mm en het persfilter 0,2-0,5 mm. Het geheel is ondergebracht in een gietijzeren huis, aan de bovenzijde afgesloten door een gekneveld deksel. Om het filtreren tijdens het schoonmaken door te kunnen laten gaan, is het filter dubbel uitgevoerd en voorzien van afsluiters om het wisselen mogelijk te maken. Om te kunnen zien of het filter schoongemaakt moet worden, is deze op zowel de aan- als de afvoerszijde voorzien van een manometer. Volgens de stromingsrichting wordt de korf in het filterhuis gedrukt. Om er zeker van te zijn dat het filter niet omhoog komt, is deze voorzien van nokken C in het huis en gleuven D in de rand van de korf. Na het aanbrengen van het filter wordt deze verdraaid en voorkomen de nokken dat het filter op de een of andere manier wordt opgetild en er een kortsluitstroom ontstaat. Soms wordt het filter voorzien van een permanente magneet. Hiermee wordt het eventueel aanwezige metaalslijpsel opgevangen.



Korffilter



Autoclean filter

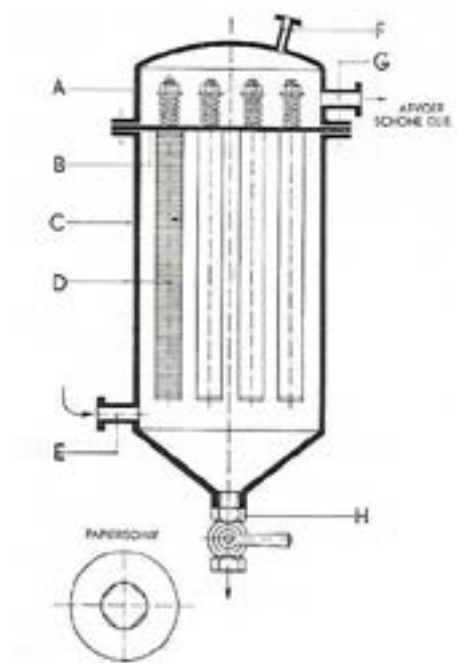
4.25.6.4 Autoclean filter

Het nadeel van een korffilter is dat bij het schoonmaken de filters worden geopend, waarbij veel olie gemorst wordt. Een filter dat niet geregeld geopend hoeft te worden is het autoclean filter. Het eigenlijke filter bestaat uit dunne metalen platen D op afstand gehouden door zeer dunne ringen E. De platen zijn op een stang met twee platte kanten geschoven. De platen hebben gaten -zoals in de figuur te zien is- waardoor de olie wordt afgevoerd. Het geheel wordt met zes stangen bij elkaar gehouden. Op deze stangen bevinden zich ook de afstandsringen E met een dikte van 0,2-0,5 mm waardoor tussen de platen spleten gevormd worden. Het geheel is verdraaibaar in een gietijzeren huis ondergebracht. De olie wordt aan de buitenzijde van het filterelement aangevoerd. De vaste delen in de olie die groter zijn dan de spleetwijdte tussen de platen worden verhinderd naar binnen te stromen en verzamelen zich dus aan de buitenzijde van het element. Na verloop van tijd bouwt zich hier een laag op die meehelpt bij het filteren en ook kleinere delen afvangt. De gereinigde olie stijgt op door de openingen in de platen en wordt via de afvoertuit afgevoerd. Om het filtermateriaal af te kunnen voeren, zijn de stangen H aangebracht met daarop mesjes die precies tussen de spleten vallen. Door nu het filterelement 120° te draaien, worden de vuildeeltjes van het filterelement afgeschraapt en vallen in de onderliggende ruimte. Door het filter buiten bedrijf te stellen, kan na het uitschroeven van de prop aan de onderzijde het filtermateriaal verwijderd worden.

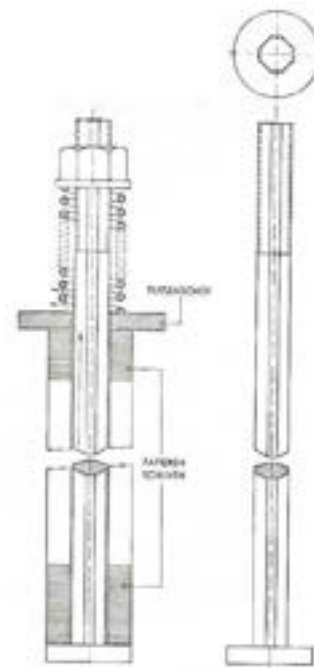
4.25.6.5 Streamline filter

De volgende figuur geeft een filter weer dat bekend staat onder de naam 'Streamline filter'. In plaats van metalen plaatjes worden schijfjes stevig papier gebruikt. Het filterhuis bestaat uit de plaatstalen cilindervormige delen A en C, waartussen een schot B is bevestigd.

Aan dit tussenschot is een aantal filterelementen gehangen. Deze elementen -waarvan een doorsnede is getekend- hebben een vierkante doorsnede, zijn aan de onderzijde van een kraag voorzien en aan de bovenzijde van schroefdraad. Hierop worden papieren ringen geschoven. Deze ringen zijn van een bijzondere samenstelling en worden door middel van een veer en een moer onder een bepaalde druk samengeperst. Door de oneffenheden in de papierlagen blijft er altijd een ruimte bestaan die kleiner is dan 5/100.000 mm.



Streamline filter



Detail filterelement

Door de tuit E wordt de te reinigen olie aangevoerd en door de papierlagen geperst. De vaste vuildeeltjes blijven op en gedeeltelijk ook tussen de papierlagen achter. De gereinigde olie stijgt langs de stang omhoog en wordt via de tuit G afgevoerd. Voor het reinigen van de filterelementen maken we gebruik van perslucht onder een druk van 3 kg/cm². Hiervoor is een speciale tuit F aangebracht. Het vuil dat zich aan de omtrek van de filterelementen verzameld heeft, wordt met de perslucht weggeblazen en verzamelt zich in de zak van het filter waaruit het door middel van het openen van tapkraan H kan worden verwijderd.

De uiterst kleine doortocht tussen de papierlaagjes zorgt voor een uitstekende afscheiding van zelfs de kleinste vaste deeltjes. De introductie van steeds verdergaande dopes, bijvoorbeeld grafiet en molybdeendisulfide, maakt dat dit filtertype niet altijd inzetbaar is, omdat het naast de vuildelen ook de additieven uit de smeerolie verwijdert en het smeermiddel minder of zelfs onbruikbaar maakt.

4.25.6.6 Patroontype oliefilters

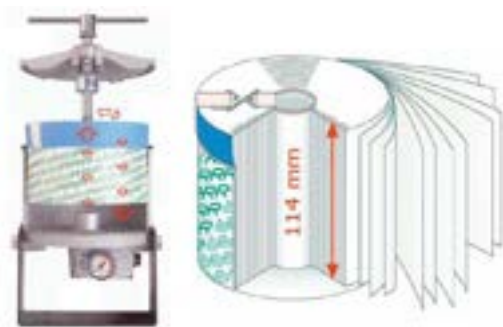
Moderne oliefilters bestaan uit een patroon met daarin het filterelement. De patroon, zie de volgende afbeelding, is voorzien van schroefdraad waarmee het wordt aangesloten op het smeeroliesysteem van de betreffende motor. Ook bestaan er losse filterelementen die in het filterhuis van de motor



kunnen worden aangebracht. Aan de buitenkant zien patroonfilters er bijna hetzelfde uit, maar wat erin zit, kan een groot verschil maken. Filterfabrikanten gebruiken verschillende filtermedia om de olie schoon te houden. Ook de constructie van het filterelement verschilt. Meestal bestaat het filtermateriaal uit een combinatie van cellulosevezels en niet-geweven plastic of synthetische vezels. Het filtermateriaal wordt om het filteroppervlak als de luchtzak van een harmonica opgevouwen om daarmee de capaciteit zo groot mogelijk te maken. De te reinigen olie stroomt dwars door het filtermateriaal waarbij de vaste deeltjes aan het oppervlak achterblijven. Dit noemen we oppervlaktefiltratie.

Inrichting oliefilter patroon met oppervlaktefiltratie

Een andere methode is de zogenaamde dieptefiltratie. Hierbij wordt het filtermateriaal opgerold en stroomt de te reinigen olie in de lengterichting tussen de filterlagen door. Een dergelijk filter vangt nog meer en ook kleinere vuildeeltjes af. Het oliefilter zuivert de in circulatie zijnde olie van de motor.



Hierdoor blijft de smering optimaal. De motorolie heeft naast de smering namelijk ook als taak om vuil op te nemen dat ontstaat door metaaldeeltjes als gevolg van slijtage en verbrandingsresten. Het oliefilter haalt deze vuildeeltjes vervolgens uit de olie van het smeersysteem. Na verloop van tijd is het filter verzadigd en moet vervangen worden. Als het filter kapot gaat, moet het direct vervangen worden.

Inrichting oliefilterpatroon met dieptefiltratie

Het vervangen gebeurt meestal op basis van draaiuren of als de verschildruk over het filter te hoog wordt.

Ook na een uitgebreide revisie van de motor en het verversen van de circulatieolie moet het filter vervangen worden. In geval van het niet tijdig vervangen van het filter zal deze verstopen en zichzelf bypassen. Hiervoor is het filterelement uitgerust met een drukveer die ervoor zorgt dat deze gelicht wordt als de druk aan de perszijde van het filter te hoog wordt. Het spreekt voor zich dat deze situatie, maar ook het geval van een kapot filter, niet onopgemerkt mag blijven, omdat dan vervuilde olie naar de te smeren onderdelen wordt gevoerd.

4.26 Materialen voor gemaalinstallaties

4.26.1 Bereiding van ruwijzer uit ertsen

Voor de vervaardiging van een groot aantal onderdelen van een gemaal gebruiken we staal. Hieronder verstaan we tegenwoordig een legering van ijzer met kleine hoeveelheden van de elementen koolstof, mangaan, silicium, zwavel, fosfor en stikstof. Deze elementen worden met het ijzererts aangevoerd of zijn nodig bij de bereiding van ijzer. Koolstof, mangaan en silicium hebben een gunstige invloed, terwijl zwavel, fosfor en stikstof daarentegen een ongunstige invloed hebben op de mechanische eigenschappen van het staal. Daarom willen we van de drie laatstgenoemde elementen het gehalte zo laag mogelijk te houden. Dit geldt vooral voor fosfor.

4.26.2 IJzerertsen

IJzer komt alleen in scheikundig gebonden toestand in de natuur voor. De binding is voornamelijk met zuurstof en verder met koolstof en water. Het gebonden ijzer is vermengd met andere stoffen, zoals kwarts, silicaten, fosfaten en kalkspaat die samen het zogenaamde ganggesteente vormen. Dit mengsel van ijzerverbindingen en ganggesteente heet ijzererts en kan 30-70 gewichtsprocenten ijzer bevatten.

De voornaamste ijzerertssoorten die voor de bereiding van ijzer in aanmerking komen, zijn:

4.26.2.1 Magneetijzersteen ($\text{Fe}_3 \text{O}_4$)

Magneetijzersteen is een verbinding van ijzer met zuurstof en is daarom een oxide. Het levert ijzer van een goede kwaliteit en heeft een ijzergehalte van 60-68%. De kleur van deze erts is zwart en de naam is ontleend aan de magnetische eigenschappen ervan. Deze erts is moeilijk te reduceren, dat wil zeggen: van de zuurstof te ontdoen.

4.26.2.2 Roodijzersteen ($\text{Fe}_2 \text{O}_3$)

Roodijzersteen is ook een oxide met een ijzergehalte van 60-68% van goede kwaliteit. In tegenstelling tot het magneetijzersteen is deze ijzererts vrij zacht. De kleur is donkerrood. Het hiermee verwante maar ijzer- arme roodkrijt wordt als verfstof gebruikt.

4.26.2.3 Spaatijzersteen (Fe CO_3)

Spaatijzersteen, ook wel ijzercarbonaat genoemd vanwege de koolstof in het erts, is een gemakkelijk smeltbaar erts met een ijzergehalte tot 48%. De geelwitte of geelbruine kleur van het erts wordt bij blootstelling aan lucht donker of verweert. Het erts bevat ook mangaan dat op de sterkte van het hieruit bereide staal een positieve invloed heeft.

4.26.2.4 Bruinijzersteen ($2\text{Fe O}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$)

Bruinijzersteen heeft een sterk uiteenlopend ijzergehalte van 28-35%. Ook het voorkomen verschilt veel. We vinden deze donkerbruin gekleurde erts als korrels, vermengd met klei en stenen. Het is verwant aan het in Nederland gevonden ijzeroer dat gedolven werd langs de rivieren en beken in de Achterhoek en daar in de talrijke ijzergieterijen op grote schaal werd gebruikt. Dit erts bevat veel fosfor.

De waarde van het ijzererts wordt bepaald door het gehalte aan ijzer en de aard van de verontreinigingen, waarbij vooral het gehalte aan fosfor van belang is. Het is namelijk niet mogelijk de fosfor bij de bereiding van het ruwijzer te verwijderen. Ook bij de bereiding van staal is het moeilijk deze, voor de kwaliteit schadelijke stof, te verwijderen.

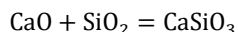
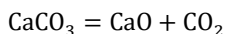
Uit de hiervoor genoemde ertsen wordt in een hoogoven het zogenaamde ruwijzer bereid. We spreken van ruwijzer omdat dit materiaal niet geschikt is voor rechtstreeks gebruik, maar als grondstof dient voor de vervaardiging van staal en gietijzer.

4.26.3 De hoogoven

De hoogoven heeft de vorm van twee afgeknotte kegels die met de grondvlakken tegen elkaar zijn geplaatst. Het bovenste deel, de schacht wordt naar onder toe wijder, zodat de lading gemakkelijk zakt en verstopping wordt voorkomen. Het daarop volgende deel -de rust- wordt naar onder toe nauwer, zodat de lading juist blijft hangen. Met deze afnemende doorsnede wordt ook de volumevermindering van de lading gecompenseerd. Onder de rust bevindt zich de haard. In deze ruimte wordt het gesmolten ijzer en de zogenaamde slak verzameld. Aan de bovenzijde van de oven is een sluis aangebracht, zodanig dat deze kan worden gevuld terwijl de afvoer van het hoogovengas doorgaat.

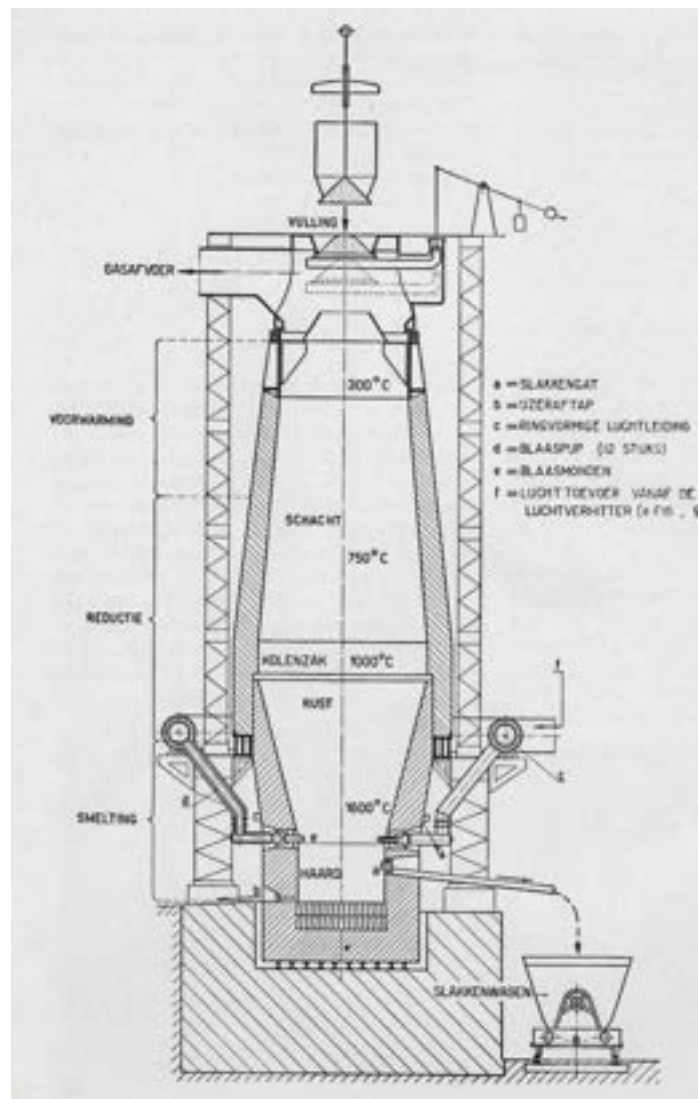
In de hoogoven wordt beurtelings hoeveelheden cokes, toeslag en erts gestort. De cokes moet uit grote stukken bestaan en zeer hard zijn om verbrijzelen door het gewicht van de lading en het verstoppert van de gasdoortocht te voorkomen. Bovendien moet de cokes een laag zwavelgehalte hebben. De toeslag dient om de ganggesteenten, as en sintels van de cokes te verslakken. De gesteenten, die de erts bevatten, hebben veel hogere smelttemperaturen dan ijzer. Kalk heeft bijvoorbeeld een smelttemperatuur van 1500 °C, kwarts wordt vloeibaar bij een temperatuur van 1650 °C, terwijl keileem pas bij 1800 °C plastisch wordt. Het smelten hiervan vindt dan ook pas plaats in de onderste zone van de oven.

Men gebruikt een zure toeslag als het ganggesteente basisch is en omgekeerd. Als er sprake is van een zure vulling, bestaand uit hoofdzakelijk zand, dan voegt men kalksteen (calciumcarbonaat, CaCO_3) toe. Bij een basische vulling, bestaande uit hoofdzakelijk calciumoxide ofwel ongebluste kalk, voegt men kwarts (siliciumoxide, SiO_2) toe als vulling. De reacties hiervan die bij hoge temperaturen plaatsvinden en die we verderop ook bij de staalbereiding nog tegenkomen, verlopen als volgt:



Het eindproduct is calciumsilicaat of hoogovenslak dat in vloeibare toestand wordt afgetapt en onder andere verwerkt wordt als isolatiemateriaal. In gegranuleerde (met water gebluste) vorm is het een belangrijk toeslagmateriaal bij de cementbereiding, terwijl het Thomas slakkenmeel voor bemesting bruikbaar is.

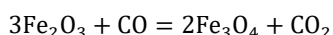
Het winnen van het ijzer uit het erts berust op het vermogen van koolstof (C) en koolmonoxide (CO) om bij hoge temperaturen de zuurstof aan de ijzer- zuurstofverbindingen te onttrekken. We noemen dit reductie, in tegenstelling tot oxidatie waarbij de zuurstof wordt gebonden. Maar, het ijzer neemt zelf daarbij onvermijdelijk koolstof op met andere in de erts voorkomende bestanddelen, zoals mangaan, fosfor, silicium, zwavel en dergelijke. Juist door opneming van koolstof daalt het smeltpunt van ijzer zover dat het in de onderste laag naar beneden druppelt. De slak beschermt het gedurende het vallen en onder in de haard tegen oxidatie (verbranding) door de ingeblazen verbrandingslucht. Aangezien de gevormde kooldioxide (CO_2) bij het opstijgen in de oven telkens wordt omgezet in koolmonoxide (CO), zal het ontwijkende hoogovengas naast stikstof en de kooldioxide nog een groot deel, tot 30%, van het brandbare CO bevatten. Het gas heeft een stookwaarde van 1000 kcal/Nm^3 en wordt gebruikt voor het stoken van de bij de hoogoven behorende luchtverhitters.



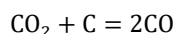
Doorsnede hoogoven

In de figuur van de doorsnede van de hoogoven zijn de verschillende zones en bij benadering de verschillende procestemperaturen aangegeven. Hierna worden achtereenvolgens van boven naar beneden in de hoogoven de verschillende veranderingen weergegeven.

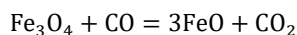
In de mond van de oven worden de erts en de brandstof door de hierlangs strijkende gassen, waaronder koolmonoxide (CO), voorverwarmd. Bij verder dalen vindt de eerste omzetting als volgt plaats:



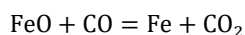
Hier wordt dus magneetijzer (Fe_3O_4) gevormd. De gevormde kooldioxide (CO_2) neemt uit de cokes koolstof (C) op en gaat volgens onderstaande reactie over in koolmonoxide:



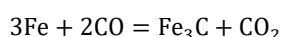
Verder in de reductiezone vindt met het onder in de oven gevormde koolmonoxide weer een omzetting plaats van het gevormde magneetijzer. Dit vindt plaats volgens de volgende reactie:



Boven in de schacht van de oven vindt de volgende reactie plaats en ontstaat zuiver ijzer en kooldioxide:



Dit zuivere ijzer neemt koolstof op, dit gebeurt als volgt:



Het uiteindelijke smelten heeft pas plaats in de onderste laag van de oven bij een temperatuur van 1800 °C.

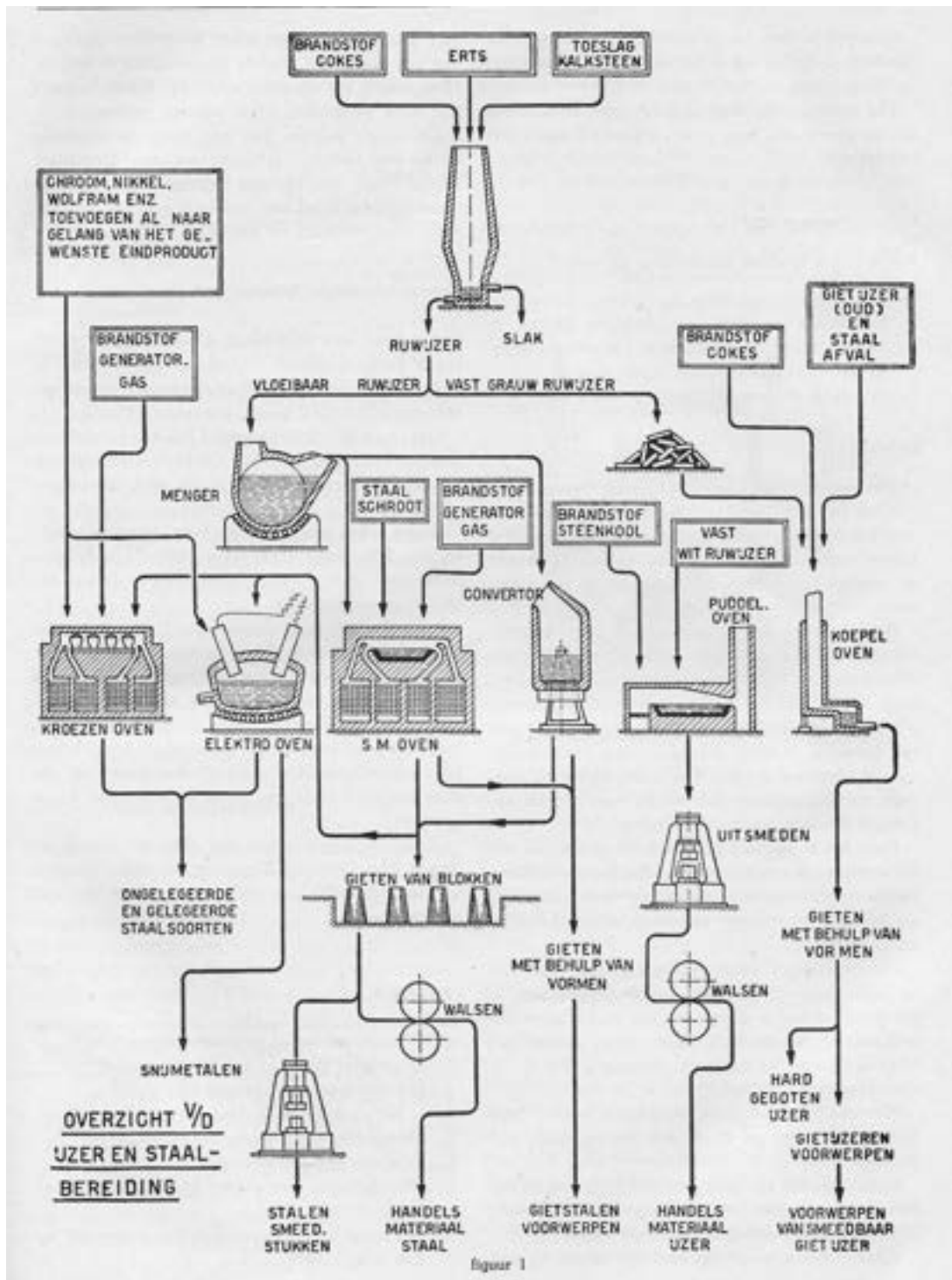
Voor het tijdperk van de hoogovens maakte men voor het produceren van ijzer gebruik van zogenaamde laagovens. Hierin vond, door verhitting van het ijzererts met houtskool, dezelfde reactie plaats, maar was het ontstane ijzer niet zo heet dat het vloeibaar werd; het lag als een gesinterde massa in de slak en moest door verhitten en hameren verder worden bewerkt en gezuiverd.

4.26.4 Het ruwe ijzer

Het door een hoogoven geproduceerde ruwijzer is zelfs met de beste zorg wisselend van samenstelling. Het bevat tot ongeveer 5% koolstof en bovendien kleinere hoeveelheden van de al eerder genoemde stoffen mangaan, silicium, zwavel, fosfor en stikstof en is daarom niet direct bruikbaar. Het moet eerst, afhankelijk van de samenstelling en de beoogde toepassing, bewerkt worden.

Element	Invloed
Koolstof (C)	Beïnvloedt het smeltpunt, de sterkte en hardbaarheid
Silicium (Si)	Bevordert de koolstofafscheiding in grafiet-vorm en maakt ijzer grauw op de breuk. Verhoogt de weerstand tegen scheikundige invloeden
Mangaan (Mn)	Bevordert de opname van koolstof, vergroot de treksterkte en zorgt ervoor dat de taaiheid behouden blijft. De concentraties mangaan variëren tussen de 0,4-14% al naar gelang de toepassing
Fosfor (P)	Maakt ijzer dun vloeibaar, vermindert de sterkte en maakt het ijzer broos in koude toestand. De hoogst toelaatbare concentratie is 0,02%
Zwavel (S)	Maakt het ijzer dik vloeibaar, breekbaar en broos in warme (roodgloeiend) toestand, zodat het bij 0,1% niet meer smeedbaar is

Het ruwe ijzer dat niet direct gebruikt wordt gieten we uit in een zandbed of voeren we af naar een gietmachine waar er U-vormige staven, zogenaamde gietelingen, van ongeveer 50 kg van worden gemaakt. Deze gietelingen worden zowel in de ijzergieterij als voor de staalbereiding gebruikt. Moet het vloeibare ruwe ijzer direct tot staal verwerkt worden, dan tappen we het ruwe ijzer af in zogenaamde pan-wagens en voeren deze af naar een mengvat. In het mengvat wordt het ruwe ijzer van de verschillende hoogovens verzameld voordat het naar de staalbereiding wordt afgevoerd. Van het gietijzer en het staal, al of niet gelegeerd om de kwaliteit te verbeteren, worden vervolgens allerlei gerede producten of halffabricaten gemaakt.

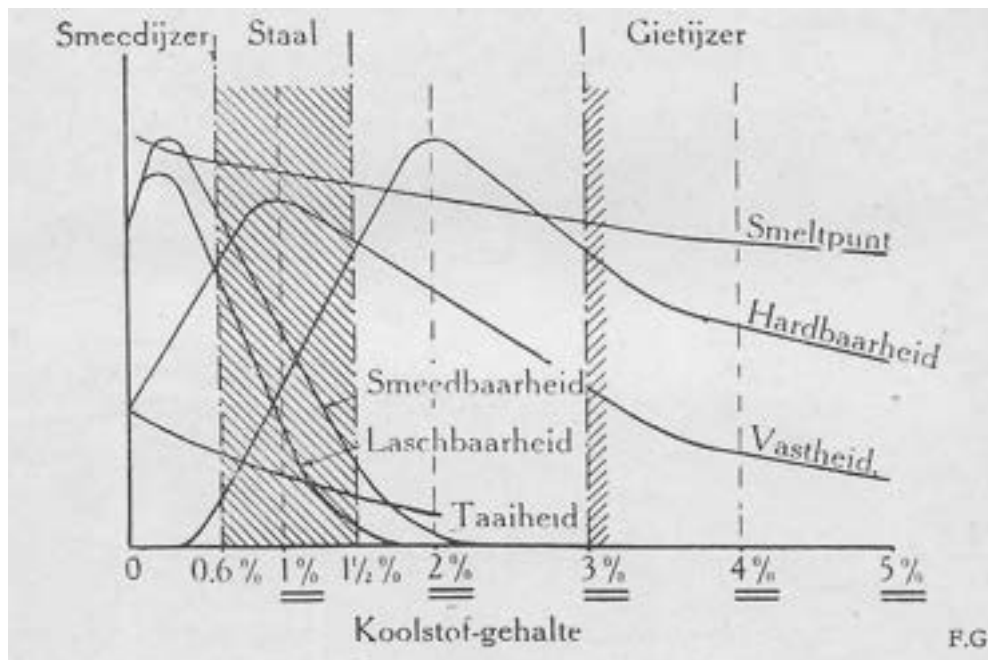


Overzicht van de ijzer- en staalbereiding

4.26.5 Bereiding van gietijzer en staal uit ruwijzer

De vroeger gebruikelijke benamingen als ruwijzer, gegoten ijzer, welijzer, smeedijzer, smeltijzer, smeedstaal, vloeij-ijzer en vloeistaal zijn aanleiding tot onduidelijkheid en verwarring. Ook is een aantal benamingen in onbruik geraakt vanwege achterhaalde technieken: bijvoorbeeld puddelijzer en welijzer.

Het product uit de gieterij noemen we afhankelijk van het koolstofgehalte gietijzer of gietstaal. Het materiaal dat is vervaardigd volgens het Bessemer-, Thomas-, Siemens-Martinproces etc. noemen we onafhankelijk van het koolstofgehalte staal. Lang hebben we onder staal verstaan hardbaar ijzer dat ten minste 0,35% koolstof bevatte. In de grafiek hieronder zijn de hoofdeigenschappen, zoals smeedbaarheid, hardbaarheid en gietbaarheid, in relatie tot het koolstofgehalte weergegeven.



Hoofdeigenschappen ijzer en staal

4.26.6 Gietijzerbereiding

Het ruwijzer uit de hoogovens waarin zich een zekere hoeveelheid silicium bevindt en dat een grauwe kleur heeft, wordt in hoofdzaak in het gieterijbedrijf verwerkt. Hiertoe tapt men het ruwe ijzer af en geleidt dit naar een giethal waarvan de vloer is voorzien van kanalen, elk voorzien van een groot aantal kamvormige zijtakken. De lengte van deze U-vormige goten is 60-150 cm. Na afkoeling worden deze ruwijzer-kammen gebroken en vervoerd naar een opslagplaats van de gieterij waar er vervolgens, na smelting in bijvoorbeeld een koepeloven en bijmenging van oud gietijzer en staalafval, gietproducten van worden gemaakt. We noemen deze gegoten staven ruwijzer gietelingen of piekijzer. Deze gietelingen wegen ongeveer 50 kg.

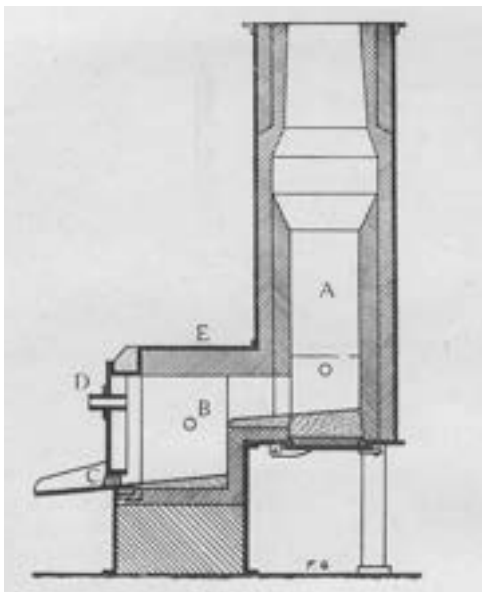
Een ander systeem voor het maken van de gietelingen is het zogeheten carrousel-gieten. Hierbij wordt de gietpan met ruwijzer geleegd in een aantal gietvormen, die ringvormig en draaibaar bevestigd zijn onder de gietgoot van de pan.

Na ongeveer driekwart van de totale omwenteling wordt de gietvorm automatisch gekanteld en valt de gevormde gieteling er uit. De vorm wordt weer in de oude positie gedraaid en opnieuw gevuld. Een ander systeem is dat het ruwe ijzer in bakken wordt gegoten die op een met kettingen uitgeruste en horizontaal geplaatste transportband zijn gemonteerd. Aan het begin van de band worden de vormen gevuld, onderweg koelen zij af en aan het eind van de band, bij het omkeren van de looprichting, vallen de gietelingen uit de vorm.

4.26.7 Koepeloven

Tot ver in de twintigste eeuw gebruikte men in gieterijen koepelovens voor de bereiding van een aantal gietijzersoorten. De koepeloven volgens het systeem Ireland is meestal voorzien van een voorhaard volgens het systeem Krigar. Deze oven bestaat uit een plaatstalen schacht die van binnen is bekleed met vuurvaste steen of chamotte. De verbranding en het smelten vindt hoofdzakelijk plaats in de haard, terwijl de schacht daarboven dient om de gietelingen, cokes en de eventuele toeslag en oud gietijzer voor te warmen. Het vloeibare ijzer en de slak stromen in de eveneens beklede voorhaard. De aftap voor het vloeibare gietijzer bevindt zich op het laagste punt aan de voorzijde van de voorhaard en wordt afgesloten met een kleiprop. De op het gietijzer drijvende slakken worden iets boven de helft van de voorhaard door het zogenaamde slakkengat afgevoerd. De oven is voorzien van een aparte luchtkast van waaruit de verbrandingslucht met overdruk (0,60-0,80 mwk) door een aantal openingen in de haard wordt geblazen.

De lucht wordt aangevoerd door blaaswerktuigen en kan naar behoefte geregeld worden. De uit kalksteen bestaande toeslag dient om de koolas en de onzuiverheden uit het ijzer om te zetten in een vloeibare slak. Ook zal deze de slak -die op het gietijzer drijft- beschermen tegen verbranden. We moeten het verloop in de gietoven als een louteringsproces beschouwen, zodat bij het aftappen in een gietpan een zuiver product wordt verkregen. Verder kunnen we op de eigenschappen invloed uitoefenen door toevoeging van bepaalde ijzersoorten en metalen.



Koepeloven

Bijvoorbeeld fosfor zal het ijzer dun vloeibaar maken, en hoe ingewikkelder een gietstuk is hoe dunner vloeibaar moet het ijzer zijn om de gehele gietvorm te vullen. Fosfor maakt het ijzer broos, zodat we niet voor een willekeurig gehalte kunnen kiezen. Het toevoegen van bijvoorbeeld afvalsmeltijzer zal het koolstofgehalte verminderen en de taaiheid doen toenemen.

Ongeschikt om te gieten, dat wil zeggen om deugdelijk werk te leveren, is wanneer het basismateriaal, de gietelingen of het piekijzer een koolstofgehalte heeft lager dan 2,5%. Het smeltpunt wordt dan te hoog voor de gebruikelijke gietoven. Het mag ook niet minder dan 1% silicium bevatten, anders heeft onvoldoende afscheiding van grafiet plaats.

Als regel mag het niet meer dan 1 à 1,5% mangaan bevatten, anders wordt de krimp bij het gieten te groot. Bij meer dan 2,5% fosfor wordt het gietwerk te broos. Zwavel dat ijzer dik vloeibaar en ook broos maakt, moet altijd vermeden worden, maar meer dan 2% mag zeker niet voorkomen.

4.26.8 Eigenschappen gietijzer

Het gewone gietijzer kon in het midden van de vorige eeuw geleverd worden met een treksterkte tussen de 8-20 kg/mm² en een druksterkte van 70 kg/mm². Het is in vergelijking tot staal vrij broos en de reden dat in de oude stoomwet hiervoor beperkende voorschriften zijn aangegeven. Bij stoominstallaties is het gebruik slechts toegestaan tot een druk van 20 kg/cm² en een temperatuur van 250 °C. Het bevat ongeveer 3,5% koolstof (C), 1,5-2,5% silicium (Si), 0,5% mangaan (Mn) en wat fosfor (P). Gietijzer is dun vloeibaar en daardoor goed te gieten in de meest complexe vormen. In koude toestand is het goed mechanisch te bewerken. In warme toestand is gietijzer niet te vervormen.

Bij hoge temperaturen, waaraan het bijvoorbeeld in een verbrandingsmotor wordt blootgesteld, is het onderhevig aan een blijvende uitzetting. Als gevolg van dit zogenaamde groeien treden materiaalspanningen op die tot scheuren leiden. Hetzelfde doet zich ook voor bij stoomafsluiters als we ze aan de hoge temperaturen van oververhitte stoom blootstellen. Men verklaart de groei van het gietijzer door de oxidatie ervan en doordat de daarin gebonden koolstof zich voor een deel gaat afscheiden als grafiet. Bij temperaturen boven de 600-1000 °C wordt het brokkelig aan de buitenkant, de kern wordt zacht, zet uit en wordt poreus. Het gevormde grafiet wordt aangetast en er treedt oxidatie van het ijzer op.

Gietijzeren roosterijzers in vuurhaarden worden door de hoge temperaturen tijdens het verbranden van de brandstof spoedig met een oxidelaag bedekt. Deze laag valt er snel weer af, waarna opnieuw weer een oxidehuid wordt gevormd enz. zodat de levensduur van de roosters in hoog tempo wordt verkort. Om gietijzer tegen hoge temperaturen bestand te maken, moeten we het siliciumgehalte laaghouden. Er wordt dan minder grafiet gevormd. In plaats daarvan kunnen we mangaan (Mn) aan het gietijzer toevoegen om de koolstof gebonden te houden, maar dan wordt het materiaal weer te hard. Daarom nemen we nikkel (Ni) dat wel grafietvorming geeft, maar aanzienlijk minder dan silicium. Wordt ook chroom (Cr) toegevoegd, dan krijgen we het zogenaamde chroomgietijzer (2,7% C, 1-1,5% Ni en 1,5-13% Cr) dat bestand is tegen oxidatie en hoge temperatuur. De toevoeging van nikkel en chroom maken de producten gemaakt uit dit soort gietijzer relatief duur en dat is de reden dat we het goedkopere maar minder duurzame hard gietijzer toepassen.

4.26.8.1 Hard gietijzer

Als we na het gieten de werkstukken snel laat afkoelen, heeft de koolstof geen gelegenheid zich in ruime mate af te zetten als grafiet en gaat het over in witijzer dat aanmerkelijk harder is. Het hierdoor ontstane product noemen we gehard gietijzer of Hartguss en wordt onder andere toegepast bij het gieten van roosterstaven voor stoomketels. We krijgen een harde buitenkant door de vormen van ijzer te maken; ijzer voert de warmte snel af. We kunnen dit proces versnellen door de vormen met stromend water te koelen.

4.26.8.2 Smeedbaar gietijzer

De naam is misleidend, want van werkelijk smeden is geen sprake. Dunne voorwerpen kunnen na verhitting door hameren of drukken slechts iets van vorm veranderd worden. We krijgen het product door de voorwerpen na het gieten in gesloten kasten te gloeien met zuurstofhoudende ertsen, bijvoorbeeld ijzererts, dat dan door middel van de zuurstof de gebonden koolstof eraan onttrekt. We verlagen daardoor het koolstofgehalte van het ijzer. Door ruwijzer in kroezen om te smelten -onder toevoeging van afval-smeltijzer, staal bereid in de Thomas of Bessemerpeer, dus met een laag koolstofgehalte- krijgen we bij voorbaat een gietproduct met een matig koolstofgehalte. De gegoten werkstukken, onderdelen van werktuigen en moersleutels, worden vervolgens op de hiervoor aangegeven wijze gegloeid. In sommige gevallen kunnen we op deze wijze het koolstofgehalte reduceren tot 0,3-0,8%. We spreken daarom ook wel van smeedbaar gietstaal.

4.26.8.3 Perlitisch gietijzer

Perlitisch gietijzer wordt ook wel veredeld gietijzer genoemd. Het wordt verkregen door een bepaalde wijze van smelten en een juiste samenstelling, gevolgd door een bepaalde manier van afkoelen waardoor een homogene structuur van perliet en grafiet wordt verkregen. De gemiddelde samenstelling: ijzer met 3% koolstof (C), 2% silicium (Si), 0,7% (Mn) en 0,08% fosfor (P). De treksterkte bedraagt ongeveer 30 kg/mm², het is daarmee ongeveer anderhalf keer sterker dan gietijzer. Dit metaal is goed bestand tegen stoten, slaan, wrijving (minder slijtage) en hoge temperatuur. Het gietijzer is fijn korrelig op de breuk en uitstekend geschikt voor zowel dunne als dikwandige gietstukken. Vanwege het relatief lage koolstofgehalte moeten we daarom in de smeltoven staalschroot toevoegen en is een hoge smelttemperatuur nodig. Dit gietijzer kan vaak gietstaal vervangen. We passen het toe in wisselende samenstelling voor cilinderdeksels, de voeringen en zuigers van zuigerstoommachines en verbrandingsmotoren, voor kleppen en voor klepzittingen van machines en tandwielen.

4.26.8.4 Ni-Resist gietijzer

Het tegen zuren bestendige Ni-Resist gietijzer is naast het ijzer uit de volgende metalen samengesteld: ijzer met 2,8-3,1% koolstof (C), 1,5-2% silicium (Si), 0,7-1,2% (Mn), 14-16% Nikkel (Ni), 6-8% koper (Cu) tot 6% Chroom (Cr) en hoogstens 0,3% fosfor (P). Het wordt gesmolten in kroezen of elektro-ovens en heeft een treksterkte van 20,5-30,5 kg/mm². Het materiaal is even goed mechanisch te bewerken als perlitisch gietijzer. Het wordt onder andere gebruikt voor cilindervoeringen in motoren en pompwaaiers bij gemalen.

4.26.8.5 Genitreerd gietijzer

Nitreren is een oppervlaktehardingsproces dat alleen kan worden toegepast bij met aluminium en chroom gelegeerde ijzer- en staalsoorten. We gloeien het werkstuk gedurende twee dagen bij 500 °C in een ammoniakstroom. De ammoniak ontleedt in stikstof (N₂) en waterstof (H₂). De stikstof wordt door de oppervlaktelaag opgenomen onder de vorming van het harde aluminium- of chroomnitride. De zo gevormde harde laag is 0,5-1 mm dik. Bijzonder geschikt voor het nitratieproces is gietijzer met de volgende samenstelling: ijzer met 2,75% koolstof (C), 2,75% silicium (Si), 0,75% (Mn), 0,1% fosfor (P), 1,75% aluminium (Al) en 1,75% Chroom (Cr).

Vergeleken met het gewone gietijzer bezit het genitreeerde gietijzer een grotere treksterkte en elasticiteit, terwijl het een zeer hard oppervlak heeft. Willen we plaatselijk een harde laag hebben, dan moeten we de zacht te houden vlakken van het werkstuk bedekken met een laag verf die uit aluminiumpoeder en waterglas bestaat. Het genitreeerde gietijzer wordt onder andere gebruikt voor cilindervoeringen en kleppen.

4.26.9 Staalbereiding

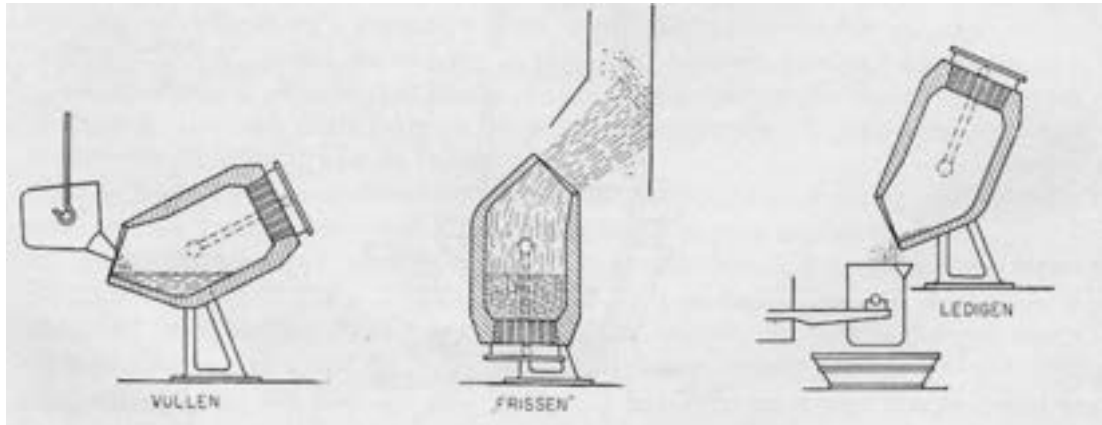
Door veredelen, verder raffineren en het toevoegen van nieuwe elementen, zijn we tegenwoordig in staat verschillende bijzondere staalsoorten te maken die nog beter zijn toegesneden op hun toepassing. Bovendien heeft de steeds verder uitbreidende kennis van de bewerking en de bewerkingstechnieken van staal -en ook de vergrote toepassingsmogelijkheden doordat er betere gereedschappen beschikbaar zijn gekomen- enorm bijgedragen aan de verdere ontwikkeling van machines, apparaten en constructies.

Staalbereiding komt erop neer dat het gehalte aan koolstof en andere stoffen in het ruwijzer meestal door verbranding zodanig geredigeerd wordt dat een product ontstaat dat aan een aantal te stellen eisen voldoet. Naar gelang de samenstelling van het ruwijzer en de aan het staal te stellen eisen kunnen we gebruik maken van de volgende -hierna beschreven- productieprocessen:

1. Het converterproces
 - Het Bessemerproces voor ruwijzer met weinig fosfor
 - Het Thomasproces voor ruwijzer met veel fosfor
 - Het oxystaalproces voor ruwijzer schroot en ijzererts
2. Het Siemens-Martinproces
 - Het zure proces voor fosforarm ruwijzer en schroot
 - Het basische proces voor fosforrijk ruwijzer en schroot
3. Het elektro-ovenproces
 - Het proces voor de bereiding van gelegeerde staalsoorten

4.26.9.1 Het Bessemerproces

Het Bessemerproces (patent 1855) is genoemd naar de uitvinder Sir Henry Bessemer (1813-1898). Bij dit proces wordt fosforarm vloeibaar ruwijzer in een peervormige converter gebracht. Converteren betekent omzetten. In dit geval wordt ruwijzer in ijzer met andere en betere eigenschappen omgezet.



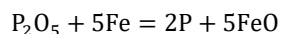
Staalbereiding in een Bessemer converter

Na het vullen met vloeibaar ruwijzer uit de hoogoven wordt de converter rechtop gezet. Via gaten in de bodem wordt vervolgens lucht door het vloeibare ijzer geblazen waardoor koolstof tot koolmonoxide, silicium tot siliciumdioxide, zwavel tot zwaveldioxide en fosfor tot fosforpentoxide wordt verbrand. Koolmonoxide en zwaveldioxide zijn gasvormig en verdwijnen via de mond van de peer. Het siliciumdioxide komt in de gevormde slak terecht en wordt aan het eind van het proces afgeschonken. Het fosforpentoxide wordt bij dit proces niet verwijderd. Het Bessemerproces wordt dan ook alleen toegepast bij ruwijzer met veel silicium en weinig fosfor. Bij de verbranding van silicium komt zoveel warmte vrij dat het ijzer in de peer vloeibaar blijft.

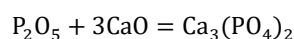
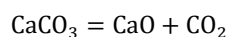
In een Bessemer converter kan geen kalksteen toegevoegd worden. De binnenbekleding van de converter bestaat uit het zure siliciumoxide (SiO_2) dat door de uit het kalksteen gevormde basische calciumoxide (CaO) zou worden aangetast.

4.26.9.2 Het Thomasproces

Het Thomasproces uit 1899 is genoemd naar Sidney Gilchrist Thomas, de ontdekker van deze manier van staalbereiding. Het Thomasproces is een variant op het Bessemerproces en wordt toegepast wanneer het ruwijzer veel fosfor (P) bevat. Ook hier wordt van een peervormige converter gebruik gemaakt. De tijdens het doorblazen gevormde fosforpentoxide werkt oxiderend op het ijzer en wel op de volgende manier:



Om die reden wordt bij dit proces kalksteen toegevoegd en vindt de volgende omzetting plaats:



Het eindproduct van deze reactie komt in de slak terecht die in gemalen toestand een zeer goede kunstmeststof oplevert, het zogenaamde thomasslakkenmeel.

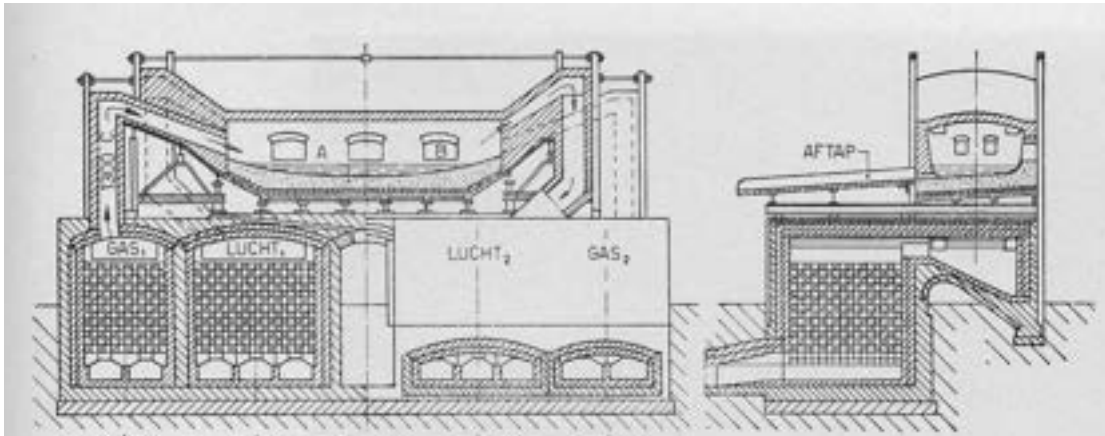
De binnenbekleding van de Thomas converter bestaat uit het basische (gebrande) dolomiet (CaO.MgO) dat niet door de eveneens basische kalksteen wordt aangetast.

4.26.9.3 Het Siemens-Martinproces

Het Siemens-Martinproces is genoemd naar de uitvinders Carl Wilhelm Siemens (1823-1883) en Pierre- Emile Martin (1824-1915). De oorspronkelijk door Siemens voor de glasindustrie ontworpen doosvormige oven of haard is door Martin gebruikt om staalafval en ruwijzer in vaste toestand te smelten. De oven bestaat uit een hoog gelegen haard waarin het materiaal wordt gesmolten en uit vier, lager, eronder of ernaast, gelegen kamers of regeneratoren waarin gas en verbrandingslucht wordt voorverwarmd. Voor het voorwarmen worden de ontwijkende hete gassen uit de oven gebruikt. De haard wordt van onderen door lucht gekoeld en is voorzien van een zure of basische bekleding al naar gelang er fosforarm of fosforrijk ruwijzer verwerkt moet worden.

Om de bekleding van de oven in stand te houden, wordt afhankelijk van de soort bekleding regelmatig dolomiet (CaO.MgO) of kalksteen (CaCO_3) in de oven gebracht. De oven wordt via openingen aan de zijkant gevuld met staalafval en/of ruwijzer.

Bij het Siemens-Martinproces wordt de oxidatie van de onzuiverheden in het ruwijzer bereikt door toevoeging van sterk geoxideerd ijzer, schroot genoemd. Dit schroot levert de zuurstof die nodig is voor het verbranden van de onzuiverheden in het ruwijzer, maar levert daarbij ook zuiver ijzer. In tegenstelling tot de hiervoor beschreven processen wordt gebruik gemaakt van vaste materialen en moet de oven worden verhit om het ijzer te doen smelten alvorens het ontkolingsproces op gang komt.

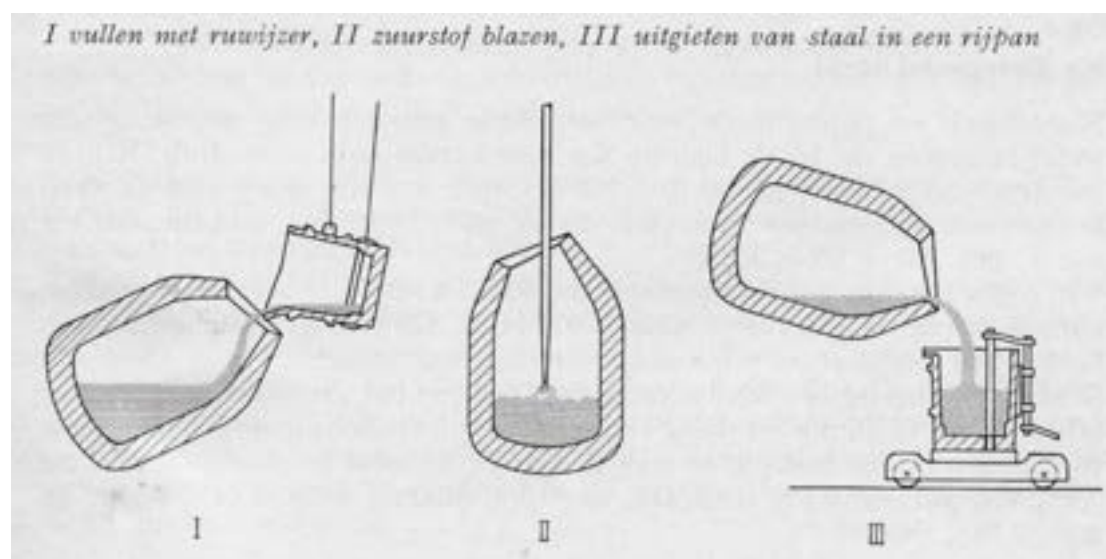


Principe van een oven van Siemens-Martin

Het staal van Siemens-Martin heeft door het rustige verloop van het proces een homogene samenstelling en is daardoor van zeer goede kwaliteit. Het verdiende lange tijd de voorkeur voor het vervaardigen van machine-onderdelen en werd als ketelplaat voorgeschreven door het stoomwezen voor de vervaardiging van stoomketels. Ook giet men er grote gietstalen voorwerpen van.

4.26.9.4 Het oxystaalproces

Het staal bij het oxystaalproces wordt verkregen door zuivere zuurstof op vloeibaar ijzer te blazen. Bij dit proces wordt net als bij het Bessemer- en Thomasproces gebruik gemaakt van een peervormige oven. De peer wordt gevuld met vloeibaar ruwijzer uit de hoogoven, schroot en ijzererts. De benodigde zuurstof voor dit proces wordt in de nabijheid van de hoogoven in een speciale fabriek geproduceerd. In Nederland is dit proces, dat het Siemens-Martinproces grotendeels heeft verdrongen, in 1958 voor het eerst toegepast bij de toenmalige Koninklijke Hoogovens en Breedband in IJmuiden.

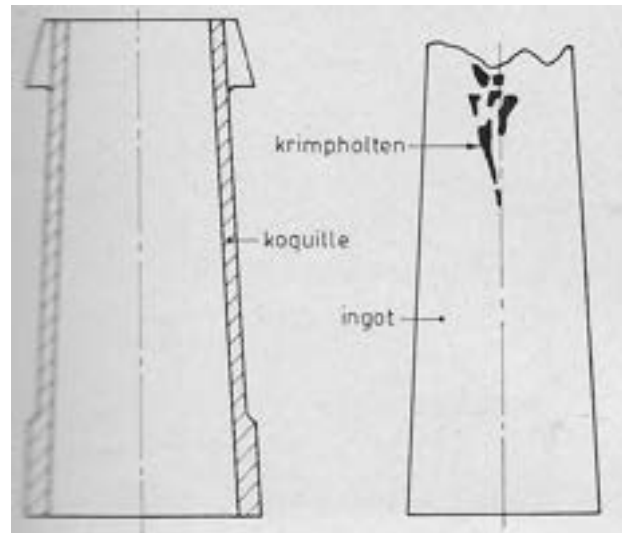
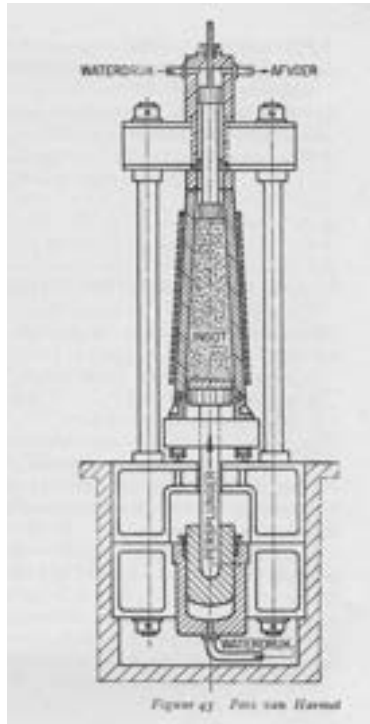


4.26.9.5 Elektro-ovenproces

Elektrostaal is de naam voor staal dat vervaardigd is in een elektro-oven, ook wel Héroult-oven of vlamboogoven genaamd. Het proces werd in 1900 uitgevonden door Paul Héroult (1863-1914). Vanaf 1906 werd het op commerciële schaal toegepast in België en Duitsland. Vooral na 1914 nam de betekenis ervan toe. In Nederland werd elektrostaal sinds 1921 geproduceerd, en wel door Demka. Later was het Nedstaal dat het zogenaamde elektrostaal uit schroot vervaardigde. Het belang van dit proces is dat als grondstof uitsluitend schroot kan worden gebruikt. Zodoende zijn elektrostaalfabrieken niet gebonden aan een hoogovenproces voor de productie van ruwijzer, maar kunnen ze als zelfstandige eenheden fungeren.

4.26.10 Ingots

Het staal verkregen volgens de hiervoor beschreven methoden wordt in gietpannen afgetapt. Met deze pannen wordt het vloeibare staal naar een batterij coquilles (speciale kegelvormige gietvormen) getransporteerd waarin het materiaal wordt uitgegoten. De uiteindelijk gestolde ijzermassa noemen we een ingot. De coquilles zijn vierkant in doorsnede als de ingot (het gegoten stuk staal) bestemd is voor het walsen van stafmateriaal en rails; achtkantig voor zware smeedstukken en rechthoekig voor plaatmateriaal. In de coquilles koelt het staal sterk af door de relatief koude omgevingslucht.



De ingots koelen het meest af aan de wanden van de coquilles waardoor krimpholtes ontstaan. Ook vindt er ontmenging plaats tijdens het stollen van het materiaal waardoor de onzuiverheden zich in de kern en in sterkere mate in de kop van de ingot verzamelen. Deze kop, soms een derde van de ingot, moet verwijderd en opnieuw gesmolten worden. Dit is de reden dat men in bepaalde gevallen met behulp van een bij de ingot passende pers de staal massa onder druk laat stollen. Omdat de kern, kop en voet van de ingot ook na het wegnemen van de verloren kop verschillen in samenstelling, kunnen we dat terugvinden in de hiervan gewalste plaat. We nemen voor de beoordeling van ketelplaat daarom een proefstaaf uit het midden van het kopeinde (hoog gehalte aan koolstof) en uit de rand van het voeteinde (laag gehalte aan koolstof). Bij een te grote (genormeerde) afwijking wordt de plaat afgekeurd. Als de ingots bestemd zijn voor walswerken, dan plaatsen we ze in zogenaamde doorwarmputten in afwachting van verdere bewerking.

4.26.11 Staal voor constructie- machine- en apparatenbouw

De stalen ingots kunnen gebruikt worden om er:

1. Grote smeedstukken van te vervaardigen, zoals krukassen en scheepsankers
2. Platen van te walsen voor onder andere stoomvaten
3. Dikke staven van te maken door middel van walsen voor het uiteindelijk vervaardigen van profielstaal

De ingots worden al naar gelang de toepassing bewerkt door hameren, persen en walsen. Een wals-inrichting die wordt gebruikt voor het walsen van staal bestaat uit ten minste twee boven elkaar geplaatste gietijzeren of gietstalen walsrollen waarvan de draairichtingen tegengesteld zijn.

Staan er verschillende walsrollen achter elkaar, dan spreken we over een walsstraat. De rollen zijn in hoogte verstelbaar en worden via grote tandwieloverbrengingen aangedreven door elektromotoren (vroeger stoommachines). De ingot wordt in dit stadium meestal als walsblok aangeduid en wordt in withete toestand uitgewalst tot de gewenste afmetingen. Tijdens het walsen worden de rollen gekoeld door water over de bovenste rol te laten stromen. Doordat dit water ook op het staal valt, wordt de vorming van hamerslag (walshuid) grotendeels voorkomen.

Bij het walsen ontstaat -net als bij smeedwerk- een vezelachtige structuur in de lengterichting van het staal. Bij het walsen blijft de als gevolg van ontmenging opgetreden onzuivere kern van de ingot tussen de twee zuiverder lagen aanwezig.

4.26.12 Staalsoorten

4.26.12.1 Ongelegeerd staal

Voor zover staal niet met andere elementen gelegeerd wordt om bijzondere eigenschappen te krijgen, is het koolstofgehalte bepalend voor de toepassingsmogelijkheden. Ongelegeerd staal wordt ingedeeld in:

Constructiestaal	0,0-0,3% koolstof	Gereedschapsstaal	0,6-2,0% koolstof
Machinestaal	0,3-0,6% koolstof	Gietstaal	0,0-0,5% koolstof

- Constructiestaal is in de handel in de vorm van staven, profielen, buizen en platen. Het is zeer goed te walsen, te smeden en te lassen. Het wordt onder andere toegepast voor het maken van rompen voor drukvaten en pijpen (0,2% C) en assen voor machines (0,3% C).
- Machinestaal is minder goed smeedbaar dan constructiestaal en boven 0,35% koolstof ook minder goed te lassen. Het is ook minder goed te bewerken, maar geeft wel een glad bewerkingsoppervlak. Machinestaal wordt toegepast bij zuigerstangen, drijfstangen, zuigers en krukassen.
- Gereedschapsstaal is, zoals de naam al aangeeft, bedoeld om er gereedschappen van te maken en wordt weer onderverdeeld in de volgende groepen:
 - Staal voor slag- of stootgereedschappen, zoals hamers, beitels en drevels met 0,6-0,9% koolstof. Het draagvlak van een hamer of het snijvlak moet wel hard zijn, maar tegelijkertijd voldoende taai om ervoor te zorgen dat er geen stukken uitbreken
 - Staal voor snijgereedschappen, zoals draaibeitels of draadsnijkussens met 0,9-1,2 5 koolstof. De snijvlakken moeten hard zijn, maar als geheel voldoende taai zijn om niet te breken
 - Staal voor meetgereedschappen, zoals schuifmaten of kalibers, maar ook vijlen met een koolstofgehalte van 1,2-2% koolstof. De hardheid en de slijtagebestendigheid van deze staalsoort is zeer goed, maar het materiaal is dermate bros dat het nauwelijks enige mechanische belasting kan verdragen.

- Gietstaal met 0,5% koolstof komt in de handel alleen voor als gereed product. Met dit materiaal kunnen onderdelen met grillige vormen worden gegoten terwijl, anders dan bij gietijzer, hogere eisen aan de buig- en treksterkte kunnen worden gesteld. Deze producten zijn bijvoorbeeld pompwaaiers, procesafsluiters en kranen, maar ook zuigers voor verbrandingsmotoren.

4.26.12.2 Veroudering

Al in 1907 publiceerde Stromeyer een artikel, getiteld 'The ageing of mild steel' oftewel het verouderen van zacht staal, waarin meegedeeld werd dat uit buigproeven met ketelplaat was gebleken dat de eigenschappen met de tijd slechter werden. Nadere bestudering van dit verschijnsel toonde aan dat door vervorming van staal de trekvastheid, dat wil zeggen de breukgrens en ook de vloeigrens, hogere waarden kreeg, maar dat de taaiheid, bepaald aan de hand van de kerfslagwaarde, minder werd. De brosheid van het staal nam dus toe in de tijd.

De trekvastheid en de kerfslagwaarde worden vastgesteld met behulp van speciaal geprepareerde proefstaven en daarvoor ontworpen proefbanken. Deze inmiddels genormeerde proeven worden verderop in deze paragraaf nader uiteengezet. Uit proeven bleek dat de zachte, ongelegeerde staalsoorten het sterkst de verouderingsverschijnselen vertoonden.

Veroudering kan optreden door:

- het materiaal gedurende lange tijd onbelast te laten liggen
- het materiaal bij omgevingstemperatuur te vervormen en het daarna gedurende korte of lange tijd onbelast te laten liggen
- het materiaal bij omgevingstemperatuur te vervormen en het daarna te verwarmen tot 200 à 300 °C. De veroudering treedt hierbij spoedig op
- het materiaal te vervormen bij een temperatuur tussen 150 en 500 °C.

Om enig idee te krijgen van de toe te laten spanningen van machineonderdelen en apparaten van museale (oude) gemalen wordt hierna de tabel van toe te laten spanningen in kg/cm² volgens C. Bach getoond:

Belasting		Welijzer ¹⁾		Staal ²⁾ St. 37		Staal ²⁾ St. 50		Gegoten staal ³⁾		Gegoten ijzer	
		van	tot	van	tot	van	tot	van	tot	van	tot
trek $\bar{\sigma}_t$	I	900	1200	900	1500	1200	1800	600	1200	270	330
	II	600	800	600	1000	800	1200	400	800	180	220
	III	300	400	300	500	400	600	200	400	90	110
druk $\bar{\sigma}_d$	I	900	1200	900	1500	1200	1800	900	1500	720	1000
	II	600	800	600	1000	800	1200	600	1000	540	660
	III										
buiging $\bar{\sigma}_b$	I	900	1200	900	1500	1200	1800	750	1200	4)	
	II	600	1000	600	1000	800	1200	500	800		
	III	340	400	300	500	400	600	250	400		
afschuiving $\bar{\tau}$	I	720	960	720	1200	960	1440	340	680		
	II	480	640	480	800	640	960	225	455		
	III	240	320	240	400	320	480	110	225		
wringing $\bar{\tau}_w$	I	360	480	510	850	690	1040	340	680	5)	
	II	240	320	340	570	460	690	230	460		
	III	120	160	170	280	230	340	110	230		

In de werktuigbouw toe te laten spanningen in kg/cm² volgens C. Bach

Alhoewel de ervaring bij de keuze van de toelaatbare spanning een grote rol speelt, is het mogelijk enige punten aan te geven die bij die keuze een leidraad kunnen zijn. We gaan daarbij uit van de sterkte van het materiaal bij de volgende belastingsgevallen aangeduid met de romeinse cijfers I, II en III.

I	Onveranderlijke belasting in één richting
II	Veranderlijk belasting in een richting van 0 tot maximaal
III	Veranderlijke belasting in tegengestelde richting van maximaal positief via 0 naar maximaal negatief

Globale indeling van belastingsgevallen

Het hoeft geen betoog dat bij het belastingsgeval III de hoogste eisen aan het betreffende constructiedeel worden gesteld.

4.26.13 Gelegeerd staal

In gelijke tred met de hogere eisen die gaandeweg aan motoren, appendages en apparaten werden gesteld, zijn nieuwe staalsoorten ontwikkeld en is men overgegaan tot het legeren ervan met nikkel (Ni), chroom (Cr), mangaan (Mg) en Molybdeen (Mo). Ook zien we bij pijpen en leidingen staallegeringen met koper (Cu) en aluminium (Al) en voor bevestigingsmateriaal vanadium (Va) toegepast. Ook worden door legeren soms nieuwe eigenschappen aan het staal toegevoegd.

Behalve het voordeel dat er door de toepassing van de gelegeerde staalsoorten sterkere constructies kunnen worden gemaakt, kunnen deze hierdoor kleiner en vaak ook aanmerkelijk lichter worden uitgevoerd. Hieronder wordt van een aantal legeringen de samenstelling en de toepassing weergegeven:

4.26.13.1 Mangaan (Mn)

Het metaal mangaan verlaagt de kritische afkoelsnelheid bij het harden, waardoor het materiaal met olie kan worden gehard. Hierdoor neemt de hardingsdiepte toe en vervormt het materiaal minder tijdens het harden. Mangaan verhoogt de treksterkte en de kerfslagwaarde. Het wordt toegepast in constructiestaal, bijvoorbeeld in St 52 machinestaal, zoals spoorrails en samen met andere legeringselementen in gereedschapsstaal.

4.26.13.2 Chroom (Cr)

Het metaal chroom verhoogt de slijtvastheid, de weerstand tegen corrosie en de hardingsdiepte. Ook verbetert chroom de smeedbaarheid en bestendigheid tegen hoge temperaturen. Met chroom gelegeerd staal wordt toegepast in gereedschapsstaal en machinestaal voor beitels, hamers, sleutels, wentellagers, draadsnijgereedschappen en stempels. Chroom wordt vaak gebruikt in combinatie met andere legeringselementen.

4.26.13.3 Nikkel (Ni)

Het metaal nikkel verhoogt de treksterkte, de taaiheid en de bestendigheid tegen hoge temperaturen. Het vergroot ook de corrosiebestendigheid en de hardheidsdiepte. Nikkelstaal wordt gebruikt voor turbineschoepen, uitlaatkleppen en elektrische (aanzet)weerstanden. Nikkel wordt vaak gebruikt in combinatie met andere legeringselementen.

4.26.13.4 Silicium (Si)

Silicium is een metalloïde en verhoogt de treksterkte van staal, maar wel ten koste van de taaiheid. Het verbetert de weerstand tegen corrosie enigszins en vermindert de magnetische (hysteresis) verliezen. Het wordt toegepast in constructiestaal voor bijvoorbeeld uitlaatgassenleidingen, verenstaal en in het blik voor dynamo's en elektromotoren.

4.26.13.5 Wolfraam (W) en molybdeen (Mo)

De metalen wolfraam en molybdeen vergroten de slijtvastheid van staal. Het materiaal behoudt zijn hardheid en sterkte ook bij hoge temperaturen. Molybdeen verhoogt bovendien de rekgrens en de kruipgrens bij hoge temperaturen. Beide elementen worden gebruikt in gereedschapsstaal. Molybdeen treffen we ook aan in constructiestaal voor bijvoorbeeld stoomketels of andersoortige drukvaten, alsmede in gietstaal voor zuigers en cilinderdeksels.

4.26.13.6 Vanadium (V)

Vanadium geeft een verbetering van de materiaaleigenschappen bij het gebruik op hoge temperaturen. Het wordt in alle staalsoorten toegepast, veelal in combinatie met andere legeringselementen.

4.26.14 Gelegeerd staal met meerdere legeringselementen

In de loop van de tijd is een groot scala aan gelegeerde staalsoorten met meerdere legeringselementen ontstaan. Hieronder wordt een aantal genoemd die bij gemaalinstallatie van belang zijn.

4.26.14.1 Roestvaststaal

Roestvaststaal, ook wel RVS of Inox genoemd en in de volksmond beter bekend als roestvrijstaal, is een verzamelnaam voor een aantal legeringen van hoofdzakelijk ijzer, chroom, nikkel en koolstof. Om van roestvrij te kunnen spreken, is minimaal 11 tot 12% chroom in de legering nodig en mag er maximaal 1,2% koolstof in aanwezig zijn.

De naam roestvrijstaal is algemeen ingeburgerd, maar wordt door metallurgen liever niet gebruikt, aangezien de legering onder normale omstandigheden weliswaar beter bestand is tegen roesten, oftewel roestvast is, maar wel degelijk kan roesten.

Met de aanduiding AISI 304 wordt roestvaststaal bedoeld met 18% chroom en 8% nikkel. Er bestaat een groot aantal soorten en verschillende aanduidingen voor roestvaststaal. De hoofdeigenschap, het niet roesten, kan met een eenvoudige permanente magneet worden aangetoond. De roestvaststaalsoort AISI 316 is een staallegering met 16% chroom 10% nikkel en 2% molybdeen en is in tegenstelling tot de AISI 304 niet magnetisch.

Roestvaststaal wordt bij moderne gemalen onder andere toegepast bij schotbalksponningen, koelwaterleidingen en schuiven voor de waterkeringen.

4.26.14.2 Sneldraaistaal

Snelstaal, ook wel High Speed Steel (HSS) of sneldraaistaal genoemd, is een hooggelegeerd wolfraam- chroomvanadiumstaal dat tot circa 600 °C zijn hardheid blijft behouden. Hierdoor is het zeer geschikt voor gereedschap dat warm kan worden, zoals draaibekers, metaalboren en ijzerzagen. Er bestaat een groot scala aan soorten sneldraaistaal en aanduidingen hiervoor. De EN/DIN aanduiding 1.3355-HS18-0-1 staat voor een metaal dat bestaat uit het hoofdbestanddeel staal en de volgende hoeveelheden legeringselementen: wolfraam 18%, chroom 4%, vanadium 1,1%, molybdeen 0% en koolstof 0,76%. In deze legering mag maximaal 0,45% van de elementen Si en Mg voorkomen.

4.26.14.3 Stelliët

Stelliët is geen staalsoort, maar wordt vanwege de toepassing bij motoren toch hier in de opsomming van staallegeringen vermeld. Stelliët bevat 17% wolfraam, 32%chroom, 41% kobalt, 2,5% koolstof en wat ijzer en silicium als verontreiniging. Stelliët noemen we een laslegering en wordt gebruikt voor het (elektrisch) oplassen van kleppen en klepzittingen. Het is zeer hard en kan alleen door middel van slijpen en schuren worden bewerkt.

4.26.14.4 Chroomnikkelstaal

De combinatie van 12% chroom en 36% nikkel geeft een goede corrosiebestendige staalsoort die bij temperatuurverhoging nauwelijks uitzet. Het wordt voor onder andere voor (uitlaat)gasturbines gebruikt.

4.26.15 Harden van staal

Ongelegeerde staalsoorten met een koolstofgehalte van 0,4% en meer en een groot aantal gelegeerde staalsoorten kunnen thermisch gehard worden. Deze warmtebehandeling van het materiaal bestaat uit de volgende handelingen en fasen.

Het is goed om deze behandeling te kennen voor de momenten dat er reparaties, bijvoorbeeld lassen, aan een machineonderdeel moeten worden uitgevoerd.

Het te harden materiaal wordt gedurende enige tijd verhit op de hardingstemperatuur. Deze temperatuur is voor ieder materiaal verschillend. Voor (gewoon) koolstaal rekenen we op een temperatuur van 750 à 800 °C waarbij het materiaal volgens de volgende tabel donkerrood tot donker kersrood van kleur is. De hardingstemperatuur wordt afgeleid uit het door metallurgen samengestelde ijzer-koolstofdiagram van de betreffende staalsoort.

Het te harden materiaal wordt vervolgens op de te harden plaats afgekoeld. Hoe snel dit moet, hangt af van de kritische afkoelsnelheid van het materiaal. Gewoon koolstofstaal moet in water worden afgeschrikt, terwijl gelegeerde staalsoorten ook wel in olie of aan lucht wordt afgekoeld.

Het afgeschrikte materiaal is glashard en bros en moet op de afgeschrikte plaatsen zijn taaiheid herkrijgen. Hiertoe wordt het afgeschrikte materiaal geleidelijk verwarmd tot de zogenaamde ontlaattertemperatuur. Deze temperatuur (zie de volgende tabel en kleurenstaal) wordt zichtbaar door, voor verwarmen, het te harden oppervlak blank te schuren. Op het moment dat de gewenste aanloopkleur zichtbaar wordt, moet het werkstuk weer worden afgekoeld om verder ontlaten te voorkomen. Het werkstuk is dan voldoende hard en taai voor het beoogde doel.

Bij sommige werkstukken en gereedschappen moet het lichaam niet overal dezelfde hardheid hebben en wordt het harden en het ontlaten in een aaneengesloten sessie uitgevoerd. Bijvoorbeeld een koudbeitel wordt bij het harden niet geheel ondergedompeld in de koelvloeistof, maar slechts over het gedeelte waarmee gewerkt wordt.

Met een schuursteen worden vervolgens de snijvlakken van de beitel vlug schoon gemaakt waarbij de hitte die nog in het werkstuk zit naar het afgekoelde gedeelte stroomt en de aanloopkleuren zichtbaar worden. Als de gewenste kleur tevoorschijn komt, moet de beitel verder in water worden afgekoeld.

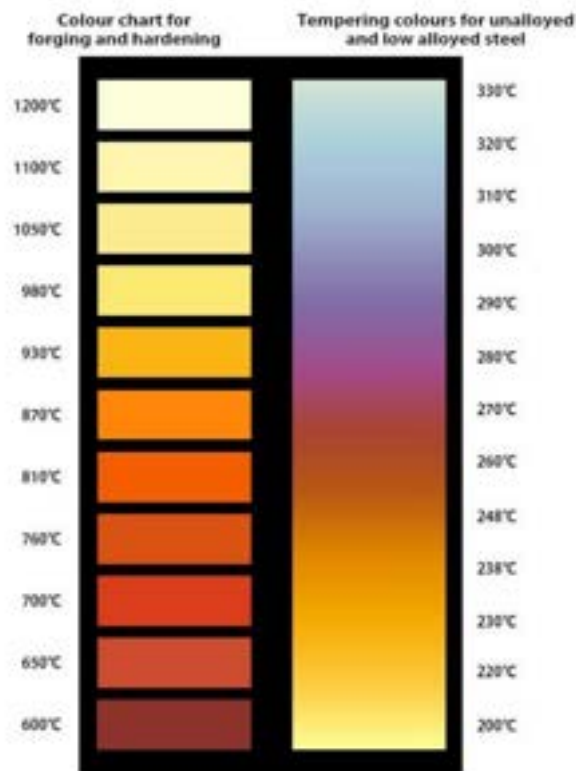
Gloeikleuren van staal	
Aanloopkleur	Temperatuur in °C
Zwartrood	500
Lichtrood	600
Donkerrood	700
Donker Kersrood	800
Kersrood	900
Oranje	1100
Citroengeel	1200
Witgeel	1300

Aanloopkleuren van staal	
Gloeikleur	Temperatuur in °C
Lichtgeel	220
Strogeel	230
Goudgeel	245
Purper	250
Violet	265
Donkerpaars	280
Donker blauw	295
Lichtblauw	315
Grijs	420

Tabel voor de kleuren bij smeden, gloeien en aanlopen koolstofstaal

Hieronder volgt een kleurenstaal van de kleuren met de bijbehorende temperaturen die het staal heeft bij het smeden en gloeien, alsmede het temperen. De kleuren moeten worden afgelezen bij gedimd zon- of kunstlicht en een donkere achtergrond.

De moderne smid heeft tegenwoordig een eenvoudige handhield infrarood thermometer tot zijn beschikking en hoeft niet terug te vallen op een dergelijke kleurenstaal voor het bepalen van de temperatuur van zijn werkstuk.



Kleurenstaal voor het smeden en gloeien (links) en het aanlopen (rechts)

De snelheid van afkoelen is aan de buitenzijde van het werkstuk het grootst en neemt naar binnen toe steeds verder af. Bij koolstofstaal kan daarom slechts over een diepte van ongeveer 4 mm een goede hardheid verkregen worden. Bij gelegeerde staalsoorten kan deze groter zijn. Ook het soort koelmedium, waaronder ook vaste stoffen als zout, lood, tin en vroeger zelfs het uiterst giftige cyaankali, is van belang bij het afschrikken van het werkstuk en het uiteindelijk hardingsresultaat.

4.26.16 Warmtebehandelingen

Behalve het thermisch harden is er nog een aantal zogenaamde warmtebehandelingen mogelijk voor de verschillende staalsoorten met als doel de eigenschappen te verbeteren:

4.26.16.1 Veredelen

Gelegeerde staalsoorten met 0,3-0,6% koolstof worden door en door verhit op de hardingstemperatuur en vervolgens op de voorgeschreven wijze verhard. Daarna worden ze langdurig bij een temperatuur van 200-600 °C ontlaten. Door dit ontlaten bij hoge temperatuur neemt de hardheid af en wordt een hoge mate van taaiheid verkregen. Onder andere verenstaal wordt op deze wijze behandeld.

4.26.16.2 Zacht gloeien

Staalsoorten met meer dan 0,8% koolstof worden in enkele uren op een temperatuur van 600-700 °C, gevolgd door afkoeling in een rustige luchtstroom. Hierdoor ontstaat een structuur waarbij een groot aantal harde kristallen ingebed worden in een zachte grondmassa. Het materiaal wordt hierdoor beter geschikt voor verspanende bewerking, omdat de beitel bij de bewerking de kristallen wegdrukt in de zachte grondmassa. Hierdoor is er minder verspaningsarbeid nodig en hebben de gereedschappen een langere standtijd.

4.26.16.3 Normaal gloeien

Staalsoorten met minder dan 0,8% koolstof worden verhit tot dezelfde temperatuur die voor het harden voorgeschreven is. Na enige tijd wordt het staal in lucht langzaam afgekoeld. Het staal verkrijgt daarbij een gelijkmatige structuur en verliest ook de inwendige spanningen die bij het smeden, walsen of door lassen kunnen zijn ontstaan.

4.26.16.4 Spanningsvrij gloeien

In staal en non-ferrometalen en legeringen kunnen door gieten of vervormen spanningen ontstaan, waardoor de werkstukken hard en bros worden, zodat ze slecht te bewerken zijn en de neiging hebben te scheuren. De metalen en legeringen moeten daarom spanningsvrij worden gegloeid. Staal wordt voor dit spanningsvrij gloeien enige tijd verhit op een temperatuur van 650 °C, ruim onder de hardingstemperatuur. Voor andere metalen en legeringen gelden andere temperaturen in de buurt van de roodgloeihitte. Bij de gloeihitte herschikken de kristallen zich, waardoor de spanningen praktisch verdwijnen.

4.26.17 Oppervlaktebehandeling

Als een werkstuk een hard oppervlak moet hebben, maar het overige materiaal niet hard hoeft te zijn, wordt vaak een oppervlaktebehandeling toegepast. Van een aantal technieken volgt hierna een uiteenzetting en wordt de praktische toepassing aangegeven:

4.26.17.1 Cementeren, carboneren of inzetten

Stalen werkstukken met een laag koolstofgehalte, lager dan 0,4%, worden ingepakt in een poeder dat koolstof af kan geven en verhit op 850-900 °C. Bij deze temperatuur neemt de buitenste laag van het werkstuk koolstof op uit het poeder waarmee deze is ingepakt. Afhankelijk van de aard van de belasting van het werkstuk is een koolstofrijke laag van 0,1-1 mm vereist.

Per mm laagdikte bedraagt de verwarmingstijd vier uur. Door na dit proces het werkstuk op hardingstemperatuur te brengen en af te schrikken, wordt de buitenste laag hard, terwijl het materiaal naar de kern toe taai blijft. Cementeren, dat ook wel carboneren of inzetten wordt genoemd, wordt in de machinebouw toegepast bij zuigerpennen, astappen, tanden van tandwielen en nokken.

Voor cementeren wordt behalve houtskoolpoeder ook veel andere vaste, vloeibare, maar ook gasvormige stoffen die in de gloeihitte gassen ontwikkelen die koolstof bevatten, toegepast.

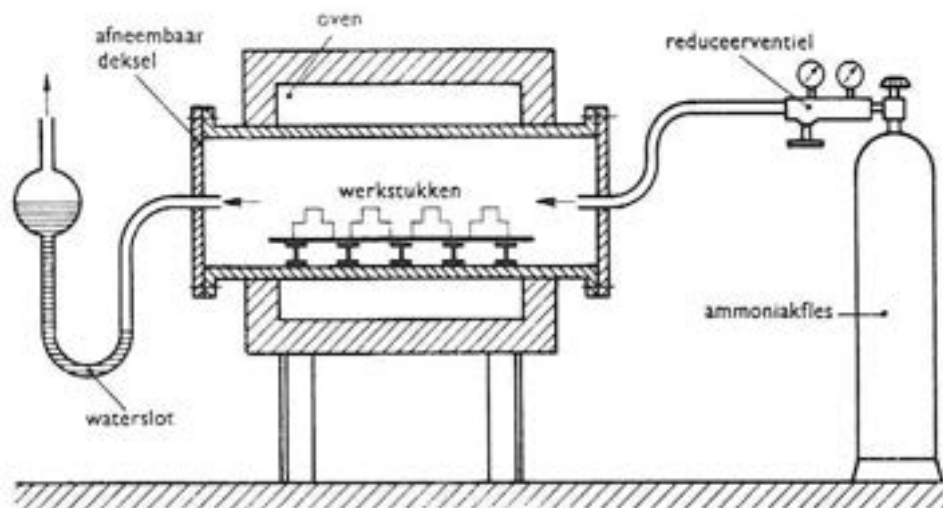
Bekende cementeermiddelen zijn onder ander leder- en beendermeel, beide stoffen bevatten naast koolstof ook stikstof. We mengen deze stoffen voor gebruik met houtskoolpoeder.

Gasvormige cementeermiddelen zijn bijvoorbeeld lichtgas, acetyleen, koolmonoxide vermengd met ammoniak. Vloeibare cementeermiddelen zijn verhit zout en vroeger het zeer giftige cyaankali. Bij de gasvormige en vloeibare cementeermiddelen blijft het werkstuk schoon.

Bij gebruik van vaste cementeer- of inzetmiddelen worden de werkstukken ingepakt in bakken van plaatstaal of gietstaal met daaromheen de cementeerstof vast aangestampt. De deksels van bakken worden luchtdicht met klei afgesloten. We kunnen de delen die zacht moeten blijven met een overtreklaag beschermen tegen koolstofopname.

4.26.17.2 Nitreren

Gelegeerde staalsoorten, vooral die gelegeerd zijn met chroom, aluminium en molybdeen, kunnen genitreerd worden. Het werkstuk wordt, nadat het geheel bewerkt is en op maat gebracht, in een met ammoniakgas (NH_3) gevulde ruimte verhit tot 550°C . Hierbij neemt de buitenlaag van het werkstuk de stikstof op uit het ammoniakgas, onder vorming van zeer harde en slijtvaste nitriden. De nitriden zijn nu uit zichzelf hard. Na het gloeien, hoeft het werkstuk niet afgeschrikt te worden. Vervorming hoeft daarom niet op te treden, omdat het werkstuk zonder bezwaar heel langzaam aan de lucht afgekoeld kan worden. De laag nitride is zo hard dat zij moeilijk anders dan slijpen mechanisch te bewerken is. In de meeste gevallen is dit ook niet mogelijk omdat de harde laag zeer dun is. Om een laagdikte van 0,2 mm te bereiken, is een oventijd van ongeveer 20 uur nodig.



Principe van een nitreeroven

De voordelen ten opzichte van cementeren zijn de lage gloeitemperatuur, de betere slijtvaste laag en de betere corrosiebestendigheid van het verkregen materiaal. Een nadeel is de lagere kerfslagwaarde. Nitreren wordt toegepast bij cilindervoeringen en krukassen.

4.26.17.3 Vlamharden

Voor vlamharden komen alleen hardbare metaalsoorten in aanmerking, dus staalsoorten met minstens 0,4% koolstof. De buitenkant van het materiaal wordt snel verhit tot de hardingstemperatuur en daarna ook weer snel afgekoeld door middel van een waterstraal. De verhitting dringt niet verder door dan de buitenste laag van het werkstuk, zodat de kern van het werkstuk beneden de hardingstemperatuur blijft en zijn taaiheid behoudt. Het plaatselijk verhitten gebeurt met gasbranders. Als de te harden oppervlakken van het werkstuk cilindervormig zijn, dan plaatsen we het werkstuk op een soort draai- of carrouselbank. Het verhitten en afschrikken vindt dan soms gelijktijdig, na elkaar, tijdens het draaien plaats. Tegenwoordig wordt het werkstuk door middel van inductie verwarmd waarbij het werkstuk langs de inductiespoel wentelt of bij niet al te grote werkstukken door de spoel omgeven is. Vlamharden wordt in de machinebouw toegepast bij tandkransen, tandwielen, astappen en nokken.

4.26.18 Materiaalonderzoek

Om er achter te komen hoe sterk de verschillende materialen zijn en welke overige eigenschappen ze bezitten, worden ze aan een destructief onderzoek onderworpen. Destructief betekent dat het materiaal op een reproduceerbare manier stuk wordt gemaakt. De uitkomsten geven getalwaarden voor de verschillende eigenschappen van het materiaal, zoals sterkte, stijfheid, taaiheid, hardheid en vele andere eigenschappen.

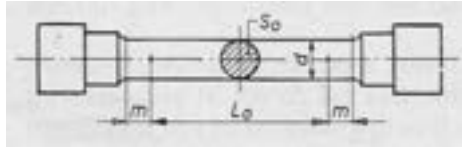
De voornaamste proeven zijn de:

- **Trekproef.** Deze dient voor het bepalen van de treksterkte, de rek, de vloeigrens, de 0,2% rekgrens en de insnoering
- **Buigproef.** Deze dient bij staal voor het bepalen van de vervormbaarheid en bij gietijzer voor het vaststellen van de maximale doorbuiging en de buigsterkte
- **Kerfslagproef.** Deze dient voor het bepalen van de kerfslagwaarde, een maat voor de broosheid
- **Hardheidsmeting.** Deze dient voor het bepalen van de weerstand die het materiaal biedt tegen blijvende vervorming door indrukking

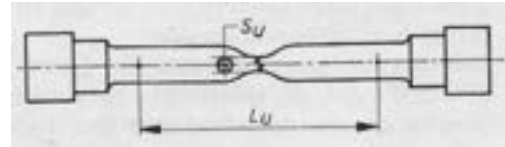
Naast het destructieve onderzoek kennen we tegenwoordig ook het niet-destructieve onderzoek aan gereede werkstukken en bestaande installaties. Hierbij maken we gebruik van contrast-vloeistoffen al of niet in combinatie met magnetisme, ultrasoon (onhoorbaar) geluid en met röntgenstralen.

4.26.18.1 Trekproef

Bij de trekproef wordt een proefstaaf in een trektoestel onder de invloed van een toenemende kracht gelijkmatig gerekt waarbij de doorsnede over de gehele lengte in het begin weinig en daarna over een deel van de lengte sterk afneemt. Het rekken wordt voortgezet tot de staaf breekt. Het toestel geeft aan hoe groot de maximale kracht is geweest om de staaf te breken. De verlenging en de bijbehorende kracht worden tijdens de proef opgetekend. Uit de maximale belasting en de oorspronkelijke doorsnede van de proefstaaf wordt de treksterkte berekend. De treksterkte wordt uitgedrukt in kg/mm^2 met de aantekening dat ze bij kamertemperatuur is bepaald.



Trekproefstaaf van staal

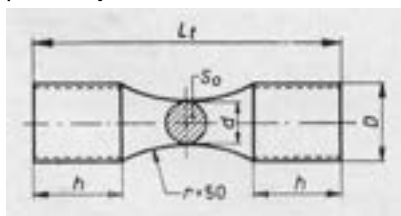


Trekproefstaaf na beproeving

Er is al eerder opgemerkt dat bij het stollen van het uitgegoten materiaal in de coquille ontmenging optreedt en de samenstelling van de ingot niet overal gelijk is. Met name het koolstofgehalte in de kop, ook al is deze gesneld, is hoger dan aan het voeteind. Dit heeft als gevolg dat het plaatmateriaal aan het bovineinde een grotere treksterkte vertoont dan aan het onderende. Bij de sterkteberekeningen van een ketel gaan we daarom uit van de zwakste schakel, dus de laagste waarde.

Bij taaie materialen zien we voor het breken een insnoering van de proefstaaf ontstaan. Na het breken worden de breukvlakken tegen elkaar gehouden en wordt de vergroting van de afstand tussen de twee meetpunten opgemeten. De vergroting van de meetlengte bij breuk, uitgedrukt in procenten van de oorspronkelijke meetlengte, is de rek. Hoe groter de rek is, hoe taaier het materiaal. Een grote rek gaat gepaard met een lage treksterkte.

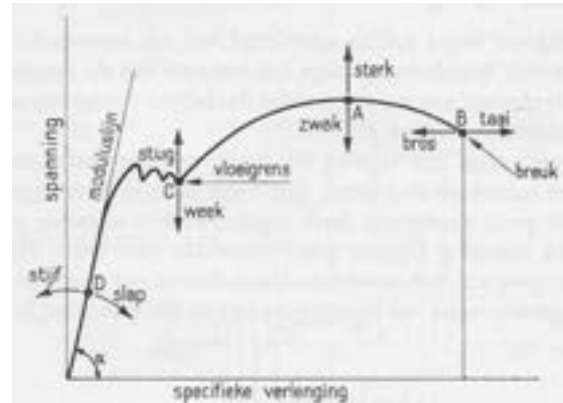
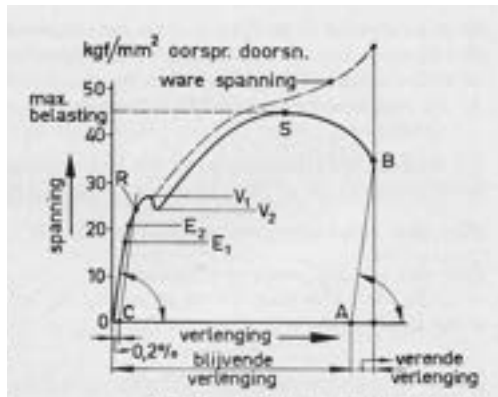
Voor het bepalen van de treksterkte van gietijzer gebruiken we een korte dikke proefstaaf die plaatselijk een kleinere doorsnede heeft zodat van tevoren vaststaat waar hij zal breken. De kans



Trekproefstaaf van gietijzer

dat zich in die kleinste doorsnede een gietfout bevindt, is daardoor zeer klein. Op deze manier bepalen we de werkelijke materiaalsterkte en niet die van een toevallige zwakke plek. De rek van gietijzer is zo gering dat zij met een trekproef niet kan worden bepaald.

Een trekstaaf wordt meestal in een met vloeistofdruk werkend trektoestel aan een gelijkmatig toenemende belasting onderworpen totdat hij breekt. De belastingtoename bedraagt circa 1kg/mm^2 . De kracht en de verlenging worden doorlopend gemeten en door het toestel in een diagram opgetekend.



Diagrammen van trekproeven

Hierboven is op twee manieren een dergelijk diagram voor staal weergegeven. Hiermee wordt aangegeven wat er met de proefstaaf in de verschillende stadia gebeurt en wat dit in eenvoudige bewoording betekent voor de kwaliteit van het materiaal. Aanvankelijk neemt de verlenging recht evenredig toe met de belasting zodat er een nagenoeg rechte schuinoplopende lijn ontstaat. Er komt een moment dat de rek meer dan evenredig toeneemt, de lijn buigt dan af naar rechts. Dit punt E₁ waar de rek een kleine waarde bijvoorbeeld 0,01% meer toeneemt dan de spanning wordt de 'evenredigheidsgrens' genoemd. Deze spanning wordt uitgedrukt in kg/mm^2 van de oorspronkelijke doorsnede. Zolang de belasting betrekkelijk laag is, zal na het wegnemen daarvan de proefstaaf naar de oorspronkelijke lengte terugkeren. De rek is dan nog verend of elastisch.

Als we de belasting telkens wegnemen en trapsgewijs groter maken, zal op een gegeven moment de staaf niet meer terugkeren naar zijn aanvankelijke lengte, bijvoorbeeld in punt E₂. Van de totale rek die bestond bij de laatst uitgeoefende kracht verdwijnt dus een deel na het wegnemen van de belasting, de verende rek, terwijl het andere deel, de blijvende of plastische rek, aanwezig blijft. Punt E₂ noemen we de *elasticiteitsgrens* die net als de evenredigheidsgrens wordt uitgedrukt in kg/mm^2 van de oorspronkelijke doorsnede. De evenredigheidsgrens valt dikwijls samen met, of ligt ook wel onder, de elasticiteitsgrens.

Laten we na het passeren van de elasticiteitsgrens de belasting verder toenemen, dan zal bij ongelegeerde staalsoorten op een gegeven moment de lengte van de staaf vrij sterk toenemen, terwijl de belasting gelijk blijft of zelfs afneemt. We noemen dit verschijnsel vloeien en het punt waar dat gebeurt de *vloei grens*. Ook de vloei grens wordt uitgedrukt kg/mm^2 van de oorspronkelijke doorsnede waarbij de belasting voor het eerst niet toeneemt. Dit punt wordt in de grafiek bij V₁ aangegeven.

Van ongelegeerde staalsoorten wordt de vloei grens bij 20 °C op 5/9 van de treksterkte bij die temperatuur gehouden, tenzij uit proeven een hogere waarde is gebleken. Staalsoorten met treksterkten boven de 60 kg/mm^2 hebben geen duidelijk waarneembare vloei grens. Voor die staalsoorten, maar ook voor zacht staal, is het gebruikelijk de 0,2% rekgrens te bepalen. De 0,2% rekgrens is de spanning in kg/mm^2 van de oorspronkelijke doorsnede waarbij de blijvende rek 0,2%

bedraagt. Deze meer technische grens kiezen we omdat deze makkelijker is te bepalen of bij benadering op de volgende manier grafisch uit het diagram is af te leiden:

Als we uit het breekpunt B een lijn evenwijdig aan OE_1 trekken, dan snijdt deze lijn de basis in A, dan is OA op schaal de blijvende rek die aan de gebroken staaf gemeten is. Is deze bijvoorbeeld 24%, dan vertegenwoordigt 0,2% rekgrens $0,2/24 = 1/120$ deel van het lijnstuk OA aangegeven bij punt C. Trekken we door dit punt een lijn evenwijdig aan OE_1 , dan snijdt deze de grafiek in R en kan op de verticale as de belasting worden afgelezen. Zowel de vloeigrens als de 0,2% rekgrens worden aangeduid met rekgrens.

Na het passeren van de vloeigrens neemt de weerstand tegen vervorming minder sterk toe en buigt de trekkrumme steeds meer naar rechts, totdat een bijna horizontaal deel wordt beschreven. Het hoogste punt S vertegenwoordigt de maximale belasting aan de hand waarvan de treksterkte wordt berekend. Aanvankelijk wordt de staaf over de volle lengte dunner, maar bij de maximale belasting concentreert deze contractie zich op een punt en vindt insnoering plaats en rekt de staaf zelfs bij een verminderde belasting. Het diagram geeft dus niet de werkelijke spanning in het materiaal weer omdat de belasting steeds gedeeld wordt door de originele doorsnede. Ten slotte breekt de staaf bij punt B. De werkelijke spanning in het materiaal, hier weergegeven door de stippellijn, is te berekenen door de spanning te delen door de bijbehorende kleinste doorsnede.

Invloed temperatuur

De treksterkte van ongelegeerd staal neemt bij een temperatuurverhoging van 20 °C tot ongeveer 200 °C eerst toe. Bij een verdere verhoging in temperatuur neemt zij af. Bij sterkteberekeningen brengen we daarom bij een metaaltemperatuur tot 214 °C de minimumwaarde van de treksterkte bepaald bij 20 °C in rekening. Bij een metaaltemperatuur t° boven de 214 °C moet de treksterkte met de uitkomst van de volgende formule worden vermenigvuldigd:

$$1.2 \left\{ 1 - \left(\frac{t}{525} \right)^2 \right\}$$

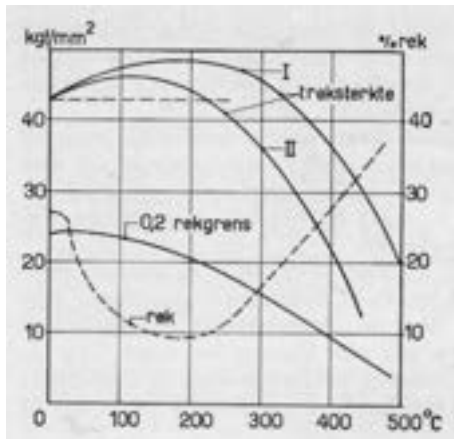
Dat wil zeggen dat bij 250, 300 en 350 °C we met respectievelijk 93, 81 en 66% van de treksterkte bepaald bij 20 °C moeten rekenen.

Bij de temperatuur die een stoomketel of drukvat tijdens het bedrijf aanneemt, is de rekgrens altijd lager dan tijdens de trekproef bij 20 °C. Deze rekgrens die als maatstaf voor de sterkte berekeningen geldt, wordt doorgaans berekend aan de hand van de onderstaande formule. De metaaltemperatuur wordt geacht afhankelijk van de mate van verhitting 25 °C tot 75 °C hoger te zijn dan van het water of de stoom waarmee het in contact is. Is de rekgrens (S_v) bij 20 °C, dan is de rekgrens bij t° (S_{vt}) te berekenen met:

$$S_{vt} = S_v \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{t}{525} \right)^2 \right\}$$

Bij 200, 300, 400 °C is de rekgrens nog respectievelijk 85, 67, en 41% van die bij 20 °C.

In de grafiek is de invloed van de materiaaltemperatuur op de treksterkte en de rek weergegeven van koolstofstaal. Bij I is het beproefde verloop weergegeven. Bij II stelt die het verloop voor op basis van de berekende grondslagen.



Invloed temperatuur op rek en treksterkte

Uit de beschrijving en het weergegeven verloop kan het volgende worden geconcludeerd:

- Dat de treksterkte eerst toe- en daarna afneemt
- Dat de rekgrens aanvankelijk langzaam, bij hoge temperaturen snel afneemt
- Dat de bij 20 °C bepaalde rekcijfers maar weinig zeggen over de belangrijke eigenschappen van staal bij bedrijfstemperatuur

Kruip

De besproken trekproef wordt bij een temperatuur van circa 20 °C genomen en duurt slechts een paar minuten. De toelaatbare spanning en de rek- of vloeigrens worden dus bepaald uit waarnemingen, die slechts op een zeer korte tijdsduur betrekking hebben. Als staal bij een temperatuur hoger dan 350 °C wordt belast, moeten we echter rekening houden met de duur van de belasting. Bij een duurbelasting bestaat de mogelijkheid dat het staal, ook al wordt het belast onder de rekgrens, zal blijven rekken, waardoor ongewenste vervorming en zelfs breuk kan optreden. Dit voortgaande rekken onder constante belasting noemen we het kruipen van het materiaal. Met het oog op deze verschijnselen heeft men het begrip kruipgrens ingevoerd. We kunnen hieronder verstaan de spanning waarbij de gemiddelde reksnelheid gedurende een zeker tijdsverloop een bepaald bedrag niet overschrijdt. Hiervoor wordt een reksnelheid van 0,0015% van de gemiddelde meetlengte per uur gehanteerd die is waargenomen tussen het 25^e en 35^e uur van de beproeving.

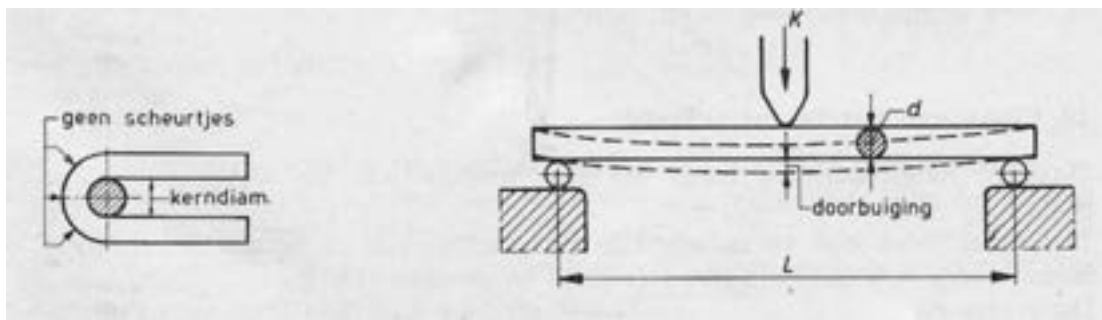
Als verwacht kan worden dat het materiaal onder bedrijfsomstandigheden zal kruipen zoals bij stoomketels, dan berekenen we de dikte van het plaatmateriaal met de laagste van de volgende waarden:

- De gemiddelde spanning die een verlenging van 1% veroorzaakt na 100.000 uur
- 4/5 van de minimum spanning die breuk veroorzaakt na 100.000 uur
- 2/3 van de gemiddelde spanning die breuk veroorzaakt na 100.000 uur

4.26.18.2 Buigproef

Een buigproef dient om de vervormbaarheid van staal in koude toestand te leren kennen. Hiertoe wordt een glad bewerkte proefstaaf met een rechthoekige doorsnede genomen uit de dwarsrichting van de plaat, dus haaks op de draad van het staal. Deze buigen we koud om een ronde kern tot de einden evenwijdig aan elkaar staan. De middellijn van deze kern is recht evenredig met de dikte van de proefstaaf en kleiner naarmate de treksterkte van de staaf kleiner is. Zo is bijvoorbeeld voor een proefstaaf met een treksterkte tussen de 35-42 kg/mm² de diameter van de kern de helft van de proefstaafdikte. Bij een treksterkte tussen de 41-50 kg/mm² is de kern even dik, terwijl bij een treksterkte tussen de 46-54 kg/mm² een kerndiameter van anderhalf keer de dikte van de proefstaaf wordt voorgeschreven.

Na afloop van de proef mogen er aan de buitenzijde van de proefstaaf met het blote oog geen scheurtjes te zien zijn.



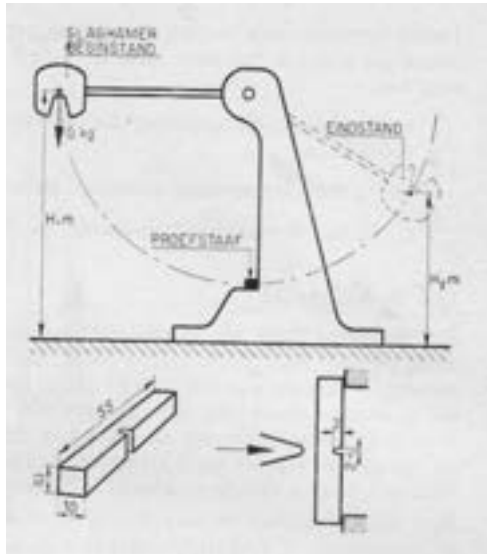
Buigproef voor staal

Buigproef voor gietijzer

Van gietijzer nemen we een in de einden ondersteunde ronde proefstaaf die door een in het midden aangrijpende kracht wordt gebogen tot deze breekt. Daarbij worden de kracht en de doorbuiging gemeten. De grootste doorbuiging is een maat voor de taaiheid. Uit de kracht nodig voor het breken kunnen we de spanning berekenen die in de buitenste vezel heeft geheerst op het moment van breken. Deze spanning is voor het onderling kunnen vergelijken van de verschillende gietijzersoorten in relatie tot hun toepassing. Hierbij moet gedacht worden aan bijvoorbeeld de zuigerveren van de motor of een zuigercompressor.

4.26.18.3 Kerfslagproef

Met de kerfslagproef proberen we inzicht te krijgen in het gedrag van het materiaal onder schokkende belasting. Hierbij gebruiken we een vierkant proefstaafje met een doorsnede van 10 x 10 mm, in het midden voorzien van een kerf met een voorgeschreven afmeting. Het proefstaafje wordt bij de proef met de zogenaamde Charpy hamer ondersteund in twee punten. Daarna wordt



het stukgeslagen met deze slaghamer. De arbeid verricht voor het breken van de proefstaaf wordt uitgedrukt in kgm/cm^2 doorsnede ter plaatse van de kern. Dit noemt men de kerfslagwaarde. We vinden deze waarde uit:

$$\text{Gewicht hamer} \times (H_1 - H_2) \text{ kg.m/cm}^2$$

Van ketelstaal is de kerfslagwaarde hoger naarmate de treksterkte lager is of anders uitgedrukt de rek groter is en het materiaal taaier of minder broos. Deze proef waaraan we nu meer waarde hechten dan aan de buigproef wordt vooral toegepast bij de beoordeling van laswerk en gelegeerde staalsoorten met een treksterkte groter dan 50 kg/mm^2 .

Kerfslagproeftoestel

4.26.18.4 Hardheidsmeting

Bij een hardheidsmeting bepalen we de weerstand die een materiaal biedt tegen blijvende vervorming. Bij de te onderscheiden toestellen wordt bij de proef van het te onderzoeken werkstuk met een hard voorwerp een indrukking gemaakt. Het oppervlak of de diepte van de indrukking is samen met de kracht die voor het maken van de indrukking nodig is een maat voor de hardheid. De gevonden hardheid geeft een globale indruk van de materiaaleigenschappen. De meting van de hardheid vindt doorgaans plaats bij gereede onderdelen wat betekent dat het moet worden uitgevoerd op plaatsen waar het geen schade aanricht. Ook moet de te beproeven plek van het werkstuk toegankelijk zijn.

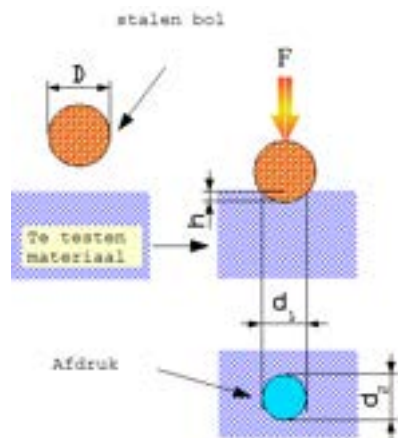
Er is een aantal overbekende meetmethodes beschikbaar voor het bepalen van de hardheid. Hiervan worden hier die van Brinell, Vickers en Rockwool besproken. Ook wordt ingegaan op de bepaling van de hardheid van rubber met de hardheidsmeting volgens Shore.

Hardheidsmeting volgens Brinell (HB)

Bij de hardheidsmeting volgens Brinell wordt een kogel van gehard staal, of van wolframcarbide in het te testen materiaal gedrukt. Deze kogel heeft meestal een diameter van 10,00 mm, maar afhankelijk van het te testen materiaal worden ook diameters van 5, 2,5 of 1 mm gebruikt. In principe geldt: hoe harder het materiaal, hoe kleiner de gebruikte kogel. Op de volgende bladzijde zien we een principetekening waarmee de werking van het toestel wordt aangegeven.

De kracht waarmee gedrukt wordt, kan ingesteld worden met behulp van de gewichten G en is afhankelijk van het te onderzoeken materiaal. De grootte van de indrukking is een maat voor de

hardheid van het materiaal. De mate van indrukking wordt bepaald aan de hand van de diameter van de indrukking. De hardheid volgens Brinell (HB) wordt vervolgens berekend als de verhouding van de aangewende kracht (in kgf) en de oppervlakte van de indrukking (bolkap) (in mm²) met de formule:

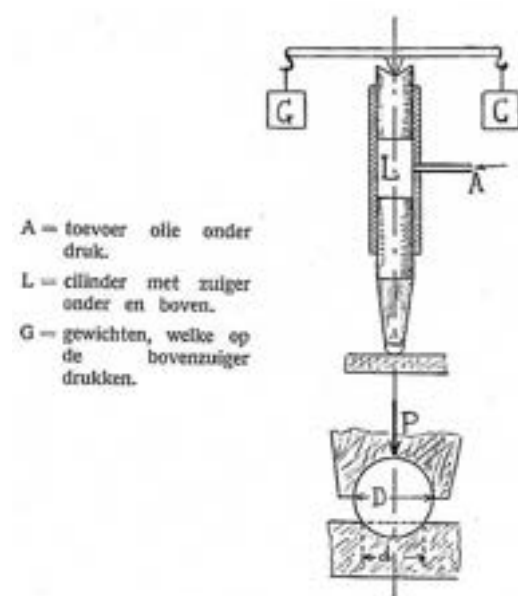


$$HB = \frac{F}{A} = \frac{2P}{\pi D(D - \sqrt{D^2 - d^2})} = [\text{kg/mm}^2]$$

Hierin is d de gemiddelde diameter van de indrukking oftewel:

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Tijdens de meting wordt bij A olie onder druk toegelaten die ervoor zorgt dat de zuiger waaraan de kogel bevestigd is naar beneden gedrukt wordt en de zuiger met de gewichten G omhoog gaat. Dit



voorkomt een stootsgewijs optredende druk en daarnaast bepaalt de grootte van G de uitgeoefende kracht op de kogel. Voor ijzer is deze kracht F 3000 kg. De kogeldiameter is meestal 10 mm. Bij het neerdrücken komt de kogel niet meteen tot rust. Daarom handhaven we de druk een zekere tijd bij de van nature hardere metalen, bij staal bijvoorbeeld houden we 10 seconden aan; bij de aanzienlijk zachtere metalen, zoals zink en tin, bedraagt deze rusttijd 30 seconden.

Hoewel de hardheid (zie bovenstaande formule) wordt uitgedrukt met de fysische grootheid kg/mm², dus druk, wordt deze als zodanig nooit gebruikt.

Principe werking beproevingsstoestel van Brinell

Rekenvoorbeeld

We vinden bij de beproeving van een gehard machineonderdeel een indrukking d met een diameter van 2,5 mm. De kogeldiameter D bedraagt 10 mm terwijl tijdens de meting een gewichtsbelasting van 3000 kg wordt toegepast.

$$HB = \frac{2F}{\pi D(D - \sqrt{D^2 - d^2})} = \frac{2 \cdot 3000}{3,14 \cdot 10 (10 - \sqrt{10^2 - 2,5^2})} = 602$$

In de praktijk wordt de hardheid op een tabel afgelezen en hoeven we niet iedere keer deze berekening uit te voeren. De indrukking wordt met behulp van een loep met bijpassende liniaal in tienden van millimeters nauwkeurig afgelezen.

Voor praktische uitkomsten kan worden aangenomen dat de trekvastheid van het materiaal kan worden berekend door het hardheidsgetal te vermenigvuldigen met de constante 0,346.

We vinden voor de volgende staalsoorten de volgende HB-waarden en treksterkte:

Materiaal soort	HB-waarde	Trekvastheid in kg/mm ²
Uitgegloeid staal	220 tot 250	76 tot 87
Gewalst staal	260 en hoger	90 en groter
Zeer zacht staal	95	33
Gehard staal	600 tot 900	208 tot 311

Hardheidsmeting volgens Vickers (HV)

Bij de hardheidsmeting volgens Vickers wordt een kleine diamant in de vorm van een piramide gebruikt als indruklichaam. Net als bij de hardheidsproef van Brinell wordt het indruklichaam gedurende een zekere tijd met een voorgeschreven kracht in een glad geschuurd oppervlak van een werkstuk gedrukt. Ook de hardheid volgens Vickers wordt berekend als de spanning die verkregen wordt door de indrukkingskracht te delen door de oppervlakte van de blijvende indrukking. De indrukking is in dit geval geen bolkap zoals bij Brinell, maar een piramide. Ook is de indrukkingkracht aanzienlijk kleiner dan die bij de proeven volgens Brinell.

De hardheid volgens Vickers (HV) wordt dus berekend als de verhouding van de aangewende kracht (in (kgf) en de oppervlakte van de indrukking (zijvlakken piramide) (in mm²) met de formule:

$$HV = \frac{F}{d^2} = \frac{2 \cdot F \sin \frac{136^\circ}{2}}{d^2} = \frac{F \cdot \sin 1,854}{d^2} = [\text{kg/mm}^2]$$

Hierin is d het rekenkundige gemiddelde van de twee diagonalen. De diagonalen worden opgemeten met een microscoop met ingebouwde liniaal.

Hoewel er enige overeenkomst bestaat tussen de proeven van Vickers en Brinell heeft die van Vickers een aantal voordelen:

- Door de kleine indrukkingskracht en daardoor geringere vervorming kan ook van zeer dunne materialen de hardheid bepaald worden
- De vorm van de indrukking is onafhankelijk van de belasting, waardoor bij verschillende belastingen toch vergelijkbare uitkomsten verkregen kunnen worden
- Doordat de vervorming erg klein is, wordt het werkstuk bijna niet beschadigd. Hierdoor kunnen sommige vlakken op hardheid worden onderzocht, die bij grotere beschadiging onbruikbaar zouden zijn geworden

Als nadeel van de Vickers hardheidsmeting wordt genoemd dat de vervorming zo klein is dat ze met een microscoop opgemeten moeten worden, wat meer tijd en moeite kost.

Hardheidsmeting volgens Rockwell (HR)

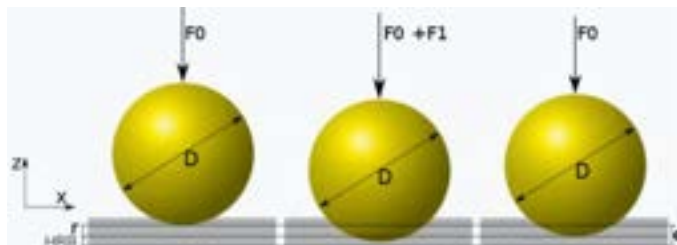
Bij de Rockwell hardheidsmeting wordt een heel klein indruklichaam gebruikt waarmee bij een kleine aanlegkracht een kleine indrukking in het te testen materiaal wordt gemaakt. Afhankelijk van het te testen materiaal wordt bij Rockwell een gehard stalen bolletje of een diamanten kegeltje als indruklichaam gebruikt. De wijzer van de meetklok (micrometer) registreert de indrukking in het werkstuk bij de verschillende belastingen van het indruklichaam.

De uiteindelijke proef volgens de methode van Rockwell wordt als volgt uitgevoerd:

Eerst wordt er op het werkstuk een indruklichaam geplaatst, dit is een stalen bolletje of een kegelvormige naald met een diamanten tip.

Op het indruklichaam wordt dan een voorlast F_0 van 10 kg aangebracht die bedoeld is om de invloed van lokale kleine oneffenheden aan het oppervlak van het materiaal op te heffen en om het indruklichaam op zijn plaats te houden. De penetratie van de voorlast bepaalt het nulpunt van de meting.

Daarna wordt de eigenlijke testlast F_1 (meestal 60, 100 of 150 kg) op het indruklichaam aangebracht. Dus in totaal is de belasting op het materiaal dan $F_0 + F_1$.



Schematische weergave belasting en indrukking

De drie belastingstoestanden en indrukking in het werkstuk worden hierboven schematisch weergegeven. Nadat de testlast F_1 weer is weggenomen, maar nog met de voorlast F_0 aanwezig, lezen we de Rockwell-hardheid (HR) af op de juiste hardheidsschaal. Die hardheidsschaal is afhankelijk van de keuze van het indruklichaam en van de testlast.

Rockwell schalen						
Schaal	Afkorting	Testlast (kgf)	Indruklichaam	Materiaal	N	h
A	HRA	60	bolconische diamant	cementcarbide, dun staal, oppervlakkig gehard staal	100	500
B	HRB	100	1.59 mm bal	koperlegering, zacht staal, aluminiumlegering, kneedbaar ijzer	130	500
C	HRC	150	bolconische diamant†	staal, harde gietijzers, perliet kneedbaar ijzer, titanium, diep-gehard staal, andere materialen harder dan 100 HRB	100	500
D	HRD	100	bolconische diamant†	dun staal en half-gehard staal en perliet kneedbaar ijzer	100	500
E	HRE	100	3.18 mm bal	gietijzer, aluminium en magnesiumlegering, lager- metalen metalen, thermoharder	130	500

Deel van de hardheidsschaal volgens Rockwell

Omdat de hardheid voor elk metaal op een specifieke manier wordt bepaald, wordt aan de hardheid altijd de letter van de schaal toegevoegd.

De getalswaarde van de hardheid kunnen we als volgt berekenen:

$$HR = N - h \cdot d$$

Hierbij zijn N en h de schaalfactor die horen bij de test en in de hiervoor getoonde tabel zijn aangegeven. De diepte d lezen we af van de micrometer op het toestel. De indrukkingsdiepte bij de Rockwellproef is dus een directe maat voor de hardheid.

Rekenvoorbeeld

We vinden bij de beproeving met het toestel van Rockwell van een gehard stalen machineonderdeel een indrukkingsdiepte van 0,0912 mm. De hardheid die hierbij hoort bedraagt:

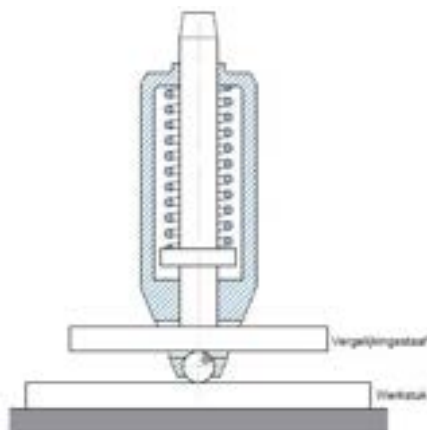
$$HRC = 100 - 500 \cdot 0,0912 = 54,4$$

Deze waarde komt overeen met de Brinell hardheid van 600 uit de eerder uitgevoerde berekening. Het verschil in beschadiging van het werkstuk bij de Rockwelproef is aanmerkelijk geringer dan die bij de proeven van Brinell en Vickers waardoor deze beter toepasbaar is bij gereede machinedelen.

Kogelslaghamer en Poldihamer

In de praktijk gebruiken we vaak de kogelslaghamer. Dit gemakkelijk hanteerbare toestel rust met een harde kogel op het werkstuk. Bij het plaatsen wordt een veer gespannen die daarna een hamertje met een zekere kracht op de kogel doet slaan. Aan de hand van de diameter van de indeuking wordt met behulp van een tabel de hardheid bepaald.

Een variant hierop is de zogenaamde Poldihamer (zie de afbeelding hiernaast). Bij de Poldihamer

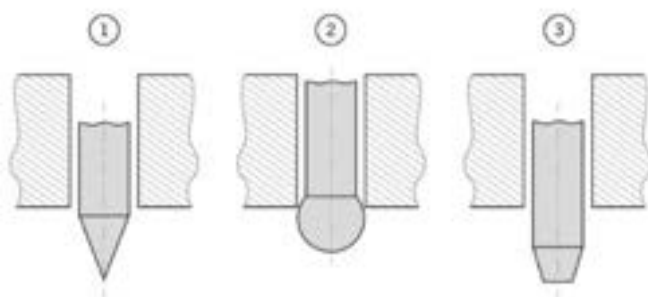


geven we met een bankhamer een klap op de steel van de kogelhouder, waarbij het werkstuk en de vergelijkingsstaaf met bekende hardheid wordt ingedrukt. Aan de hand van de kogelindruk van zowel het werkstuk als die van de vergelijkingsstaaf wordt met behulp van tabellen die bij het toestel horen de hardheid bepaald. Met zo'n instrument kunnen we op bijna elke gewenste plek de hardheid van een machineonderdeel bepalen. De meting is vergelijkbaar met die van het toestel van Brinell en dus ook hier zal de beschadiging op de meetplaats acceptabel moeten zijn.

Principe werking Poldihamer

Hardheidsmeting volgens Shore

De hardheidsschaal van Shore wordt vaak gebruikt om de hardheid van zachte rubbers, harde kunststoffen en superzachte gels te testen. De Shore-hardheid wordt getest met een instrument dat een Durometer wordt genoemd. Deze meter heeft een indruklichaam of een zogenaamde indentervoet van een bepaalde vorm die in het te testen materiaal wordt gestoken. Dit indruklichaam is veerbelast waarbij de veerkracht voor de penetratie van het indruklichaam zorgt. De penetratie van de indentervoet en de hoeveelheid tijd die nodig is voor het penetreren, wordt gebruikt om de hardheid van het materiaal uit te drukken.



1. Conus
2. Kogel
3. Afgetopte conus

Vormen van de indruklichamen van de Shore hardheidsmeting

Het getal op het instrument geeft de weerstand van het materiaal tegen indrukking aan. Hoe hoger het getal, hoe resistenter het materiaal is. Een laag getal duidt dus op een zachter materiaal en een hoog getal op een harder materiaal. Shore hardheid wordt uitgedrukt als een getal gevolgd door de letter A of D. De letter wordt bepaald door de schaal die wordt gebruikt om het materiaal te testen.

Er is een reeks Shore hardheidsschalen, waaronder Shore A, Shore D, Shore H en Shore O. Shore A en Shore D worden het meest gebruikt in de rubber- en kunststofindustrie. Rubber bij gemalen wordt toegepast voor trillings- dempers, als afdichtingsmateriaal bij terugslagkleppen en schuiven en in combinatie met hulpstoffen als flensverpakking. Ook membranen en het grote assortiment aan O-ringen voor de afdichting van statische en beweegbare machinedelen worden in dit verband genoemd.

Hardheid	Extra zacht	Zacht	Medium	Gemiddeld hard	Stug	Extra hard
Shore A	0-30	10-30	30-60	60-80	80-100	
Shore D				0-30	30-60	60-100

Hardheidsschaal voor Shore A en D

4.26.19 Metalen en legeringen

Metalen kunnen onderscheiden worden in enkelvoudige metalen of legeringen. De enkelvoudige metalen bestaan hoofdzakelijk uit een soort atomen, van allemaal hetzelfde element. Legeringen bestaan uit twee of meer atomen. Net als voor zuiver ijzer geldt vrijwel voor alle enkelvoudige metalen dat ze zacht en taai zijn, maar daardoor niet sterk en ongeschikt om mechanische belastingen op te nemen. Ze worden dan ook alleen gebruikt als het om hun speciale eigenschappen gaat, zoals:

platina, goud, zilver, koper en aluminium	een goed elektrisch geleidingsvermogen
koper en ijzer	een goed warmte geleidingsvermogen
lood, zink, chroom, tin en nikkel	een grote weerstand tegen corrosie
tin, koper en aluminium	een goede pletbaarheid
ijzer, kobalt en nikkel	goede magnetische eigenschappen

Legeringsmaterialen en eigenschappen

De lange lijst van metaallegeringen wordt in de techniek verdeeld in de volgende vier hoofdgroepen:

- IJzerlegeringen
- Koper- en nikkellegeringen
- Aluminiumlegeringen
- Tin-, lood- en antimoonlegeringen

4.26.19.1 IJzerlegeringen

De ijzerlegeringen en hun specifieke eigenschappen en toepassing zijn eerder in deze paragraaf behandeld.

4.26.19.2 Koper- en nikkellegeringen

Brons is een legering van koper en tin. Het tingealte kan variëren van 3 tot 20%. Meer tin maakt het materiaal harder, brosser en sterker. Brons is goed gietbaar en biedt een goede weerstand tegen slijtage en corrosie door bijvoorbeeld brak of zeewater.

Brons kan warm of koud worden vervormd waarbij de eigenschappen veranderen. Er wordt daarom onderscheid gemaakt tussen gietbrons en het zogenaamde kneedbrons. Brons wordt gebruikt voor appendages en lagers en zuigerpomphuizen. Speciale bronslegeringen worden gebruikt voor het maken van waaiers van pompen.

Messing bestaat uit koper en zink. Het zinkgehalte kan variëren van 15 tot 46%. Meer zink maakt het materiaal harder. Messing wordt vaak ten onrechte geelkoper genoemd. De naam van het metaal kan met het ezelsbruggetje 'met zink' worden onthouden. Messing is goed gietbaar en heeft een relatief laag smeltpunt van ongeveer 950 °C. Messing is goed koud te vervormen. Zink is niet goed bestand tegen corrosie vanwege het ontzinken van het materiaal. Messing wordt gebruikt voor koelwaterpijpen en appendages en als hard soldeer.

Monelmetaal is een natuurlijke legering van 67% nikkel, 30% koper en een rest van andere metalen waaronder ijzer. Een natuurlijke legering wil zeggen dat de ertsen in deze verhouding in de natuur voorkomen. Monelmetaal heeft een goede weerstand tegen corrosie en wordt onder ander toegepast voor de schoepen van kleine turbines.

Nimonic is een nikkellegering die onder andere voor de vervaardiging van uitlaatkleppen van motoren gebruikt wordt. Een veel toegepaste soort is Nimonic 115 met 0,15% koolstof, 20% kobalt, 15% chroom, minstens 1% ijzer, 1,2% titaan, 4,5% aluminium en 5% molybdeen. De rest, ongeveer 53%, van deze uitgebreide cocktail van metalen bestaat uit nikkel.

4.26.19.3 Aluminiumlegeringen

Aluminium is zeer zacht, taai en niet sterk. Om de materiaaleigenschappen te verbeteren, worden koper, zinksilicium, mangaan en/of magnesium aan het materiaal toegevoegd. Net als bij andere legeringen wordt bij aluminium onderscheid gemaakt tussen giet- en kneedlegeringen.

Duraluminium betekent hard aluminium en bestaat uit aluminium met ongeveer 4% koper, 1% magnesium en 0,5% silicium. Duraluminium wordt gebruikt voor machinedelen of constructies waar het gewicht een rol speelt.

Silumin is een gietlegering met 13% silicium en 0,1% natrium. In deze samenstelling wordt het gebruikt voor carterdeksels, kleppendeksels en zuigers. Voor het verkrijgen van betere eigenschappen bij hogere temperaturen kan 1% koper, 1% magnesium en 1 à 3,5% nikkel aan de legering worden toegevoegd. Het materiaal heeft een lage uitzettingscoëfficiënt en is daarom uitstekend geschikt voor de huizen van drukvulgroepen.

4.26.19.4 Tin-, lood- en antimoonlegeringen

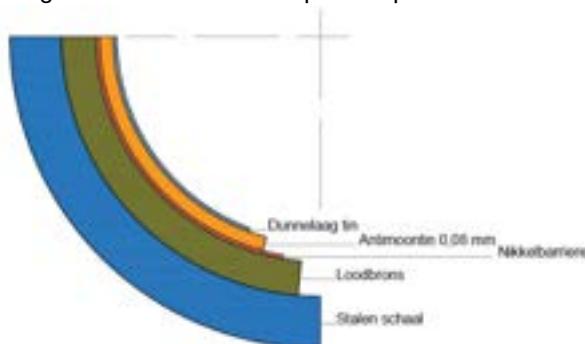
Babbitt is de oorspronkelijke naam voor lagermaterialen. Babbitt bestaat uit 75% lood, 10% tin en 15% antimoon of stibium. De as bij dit lagermateriaal wordt voor een deel gedragen door de vrij harde antimoon kristallen. Het materiaal zelf van de legering is vrij zacht en daardoor in onbruik geraakt. Het smeltpunt is niet hoog en ook is het materiaal gemakkelijk te bewerken waardoor de lagerschalen uitgevoerd met dit metaal met eenvoudige middelen zelf zijn aan te maken.

Witmetaal is de naam van de lagermetalen die na Babbitt in zwang kwamen. De metalen bestaan uit koper-tin en tin-antimoonkristallen, die gebed zijn in een basismassa van tin, die op zichzelf ook goede glijeigenschappen bezitten. Een gemiddelde samenstelling bestaat uit 80% tin, 10% koper en 10% antimoon.

Vanwege de hoge kostprijs van tin wordt dit metaal soms vervangen door 3 tot wel 70% lood. Deze met een grondmassa van lood samengestelde lagers kunnen minder hoge belastingen verdragen. Bij de behandeling van lagers wordt in detail ingegaan op de samenstelling van dit soort lagermetaal en het zelf gieten ervan.

Loodbrons kan zeer hoge vlaktedrukken weerstaan en bestaat uit 86% koper, 10% tin en 4% lood. Loodbrons komt voor als poreus, gesinterd materiaal, dat verzadigd met olie wordt toegepast bij kleine zelfsmurende lagers, zoals die bij dynamo's en elektrische startmotoren van verbrandingsmotoren.

Bij moderne lagerschalen vervult loodbrons als onderdeel van de zogenaamde drie-componentenlagers een belangrijke rol. Het lager bestaat bij dit soort lagers uit een dunne, voorgevormde schaal van speciaal plaatstaal. Daarin wordt een laag van 2 à 3 mm loodbrons en



eine dünne Lage Antimon von 0,08 mm angebracht, getrennt durch eine dünne Nickelbarriere, gefolgt von 0,01 à 0,02 mm reinem Zinn für das Inlöten. Die Dicke der Lagen ist sehr gering und eine Reason, dass die Schalen nicht auf die uralte Weise hergestellt werden können, sondern durch das Schleifen.

Laagopbouw drie-componentenlagers

4.27 Brandstoffen en verbranding

4.27.1 Brandstoffen, ontwikkeling en soorten

Minerale brandstoffen worden verkregen uit aardolie. Halverwege de 19^{de} eeuw werd de eerste bron in Amerika aangeboord. Het enige doel van de winning was het vervaardigen van lampenpetroleum waartoe een gedeelte gedestilleerd werd. Voor het tegelijkertijd uit de grond komende gas -nu bekend als benzine- was geen afzet en dat werd afgefakkeld. Het residu -stookolie, mazout of pacura- werd verstookt in stoomketels.

De ontwikkeling van de zogenaamde petroleummotor aan het einde van 19^{de} eeuw veroorzaakte meer vraag naar deze brandstof. Tegelijkertijd ontstond de vraag naar vluchtiger olie, zoals de tot dan toe afgefakkelde benzine. Tegen het begin van de vorige eeuw ontstond een veelzijdig gebruik voor de aardolieproducten, dat belangrijk toenam toen ook voor de zwaarder dan lampenpetroleum toepassingen gevonden werden. Zo ontstonden na een moeilijke ontwikkelingsgang, de lagedruk motor, de middeldruk- of inspuitsmotor, de dieselmotor, de Bronsmotor en de hogedruk motor met inspuiting in een voorkamer of met directe inspuiting. Verder werd de mogelijkheid ontdekt om uit het residu waardevolle smeeroliën te bereiden en stoffen als vaseline, paraffine en asfalt.

Hieruit mag worden opgemaakt dat bij de motoren bij gemalen in het verleden een aantal nu minder bekende soorten brandstoffen werden toegepast. Tegenwoordig beperkt dit zich hoofdzakelijk tot gas- en dieselolie. In een enkel geval wordt voor hulpmotoren benzine gebruikt. De aanmerkelijk goedkopere zware olie die in de scheepvaart in de motoren voor de voortstuwing wordt gebruikt, is bij de moderne dieselmotoren in gemalen nooit toegepast.

De oude dieselmotoren uit het historische gemalenbestand van de NGS uitgerust met oude Crossley motoren voor de aandrijving van pompen vormen daarbij een uitzondering. Deze Crossley motoren zijn geschikt voor het verstoken van zwaardere oliesoorten, waaronder ook de fossiele brandstoffen, zoals steen- en bruinkoolteerolie.

Deze over het algemeen dik vloeibare brandstoffen werden voor gebruik verwarmd door de uitlaatgassen van de betreffende dieselmotor. De relatief goedkope teeroliebrandstofsoorten werden gewonnen bij de gasproductie uit steen en bruinkool, dus een bijproduct van de gasfabriek. Verbranding van brandstof vindt uitsluitend plaats in de gasfase van de elementen waaruit de brandstof is opgebouwd. Voorafgaand hieraan heeft zich dus al een heel proces afgespeeld. Het is belangrijk de verschillende stappen van dit proces te kennen om de verbrandingsmotor op de juiste wijze te bedienen en eventuele storingen in relatie tot de toegepaste brandstof te onderkennen.

4.27.2 Brandstoffen, begrippen en definities

Om controle te kunnen uitoefenen op de kwaliteit van de toegepaste brandstof en de uiteindelijke prestaties van de verbrandingsmotor zijn in de loop van de tijd een aantal begrippen en definities ontwikkeld:

4.27.2.1 Verbrandingswaarde

Onder de verbrandingswaarde wordt de hoeveelheid warmte-eenheden verstaan die bij volledige verbranding van 1 kg brandstof wordt ontwikkeld bij een begin- en een eindtemperatuur van 15 °C.

We drukken dit uit in kcal/kg. De verbrandingswaarde, ook wel bovenverbrandingswaarde genoemd, is vanwege de lage eindtemperatuur, inclusief de verdampingswarmte van het vrije water in de brandstof en de verdampingswaarde die bij de verbranding van de waterstof ontstaat.

In een motor worden de rookgassen ver boven de condensatietemperatuur via de uitlaatgassenleiding afgevoerd, zodat we geen gebruik kunnen maken van deze verdampingswarmte. Een meer op de praktijk toegesneden begrip is daarom de stookwaarde. De bij de verbranding gevormde waterdamp heeft, vooral bij koud weer, de vorm van een witte pluim bij de uitlaat.

4.27.2.2 Stookwaarde

Onder de stookwaarde wordt de verbrandingswaarde verstaan, verminderd met de verdampingswarmte van het water dat in de brandstof aanwezig is en de verdampingswarmte die bij de verbranding van de waterstof ontstaat. De verdampingswarmte van de bij de verbranding gevormde waterdamp bedraagt 604 kcal/kg en kan uit de stoomtabel worden afgeleid. Ook de stookwaarde, bij motorbrandstoffen meestal de onder- verbrandingswaarde genoemd, wordt uitgedrukt in kcal/kg.

4.27.3 Vaste brandstoffen

Vaste brandstoffen zijn ontstaan uit planten(resten) en bestaan daarom hoofdzakelijk uit koolstof (C), waterstof (H) en zuurstof (O). Uit de omgeving hebben zij in de loop van de tijd behalve water ook minerale bestanddelen, zoals zand, opgenomen. Door rotting hebben zich via verschillende stadia langzaam asfaltachtige stoffen zoals bitumen gevormd. Uit deze koolwaterstofverbindingen is eveneens in een laag tempo de zuurstof en een klein deel van de waterstof ontweken waardoor het koolstofgehalte relatief groter wordt. Dit verklaart het verschil in de chemische samenstelling tussen de jonge vaste brandstoffen -zoals hout en turf- en de zeer oude brandstof antraciet, zoals in de volgende tabel is aangegeven. Het niet in de tabel opgenomen gehalte aan stikstof (N) en zwavel (S) bedraagt meestal 1%. In de praktijk proberen we een gehalte aan vluchtige koolwaterstoffen van 20% te benaderen, omdat dit gehalte een goede verbranding waarborgt.

Brandstofsoort	Gewichtspercentage brandstof				
	Koolstof (C)	Waterstof (H)	Zuurstof (O)	Water (H ₂ O)	Vluchtig
Hout	35	5	30	25	
Turf	40	5	25	25	70-60
Bruinkool	50-30	5	10	30-50	60-45
Steenkool	70-80	4	10-4	4-10	45-10
Antraciet	85	2	3	5	10-5
Fabriekscokes	87	1	2	5	

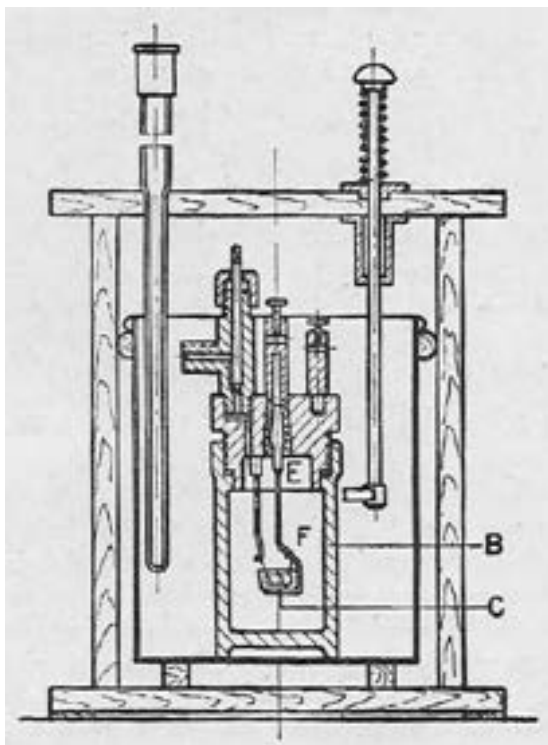
Chemische samenstelling vaste brandstoffen

4.27.4 Bepaling van de verbrandingswaarde

De verbrandingswaarde van een brandstof is afhankelijk van de vindplaats, de ouderdom en het percentage onbrandbare bestanddelen.

Voor het bedienen van een motorinstallatie is het van belang om de hoeveelheid warmte die gedurende het verbrandingsproces ontwikkeld wordt te leren kennen.

Een methode hiertoe is om met een speciaal daarvoor ontwikkelde calorimeter van een brandstofmonster de verbrandingswaarde vast te stellen en aan de hand daarvan de stookwaarde. Deze calorimeter (zie afbeelding) staat bekend als de bom van Berthelot-Mahler en werkt als volgt:



Van het brandstofmonster wordt een nauwkeurig afgewogen hoeveelheid in het platina schaalte C gebracht, dat aan het schroefdeksel van de bom is bevestigd. De stalen bom is aan de binnenzijde verglaasd om de inwerking van zuren tegen te gaan. De bom wordt na het opschroeven van het deksel met samengeperste zuurstof van ongeveer 25 kg/cm² gevuld en daarna in de calorimeter geplaatst. Hiervan zijn de temperatuur en de zogenaamde waterwaarde geijkt.

De ontsteking van het brandstofmonster heeft plaats door het tot gloeien brengen van het ontstekingsdraadje van nikkeline met behulp van een elektrische stroom. Het geïsoleerde platina staafje F waaraan het schaalte hangt, is verbonden met de positieve pool van een accu, de negatieve pool is verbonden met de behuizing B van de bom en daardoor met de andere zijde van het nikkeline draadje.

Bom van Berthelot-Mahler

De afloop van het verbrandingsproces is merkbaar doordat de temperatuur van het water in de calorimeter niet meer stijgt. Deze temperatuur kan met behulp van de speciale thermometer in 1/100 °C worden afgelezen. Uit de temperatuurstijging, de waterwaarde van de calorimeter met de daarin opgestelde bom, en de hoeveelheid brandstof kunnen we als volgt de zogenaamde bovenste verbrandingswaarde berekenen:

$$H_b = \frac{\text{Waterwaarde} \times \text{temperatuurverschil}}{\text{gewicht van de verbrande brandstof}} \quad [\text{kcal/kg}]$$

De verbrandingswaarde kan als de chemische samenstelling voldoende nauwkeurig bekend is ook aan de hand van de verbrandingswaarde van de afzonderlijke elementen worden berekend. Bij verbranding verbinden de afzonderlijke bestanddelen van de elementen van de brandstof zich met zuurstof in de verhouding van de atoomgewichten.

Koolstof (C)	Waterstof (H)	Zwavel (S)
$C + O_2 \rightarrow CO_2$	$2 H_2 + O_2 \rightarrow 2 H_2O$	$S + O_2 \rightarrow SO_2$
12 kg + 32 kg = 44 kg	4 kg + 32 kg = 36 kg	32 kg + 32 kg = 64 kg
1 kg C = $32/12 = 8/3$ kg O_2	1 kg $H_2 = 32/4 = 8$ kg O_2	1 kg S = $32/32 = 1$ kg O_2

De verbinding van waterstof met de zuurstof -het water dus- dat in de brandstof aanwezig is, gebeurt al vóór de verbranding en zó langzaam dat er geen warmteontwikkeling is waar te nemen. Omdat 8 kg zuurstof nodig is om 1 kg waterstof te binden, zal er bij verbranding slechts $(H - O/8)$ kg waterstof in 1 kg brandstof beschikbaar zijn voor verbranding.

Bij volledige verbranding van 1 kg brandstof bestaande uit koolstof (C), waterstof (H) en zwavel (S), worden al naar gelang het aandeel respectievelijk 8100, 34400 en 2500 kcal ontwikkeld. Dus is de (boven) verbrandingswaarde H_b van 1 kg brandstof:

$$H_b = 8100 C + 34400 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S \quad [\text{kcal/kg}]$$

Bij verbranding van 1 kg waterstof wordt $36/4 = 9$ kg water gevormd. Dit water en het water dat al in de brandstof aanwezig is, verdampst bij de verbranding, waarvoor ongeveer 600 kcal per kg water nodig is. Omdat de energie in deze waterdamp met de rookgassen de uitlaatgassenleiding verlaat en niet wordt benut, moet de bovenverbrandingswaarde hiermee als volgt worden gecorrigeerd om de stookwaarde of onderverbrandingswaarde H_o te verkrijgen. De formule voor de onderverbrandingswaarde luidt dan:

$$H_o = H_b - 600 \times 9 \left(H - \frac{O}{8} \right) - 600 w \quad [\text{kcal/kg}]$$

Of:

$$H_o = 8100 C + 29000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S - 600 w \quad [\text{kcal/kg}]$$

In de formule zijn w de gewichtsdelen vrij water in de brandstof die meestal ontstaat als gevolg van condensatie van de waterdamp in de lucht in opslagtanks.

De gehele berekenwijze kan het best worden toegelicht met het volgende voorbeeld uit de praktijk:

De elementairanalyse van een zekere brandstof geeft de volgende uitkomst:

Koolstof	85,9 gewichtsprocenten dus C = 0,859
Waterstof	12,9 gewichtsprocenten dus H = 0,0129
Zuurstof	0,8 gewichtsprocenten dus O = 0,008
Zwavel	0,4 gewichtsprocenten dus S = 0,004
Water	1,0 gewichtsprocenten dus W = 0,010

De bovenverbrandingswaarde H_b is:

$$H_b = 8100 \cdot 0,859 + 34400 \left(0,0129 - \frac{0,008}{8} \right) + 2500 \cdot 0,004 = 11360 \text{ [kcal/kg]}$$

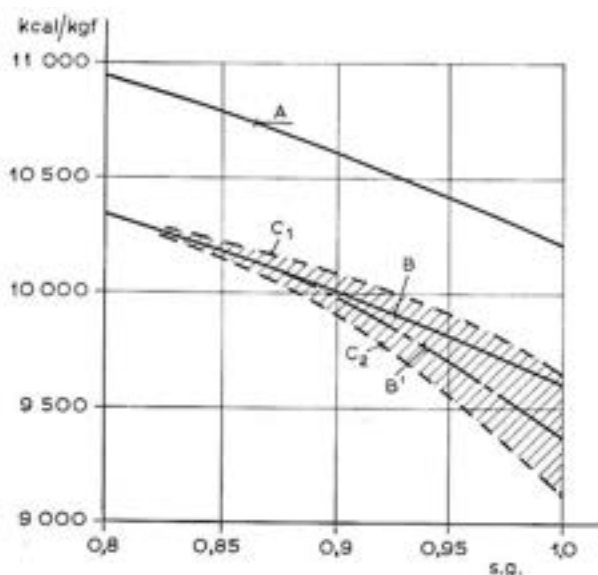
De onderverbrandingswaarde H_o is:

$$H_o = 8100 \cdot 0,859 + 29000 \left(0,0129 - \frac{0,008}{8} \right) + 2500 \cdot 0,004 - 600 \cdot 0,01 = 10660 \text{ [kcal/kg]}$$

De berekening van de verbrandingswaarde uit de elementairanalyse steunt op enkele aangenomen waarden en is daarom een benadering van de praktische waarde die wordt vastgesteld met de hiervoor besproken bom van Berthelot-Mahler. In de praktijk liggen de met de bom bepaalde waarden 3 à 4% lager dan de theoretische c.q. berekende waarden.

Het verschil van de bovenverbrandingswaarde, lijn A, en onderverbrandingswaarde, lijn B in de volgende grafiek, van uit aardolie bereide brandstoffen is voor het soortelijk gewicht tussen 0,8 en 1,0 vrijwel constant, te weten circa 600 kcal/kg. Tussen deze grenzen neemt de onderverbrandingswaarde, gemeten in watervrije toestand, af van circa 10300 tot circa 9500 kcal/kg.

In de meeste gevallen is de elementairanalyse niet bekend en ontbreekt ook de gelegenheid tot proefondervindelijke bepaling van de verbrandingswaarde met de calorimetrische bom. Dan is het mogelijk met de grafiek een vrij nauwkeurige schatting te maken van de verbrandingswaarde, als er betrouwbare gegevens over het soortelijk gewicht beschikbaar zijn. We gebruiken hiervoor de lijn B' die het gemiddelde voorstelt van een groot aantal proefondervindelijk bepaalde onderste verbrandingswaarden. De spreiding van deze waarden worden voorgesteld door de gestippelde lijnen C¹ en C².



Samenhang tussen soortelijk gewicht en verbrandingswaarde

4.27.5 Anilinepunt

De kennis van de elementairanalyse van een brandstof maakt het mogelijk de verbrandingswaarde te berekenen. Toch is deze niet geschikt om een volledige aanwijzing te geven over de aard van een vloeibare brandstof. In het bijzonder geeft zij geen antwoord op de vraag of zich meerdere of mindere ring- of cyclische verbindingen in de brandstof bevinden die in hoge mate de ontsteekbaarheid van de brandstof bepalen. Enig inzicht hierover krijgen we door het bepalen van het anilinepunt. Daartoe worden in een reageerbuis met thermometer gelijke volumes olie en aniline samengebracht. In koude toestand is dit mengsel troebel, maar na verwarming wordt het helder. Hierna laten we dit heldere mengsel weer afkoelen en wel zeer langzaam en gelijkmatig. Bij een bepaalde temperatuur komt de troebeling weer terug. Deze temperatuur, uitgedrukt in graden Fahrenheit, noemen we het anilinepunt. Hoe hoger het anilinepunt, hoe minder cyclische verbindingen, maar hoe meer ketenverbindingen de onderzochte olie bevat. Ketenverbindingen zijn weinig stabiel van opbouw en vallen bij verhitting uiteen in zwaardere moleculen en lichtere uiterst brandbare waterstofrijke moleculen.

Hierdoor ontsteekt een brandstof met veel ketenverbindingen beter dan die met ringverbindingen. Het anilinepunt voor dieselolie is bijvoorbeeld 176 °F (80 °C).

4.27.6 Vloeibare brandstoffen

Van de reeks vloeibare brandstoffen komt voor grote verbrandingsmotoren ook de zogenaamde zware olie in aanmerking. Zware olie blijft over uit aardolie, nadat daaruit door middel van destillatie benzine, kerosine, petroleum, en gas- of dieselolie is gehaald. Zware olie wordt als deze wordt gebruikt in stoomketels stookolie genoemd.

Aardolie, in het verleden ook wel ruwe petroleum genoemd, is ontstaan uit het zogenaamde sapropelium; de resten van de onvolledige ontbinding van in water zwevende kleine dieren en planten. De uiteindelijke olievorming is een gevolg van natuurlijke destillatie onder hoge druk en temperatuur wat zich diep onder het maaiveld afspeelt.

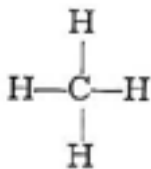
De olie ligt opgeslagen in de bodem in zand, zand- of kalksteenaders, het zogenaamde petroleumsysteem, omgeven door steenlagen die de olie en het daarbij aanwezige (aard)gas niet doorlaten. De druk bij dit destillatieproces diep onder de grond wordt voor een deel veroorzaakt door het gas dat niet door de steenlaag kan ontsnappen en is de oorzaak dat bij het aanboren van een nieuwe bron de olie naar boven wordt gestuwd.

De ruwe aardolie is donkerbruin tot zwart gekleurd en bestaat uit een mengsel van een groot aantal soorten onverzadigde en verzadigde cyclische koolwaterstofverbindingen waarvan de atomen kettingvormig of ringvormig met elkaar zijn verbonden. Deze oorspronkelijke verbindingen verschillen in kookpunt, soortelijk gewicht en vloeibaarheid. We onderscheiden onder andere:

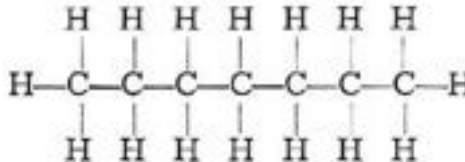
- Paraffinen of alkanen ($C_n H_{2n+2}$)
Dit zijn kettingvormige verzadigde koolwaterstoffen. Ze zijn chemisch weinig actief en bieden veel weerstand tegen invloeden op hun structuur
- Aromaten ($C_n H_{2n+6}$)
Dit zijn onverzadigde ringverbindingen met een vrij hoge stabiliteit. Ze hebben een laag waterstofgehalte en daardoor een lage verbrandingswaarde
- Olefinen of alkenen ($C_n H_{2n}$)
Dit zijn onverzadigde kettingverbindingen die als zodanig niet in aardolie voorkomen, maar tijdens het kraakproces ontstaan. Ze zijn chemisch zeer actief
- Naftenen of cyclanen ($C_n H_{2n}$)
De naftenen hebben dezelfde structuurformule als de olefinen. De naftenen hebben echter een ringvormige gesloten rijenstructuur én ze zijn verzadigd. Ze geven moeilijkheden bij de opslag, verwarming en verbranding van olie

Uit de aardolie, een mengsel van de lichte en zware koolwaterstofverbindingen, ontsnappen bij verwarming eerst de lichtste en daarna de steeds zwaardere fracties, dus achtereenvolgens benzine, petroleum en gasolie, totdat er een restant overblijft als er een temperatuur van ongeveer 340 °C is bereikt. Wat als restant bij die temperatuur overblijft, heet residu en heeft een kookpunt dat hoger ligt dan 340 °C. Dit residu wordt onder andere als stookolie in de handel gebracht of verder in een kraakproces verwerkt tot benzine, of in een destillatieproces verwerkt tot smeerolie. Om de verlangde dunvloeibaarheid en een laag zwavelgehalte te bereiken, wordt het residu in de raffinaderij wel vermengd met destillaat. Het zwavelgehalte van het destillaat is lager en dat van het residu is hoger dan dat van de oorspronkelijke aardolie, omdat de zwavel is gebonden aan zwaardere koolwaterstoffen.

Voor brandstoffen maar ook smeermiddelen is de reeks van verzadigde koolwaterstofverbindingen die kettingvormig zijn verbonden de belangrijkste. In het algemeen geldt voor koolwaterstoffen: hoe langer de koolstofketen, hoe zwaarder het molecuul en hoe hoger het kookpunt. De lichtste verbindingen uit deze reeks van paraffinen of alkanen, zijn gassen die bij kamertemperatuur worden gevormd. Voorbeelden hiervan zijn methaan CH_4 , ethaan C_2H_6 , propaan C_3H_8 , enz.



Methaan



Heptaan

Een voorbeeld van een vloeibare koolwaterstofverbinding uit de paraffinen- of alkanenreeks is heptaan C_7H_{16} , een benzinebestanddeel. Benzine is vloeibaar tot een temperatuur van 20 °C.

Paraffine (kaarsvet) daarentegen, is een mengsel van een koolwaterstofverbinding uit deze reeks met vaste kristallijne verbindingen van 16 tot wel 57 koolstofatomen, die bij kamertemperatuur een vaste stof vormen.

In het algemeen is de formule voor deze reeks, die met de verzamelnaam paraffinen of alkanen wordt aangeduid: C_nH_{2n+2} , wat betekent dat, als een lid van de reeks een aantal koolstof atomen (C) n bevat het een aantal waterstofatomen (H) $2n+2$ bevat. De waarde 'n' van de reeks loopt van 1 tot over 50. De stoffen met een n-waarde tot 5 zijn bij kamertemperatuur en atmosferische druk gasvormig, die van 5-16 vloeibaar en die met een n-waarde groter dan 16, vast.

Omdat stookolie een mengsel is van overwegend lange koolwaterstofverbindingen, waardoor er meer zwaardere koolstofmoleculen dan de lichtere waterstofmoleculen in de vloeistof aanwezig zijn, is deze zwaarder en is daarmee ook de hoge viscositeit (dikvloeibaarheid) van deze brandstof verklaard. Het percentage stookolie dat de ruwe aardolie bevat, is afhankelijk van de vindplaats. Sommige soorten aardolie bevatten minder dan 10% stookolie, in andere komen in het geheel geen vluchtige bestanddelen voor en worden zonder nadere verwerking als stookolie gebruikt. Deze zeer wisselende samenstelling is een bezwaar voor het geven van een begrensde specificatie van de ruwe olie. We gaan uit van een scheikundige samenstelling die bestaat uit 86% koolstof (C), 12,5% waterstof (H) en 0,5% andere bestanddelen. De stookwaarde is ongeveer 10.000 cal/kg en het soortelijk gewicht 0,85-1 kg/dm³.

Hieruit kan worden afgeleid dat zware olie en stookolie een cocktail is van een groot aantal soorten koolwaterstofverbindingen met verschillende eigenschappen. Tegenwoordig worden motorbrandstoffen vermengd met zogenaamde biologische olie vervaardigd uit suikerriet of uit gebruikte oliën en vetten uit afvalstromen van de voedselindustrie.

4.27.7 Brandstofeigenschappen en testmethodes

De eigenschappen die we aan motorbrandstoffen voor een gecontroleerde bedrijfsvoering stellen, moeten qua getalwaarde steeds hetzelfde zijn, ongeacht door wie of waar de eigenschappen worden gemeten. Om die eigenschappen te kunnen meten, is in de loop van de tijd een aantal apparaten en genormaliseerde testmethodes ontwikkeld.

Een aantal van belang zijnde methodes worden hierna in het kort besproken en toegelicht:

- **De viscositeit**
De viscositeit in relatie met de temperatuur bepaalt de verpompbaarheid en de verstuijbaarheid
- **Het troebelingspunt, het filterpunt en het stolpunt**
Het troebelingspunt, het zogenaamde filterpunt en het stolpunt zijn van belang bij de opslag en gebruik van de brandstof of smeeroilie bij koude weeromstandigheden
- **Het soortelijk gewicht**
Olie wordt per gewichtseenheid verhandeld, maar per volume-eenheden gemeten. Bovendien geldt hoe dunner de olie hoe lager het soortelijk gewicht en hoe beter de stook- en verbrandingswaarden
- **De uitzettingscoëfficiënt**
Is van belang bij opslag. Een overvolle opslagtank kan onder zomerse omstandigheden overlopen
- **Het vlampunt en het brandpunt**
Van belang bij het inregelen van de stookolietemperatuur voor de brander
- **Anilinepunt**
Met behulp van het anilinepunt kunnen we de ontsteekbaarheid van een bepaalde brandstof bepalen
- **Conradsongetal**
Het Conradsongetal is van belang voor het bepalen van de mate van slijtage als gevolg van het koolresidu in een brandstof of smeeroilie
- **De verbrandingswarmte**
De verbrandingswarmte -ook wel calorische waarde- uitgedrukt in boven- en onderverbrandingswaarde is van belang bij het toetsen van de bedrijfsvoering en bepalen van de theoretische prestaties van een verbrandingsmotor
- **Verontreinigingen**
Het gehalte water, zwavel en mogelijk andere verontreinigingen. Nodig voor de bedrijfsvoering en toetsing van de geschiktheid van de brandstof voor de motorinstallatie. Denk hierbij aan zwavel en het dauwpunt hiervan
- **Dieselindex**
De dieselindex is een maat voor de ontsteekbaarheid van een brandstof

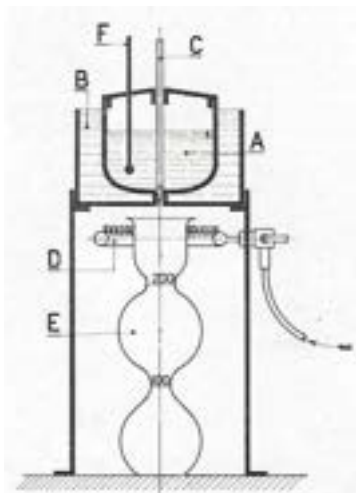
4.27.7.1 Viscositeit

De viscositeit is een maat voor de inwendige wrijving die de stroming van een vloeistof door een leiding of een opening tegenwerkt. Een hoge viscositeit betekent dat de vloeistof dik vloeibaar is. Van olie neemt de viscositeit bij verwarming af. Om brandstofolie te kunnen verpompen en verstuijven, moeten we weten bij welke temperatuur dat mogelijk is.

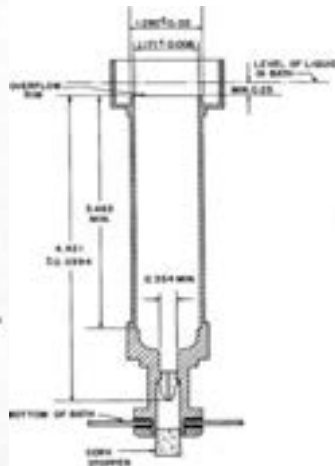
De viscositeit wordt gemeten in zogenaamde viscosimeters. De meest gebruikte meters zijn die van Engler, Redwood en Saybolt. In een dergelijke meter wordt van een bepaalde hoeveelheid olie, die op een van tevoren vastgestelde temperatuur wordt verwarmd, de uitstroomtijd bepaald die de vloeistof nodig heeft om door een opening van geijkte vorm en afmeting te stromen.

Bij de bepaling van de viscositeit met de toestellen van Redwood en Saybolt is de uitstroomtijd van de vloeistof in seconden de maat voor de viscositeit. We krijgen dan bij de stroperige stookoliesoorten waarden in de 1000-tallen die niet veel zeggen.

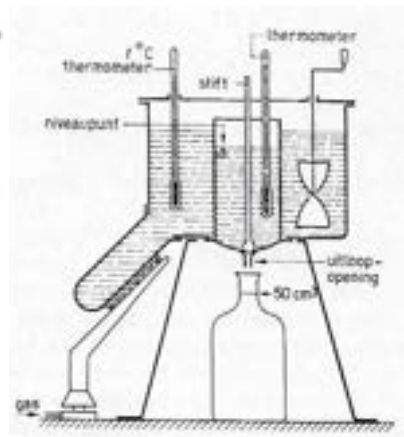
Engler heeft dit ondervangen door de uitstroomtijd te vergelijken met die van water bij 20 °C. De viscositeitswaarden die met het toestel van Engler worden bepaald, worden in tegenstelling tot die van Redwood en Saybolt niet in seconden uitgedrukt, maar in graden.



Viscosimeter van Engler



Viscosimeter van Saybolt



Viscosimeter van Redwood

Bij de viscositeitsmeting met het toestel van Engler wordt als volgt te werk gegaan. In het bakje A wordt 250 cm³ olie langzaam en gelijkmatig verwarmd door het vloeistofbad B, dat op zijn beurt verwarmd wordt door de gasbrander D. De olie temperatuur kan op de thermometer worden afgelezen. Doorgaans wordt de viscositeit bepaald bij vier temperaturen, namelijk 20, 50, 80, en 100 °C. In de bodem van het bakje bevindt zich een gekalibreerde uitstroomopening die tijdens het verwarmen door de stift C gesloten wordt. Nadat we de stift C omhoog hebben getrokken, laten we van de 250 cm³ precies 200 cm³ uitstromen in een ondergelegen maatglas. De tijd die hiervoor nodig is, wordt gedeeld door de tijd die nodig is voor het uitstromen van 200 cm³ water van 20 °C. Het quotiënt is het aantal graden Engler. Is die tijd voor een bepaalde oliesoort bijvoorbeeld 225 sec. bij 80 °C en voor water 50 sec bij 20 °C, dan heeft de olie een viscositeit van $225/50 = 4,5$ graden Engler.

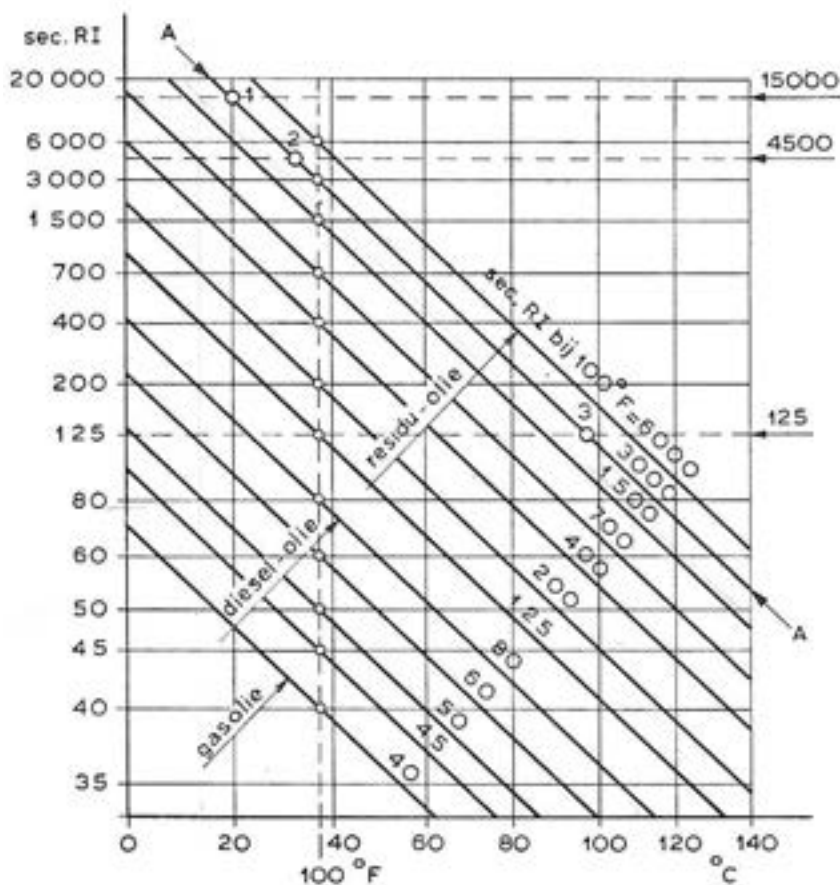
Bij de viscositeitsmeting met het toestel van Redwood, dat veelal in de Angelsaksische landen wordt gebruikt, heeft het bakje een bepaalde verhouding van afmetingen en wordt dit tot het niveau punt gevuld. De uitloopopening wordt met een bolletje aan de stift gesloten. We brengen het oliemonster in het bakje op de gewenste temperatuur door het water of de verwarmingsolie in de ruimte eromheen met een gasbrander te verwarmen. Met een roerinrichting zorgen we voor een gelijkmatige temperatuur. We meten de uitlooptijd van 50 cm³ in seconden bij een of meer temperaturen, bijvoorbeeld 70 en 100 °F. Is de uitlooptijd van een oliemonster gemeten bij 100 °F bijvoorbeeld 3500 s, dan wordt de viscositeit aangeduid met 3500 sec. Redw. bij 100 °F.

In Amerika wordt veel gebruik gemaakt van de viscosimeter van Saybolt. Het toestel, waarvan in de figuur alleen het binnenwerk is afgebeeld, werkt min of meer hetzelfde als het toestel van Redwood met dien verstande dat we 60 cm³ olie laten uitvloeien.

Ook de uitstroomopening wijkt af van die bij Redwood (groter) waardoor de verkregen waarden uitgedrukt in seconden Saybolt Universal niet zonder meer zijn om te rekenen.

De natuurkunde ten slotte rekent met weer andere en theoretisch gefundeerde eenheden voor de viscositeit van een vloeistof, namelijk de stokes of de centistokes (cS); genoemd naar de Engelse natuurkundige Stokes. De viscositeit wordt bepaald met een in principe afwijkende viscositeitsmeter. Vooral in de smeerolietechniek wordt hiervan gebruik gemaakt, onder andere om direct uit de fysische waarden van de viscositeit de draagkracht van een smeerfilm te berekenen. Omdat de verschillende viscositeitswaarden niet zondermeer met een eenvoudige factor in elkaar zijn om te zetten, wordt voor het omrekenen van een bepaalde viscositeit van de ene schaal in de andere meestal gebruik gemaakt van tabellen en grafieken.

In de volgende grafiek staan op de y-as op dubbel logaritmische schaal de aanduidingen voor viscositeit in sec. Redwood I en op de x-as de temperatuur in °C van een aantal soorten brandstof oliën. Uit de grafiek is het verloop van de viscositeit bij verandering in de temperatuur af te lezen.



Tabel indeling dieselmotorbrandstoffen en verloop viscositeit afhankelijk van de temperatuur

In de volgende tabel worden de kwaliteitcijfers gegeven van een aantal brandstoffen voor dieselmotoren. De kwaliteitcijfers zijn bedoeld om aan te duiden wat in de regel van een bepaalde brandstof kan worden verwacht.

Ten aanzien van de kolommen A tot en met F kan het volgende worden opgemerkt:

- Gasolie A is bestemd voor lichte snellopende dieselmotoren als gebruikt bij rail en wegtractie
- Gasolie B wordt geleverd als industriële gasolie, voor fabrieksmotoren, poldergemalen en voor motoren die in de binnenvaart worden gebruikt
- Dieselolie C, ook wel aangeduid met 'Marine Diesel Fuel', is bestemd voor grote voortstuwingmotoren van zeegaande schepen voor zover deze niet zijn ingericht voor het gebruik van de zware brandstoffen D, E en F. Deze zware brandstoffen zijn in de regel residu-brandstoffen en in feite brandstoffen voor stoomketels

De volgende tabel vermeldt de gegevens van enkele dieselmotorbrandstoffen:

	Gasoliën		Dieselolie		Zware oliën	
	A	B	C	D	E	F
Viscositeit Sec. RI bij 100 °F	32	35	tot 60	1000-1500	3000	6000
Soortelijk gewicht bij 15 °C	0,83	0,84	tot 0,92	0,90 - 0,94	0,94 - 0,98	0,98 - 1,00
Vlampunt °C	74	78	min 65	min 65	min 65	min 65
Troebelepingspunt °C	-16	-16				
Stolpunt °C	-21	max. -21	-5	max. 4,5	max. 21	max. 15,5
Verontreinigingen max %	nihil	sporen	0,25	0,75	1,2	1,3
Zwavel max %	0,7 - 1	ca. 1,0	1,5	1 - 3	1 - 3	1 - 3
Conradson (op 10%) %	0,03	0,05	1,5	1 - 8	1 - 8	1 - 8
As max%	sporen	0,01	0,02	0,1		
Diesel index	57	45	40 a 50			
Bovenverbrandingswaarde kcal/kg			10.500			

Tabel indeling dieselmotorbrandstoffen met kwaliteitswaarden

4.27.7.2 Troebelingspunt, filterpunt en stolpunt

Bij afkoeling kunnen de paraffinen in een brandstof of smeerolie kristallen vormen. Bij voortgaande afkoeling groeien deze kristallen aan en vormen een netwerk, waartussen de resterende vloeistof als het ware gevangen zit. De vloeibaarheid neemt sterk af waardoor filters en nauwe doorgangen in het leidingsysteem verstopen. Ten slotte wordt de olie zo stijf dat ze niet wil vloeien en verpompt of verstoven kan worden.

Voor de bepaling van het troebelingspunt en het stolpunt wordt dezelfde apparatuur gebruikt. Een voorgeschreven hoeveelheid olie wordt in een glazen beker gebracht die voorzien is van een doorboorde stop. Door de opening is een thermometer in de vloeistof gebracht.

Daarna wordt de beker langzaam afgekoeld en het dalen van de temperatuur nauwkeurig gadeslagen. Na elke temperatuurdaling van 2 °C wordt de beker uit het koelapparaat genomen en een weinig gekanteld om de vloeibaarheid van de olie vast te kunnen stellen. Zodra de vorming van kristallen optreedt, is het troebelingspunt bereikt en wordt hiervan de temperatuur genoteerd. Hierna moet grote zorg worden gedragen dat het netwerk daarvan niet verstoord wordt door een beweging van de nog vloeibare olie of de thermometer. Wanneer we bij verdere afkoeling merken dat de vloeistof niet meer beweegt bij de thermometer of de randen van de beker, wordt het geheel horizontaal gehouden gedurende 5 seconden. Vindt hierbij geen vloeistofbeweging meer plaats, dan is het stolpunt bereikt. Ook hiervan noteren we de temperatuur. Het uiteindelijk stolpunt dat volgens de normen bij de gegevens van brandstoffen wordt vermeld, ligt 3 °C (of 5 °F) hoger.

Bij de bepaling van het troebelpunt wordt de thermometerbol tot halverwege in de vloeistof gestoken, bij de bepaling van het stolpunt bevindt deze zich juist onder de vloeistofspiegel.

Bij het stolpunt is de betreffende olie niet meer verpompbaar en sowieso niet meer door een filterelement te persen. Bij het troebelpunt is de vloeistof goed te verpompen, maar is het de vraag of de gevormde kristallen een filterelement kunnen passeren. Dit is reden dat tegenwoordig oliemaatschappijen een nieuw begrip hanteren, namelijk het filterpunt, of cold filter plugging point (CFPP) in het Engels. Dit is de temperatuur waarbij een standaardfilter verstopt raakt binnen een bepaalde tijd.

Het filterpunt is vooral van belang bij lichte brandstoffen, zoals dieselolie bij gemalen, omdat die niet verwarmd worden. De temperatuur van de brandstof in bijvoorbeeld de opslagtank buiten moet dus hoger zijn dan die van het filterpunt. Bij de dieselolie voor dieselmotoren van bijvoorbeeld tractiewerktuigen worden gedurende winterperiode door de leveranciers additieven aan de brandstof toegevoegd waardoor het filterpunt wordt verlegd. We spreken dan van winterdiesel. In de praktijk werd met hetzelfde doel dieselolie in de winter gemengd met een klein deel benzine.

Het stolpunt is vooral van belang bij zware brandstoffen en smeerolie. Bij zware brandstoffen kan het stolpunt variëren van -20 tot +50 °C. Beneden het stolpunt is zware olie, als ze niet wordt opgewarmd, niet te verpompen.

Oude motoren, waarin bijvoorbeeld teerolie werd verstoekt, werden altijd opgestart met een lichtere brandstofsoort om nadat de motor op bedrijfstemperatuur was, over te schakelen op de zwaardere soort. Omgekeerd moest bij deze motoren eerst worden overgeschakeld op de lichtere brandstofsoort voordat ze buiten werking werden gesteld, omdat anders na afkoeling het leidingsysteem verstopt raakte met de zware olie.

4.27.7.3 Soortelijk gewicht

Het soortelijk gewicht wordt in de tabel hiervoor aangeduid met soortelijk gewicht. Eigenlijk moet er staan volumieke massa. Omdat er nagenoeg hetzelfde wordt bedoeld, blijven we hier soortelijk gewicht gebruiken.

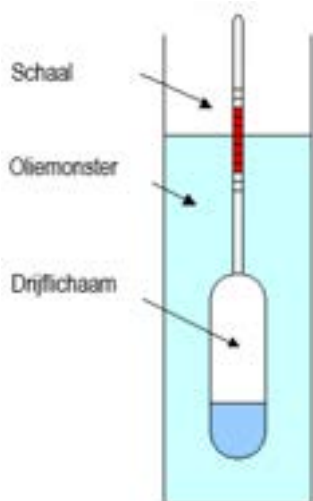
Het soortelijk gewicht wordt op twee manieren opgegeven:

- Soortelijk gewicht als de verhouding tussen het gewicht van 1 dm³ olie van 60 °F (15,5 °C) en het gewicht van 1 dm³ water van 60 °F, aangeduid met: s.g. 60 °F/60 °F
- Soortelijk gewicht als de verhouding tussen het gewicht van 1 dm³ olie van 15 °C en het gewicht van 1 dm³ water van 4 °C, aangeduid met: s.g. 15 °C/4 °C

Het soortelijk gewicht is zeer belangrijk voor de controle van de ingenomen oliehoeveelheden. We meten namelijk per volume-eenheid, maar betalen per gewicht.

Bepaling door middel van wegen

Het soortelijk gewicht wordt het nauwkeurigst bepaald door weging van een bepaald volume vloeistof. Er zijn voor dit doel flesjes in de handel met een ingeslepen doorboorde glazen stop; zie de rechter figuur hieronder. Zetten we de stop op het geheel gevulde flesje, dan loopt de overtollige vloeistof door de doorboring weg waardoor we steeds hetzelfde volume vloeistof wegen. We vullen nu eerst het lege flesje, dan vullen we het flesje met water en wegen opnieuw. Door het eerst gevonden gewicht van het laatst gevonden gewicht af te trekken, vinden we het gewicht van het water. Vervolgens wordt het water verwijderd en het flesje gevuld met in ons geval bijvoorbeeld dieselolie. Op dezelfde wijze als hiervoor bepalen we nu het gewicht van de dieselolie. Door nu het gewicht van de olie te delen door het gewicht van het water vinden we het soortelijk gewicht (s.g.) van de dieselolie.



Densimeter van Baumé



Flesje voor bepaling soortelijk gewicht

Bepaling door middel van vergelijken

Vlugger, maar minder nauwkeurig, verkrijgen we het soortelijk gewicht met een areometer of densimeter van Baumé; zie de linker afbeelding hierboven. Op de dunne steel van de meter is een schaal aangebracht. Door na te gaan tot welk merkteken (graad) de meter in de vloeistof zinkt, bepalen we rekenkundig het soortelijk gewicht.

Het is bekend dat de meeste vloeistoffen als gevolg van de capillaire werking tegen de wand van een vat enigszins hol omhoog staan. Dit verschijnsel doet zich ook voor bij de steel van de densimeter waardoor het soortelijk gewicht lager schijnt dan het werkelijk is. Dat betekent dat het enige ervaring behoeft om de meter goed af te lezen.

Bij de bepaling van het soortelijk gewicht meten we eerst de temperatuur, omdat de uitzettingscoëfficiënt van olie ongeveer 0,007 per °C bedraagt en het soortelijk gewicht bij een temperatuurverschil van 1,5 ° ongeveer 1% toe- of afneemt.

Op de meter is aangegeven bij welke temperatuur deze is geijkt. Om een eventuele omrekening te kunnen maken, moeten we van een correctietabel gebruik maken, zoals hieronder is afgebeeld:

Olietemperatuur °C	Gevonden soortelijk gewicht moet worden	
	verminderd met	vermeerderd met
10	0,0070	
12	0,0056	
14	0,0042	
16	0,0028	
18	0,0014	
20	-----	-----
22		0,0014
24		0,0028
26		0,0042
28		0,0056
30		0,0070

Correctietabel voor aangenomen standaardtemperatuur van 20 °C

Maken we een indeling van de aardoliedestillaten naar het soortelijk gewicht, dan krijgen we een tabel, zoals hieronder is afgebeeld.

Deze indeling kan geen aanspraak maken op nauwkeurigheid. Met name ruwe oliën en residu kunnen zeer uiteenlopende soortelijke gewichten vertonen naarmate daarin veel zware of lichte bestanddelen in voorkomen of bij een residu is achtergebleven.

Destillaatnaam	Soortelijk gewicht [kg/dm³]
Petroleumether	0,60 – 0,69
Lichte benzine	0,69 – 0,73
Zware benzine	0,73 – 0,79
Lamppetroleum	0,79 – 0,82
Gasolie	0,82 – 0,84
Dieselolie	circa 0,92
Zware olie	0,90 – 1,00

Tabel voor oliedestillaten en hun soortelijk gewicht

Het soortelijk gewicht wordt op de aerometer niet direct als zodanig afgelezen, maar in graden. Herleiding van deze aerometergraden in soortelijk gewicht en omgekeerd gebeurt volgens formules die verschillen naar gelang de vloeistof soortelijk zwaarder of lichter is dan water.

Deze formules luiden in algemene vorm:

1. voor vloeistoffen met soortelijk gewicht groter dan 1 kg/dm³

$$s.g. = \frac{a}{b - \text{graden}} \quad \text{en} \quad \text{graden} = b - \frac{a}{s.g.}$$

2. voor vloeistoffen met soortelijk gewicht kleiner dan 1 kg/dm³

$$s.g. = \frac{c}{d + \text{graden}} \quad \text{en} \quad \text{graden} = \frac{c}{s.g.} - d$$

Voor de gradering bestaan verschillende schalen, waarvan er hier twee worden genoemd met aanduiding van de constanten a en b, respectievelijk c en d:

1. De rationele Baumé-schaal die in Nederland veel wordt gebruikt en waarvoor bij 15 °C geldt dat $a = b = c = d = 144,3$.

Dit betekent dat bij deze schaal het soortelijk gewicht van water uitgedrukt in nationale Baumé graden 0 is:

$$\text{graden} = \frac{144,3}{1} - 144,3 = 0$$

2. De Amerikaanse Baumé-schaal, ook wel de API-schaal genoemd. API staat voor American Petroleum Institute.

Hiervoor geldt bij 60 °F (15,6 °C) $a = b = 145$, terwijl $c = 140$ en $d = 130$. De graden volgens deze schaal noemen we API-dichtheid of 'API gravity'.

Dit betekent dat bij deze schaal het soortelijk gewicht van water uitgedrukt in Amerikaanse Baumé graden 10 is:

$$\text{graden} = \frac{140}{1} - 130 = 10$$

Het verschil in uitkomst van de twee meetmethoden maakt het rekenen aan en vergelijken van oliesoorten er niet makkelijker op. Zie hiervoor ook: het bepalen van de dieselindex, verderop in deze Leidraad.

Het soortelijk gewicht van aardolieproducten is steeds kleiner dan 1. Dit is ook het geval bij olie die is gewonnen uit bruinkool. De in het verleden toegepaste steenkoolteerolie bij oude motoren heeft echter een soortelijk gewicht dat groter is dan 1; en wel 1,1 à 1,2. Er bestaat een eenvoudig middel om na te gaan of we met aardolie of bruinkoolteerolie of steenkoolteerolie te maken hebben: de twee eerstgenoemde oliën drijven op water, terwijl omgekeerd water op de laatst genoemde vloeistof drijft.

Bij het toenemende gebruik van vloeibare brandstoffen is men steeds meer de eigenschappen van brandstoffen gaan omlijnen. Pogingen om in dit opzicht tot internationale regelingen te komen, hebben onvoldoende resultaat gehad. Dit maakt het vakkundig beoordelen van de brandstof- en smeeroïlen er niet makkelijker op.

De beoordeling van motorbrandstoffen naar het soortelijk gewicht is in toenemende mate bemoeilijkt, doordat motorbrandstoffen steeds vaker mengsels zijn van zwaardere en lichtere soorten.

4.27.7.4 Uitzettingscoëfficiënt

Als bekend is hoeveel brandstof uitzet bij een bepaalde temperatuurverhoging, dan kunnen we uitrekenen tot hoever een brandstoftank gevuld mag worden om niet over te stromen onder bijvoorbeeld zomerse omstandigheden. We maken hierbij gebruik van de zogenaamde kubieke uitzettingscoëfficiënt.

De uitzettingscoëfficiënt γ (gamma) van een vloeistof, uitgedrukt in $\text{m}^3/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$, kan redelijk eenvoudig zelf berekend worden met behulp van het soortelijk gewicht bij twee zo ver mogelijk uit elkaar liggende temperaturen. Een en ander met behulp van de volgende formules:

$$\gamma = \frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta T} = [/^{\circ}\text{C}]$$

Of

$$\gamma = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = [/^{\circ}\text{C}]$$

Hierin is:

- γ de kubieke uitzettingscoëfficiënt in $^{\circ}\text{C}$
- ρ het soortelijk gewicht in kg/dm^3
- V het volume van de vloeistof in dm^3
- T de temperatuur in $^{\circ}\text{C}$

Voorbeeld:

Stel, we hebben dieselolie waarvan bekend is dat het soortelijk gewicht bij 10°C , $0,927 \text{ kg}/\text{dm}^3$, en bij 30°C , $0,913 \text{ kg}/\text{dm}^3$ bedraagt. De kubieke of volumieke uitzettingscoëfficiënt bedraagt dan:

$$\gamma = \frac{1}{0,913} \cdot \frac{0,014}{20} = 0,76 \times 10^{-3} [/^{\circ}\text{C}]$$

Stel dat deze olie uit een ondergrondse opslagtank, waar de temperatuur 5°C is, naar de dagtank in het gemaal met een inhoud van 2000 liter (dm^3) wordt gepompt. In de machinekamer van het gemaal is het 25°C . Op het moment dat de olie in de dagtank op omgevingstemperatuur is gekomen, zal bij een volle dagtank er 30 liter olie via de overstort van de dagtank terug naar de ondergrondse opslag zijn gevloeid. Een en ander wordt als volgt berekend:

$$V_{\text{uitzetting}} = V_{\text{opslag}} \cdot \lambda \cdot 10^{-3} \cdot \Delta T = 2000 \cdot \frac{0,76}{1000} \cdot 20 = 30,5 [\text{ltr}]$$

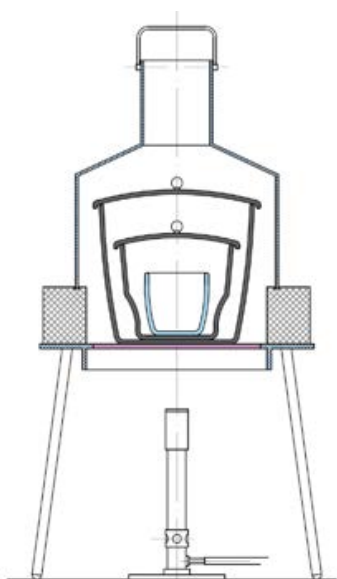
Het bovenstaande toont aan dat een dagtank van een overloopleiding moet zijn voorzien en dat deze leiding gekoppeld moet zijn aan de ondergrondse voorraadopslagtank waaruit wordt gesuppleerd.

4.27.7.5 Het koolvormingsgetal van Conradson

Om een indruk te krijgen hoeveel koolaanslag er zou kunnen ontstaan bij het gebruik van cilindersmeerolie in een zuigerstoommachine heeft Conradson een zeer bruikbare proef ontwikkeld.

Deze proef werd later en wordt ook nu nog steeds uitgevoerd voor brandstoffen en smeerolie voor na de stoommachine ontwikkelde verbrandingsmotoren. Van brandstoffen en smeerolie wordt dan ook vrijwel altijd het zogenaamde Conradsongetal opgegeven. Het Conradsongetal staat evenwel in geen enkele verhouding tot de werkelijk ontwikkelde koolaanslag bij gebruik van een bepaalde brandstof of smeerolie in een dieselmotor of stoomwerktuig. Het koolvormingsgetal heeft alleen waarde bij de onderlinge vergelijking van oliesoorten.

Bij uitvoering van de proef wordt in een porseleinen kroes (zie de tekening hiernaast) met bekend gewicht een hoeveelheid olie nauwkeurig afgewogen. De kroes wordt in een ijzeren pot gezet, die in een soort oven geplaatst wordt. Hierin wordt zonder toetreding van lucht de olie zo sterk verhit



dat behalve de koolrest alle bestanddelen verdampen. Deze bestanddelen verbranden boven de kleine schoorsteen met kap van het apparaat. Na afkoelen wordt de koolrest met kroes en al gewogen. Het Conradsongetal wordt verkregen door hiervan het gewicht van de kroes af te trekken en te delen door het gewicht van het gebruikte monster. Het getal wordt meestal in procenten aangegeven. Voor dieselolie en zware olie bedraagt het Conradsongetal respectievelijk ongeveer 2% en 15%. Oliehandelaren gebruiken vaak internationaal gebruikelijke termen en duiden het Conradsongetal aan met CCR, dit staat voor Conradson carbon residue. Het CCR-getal wordt vaak gebruikt om de vervuiling van zuigerveren aan te geven. Een hoog CCR-getal zal bij langdurige lage motorbelastingen zeker aanleiding geven tot overmatige slijtage aan voering en zuigerveren.

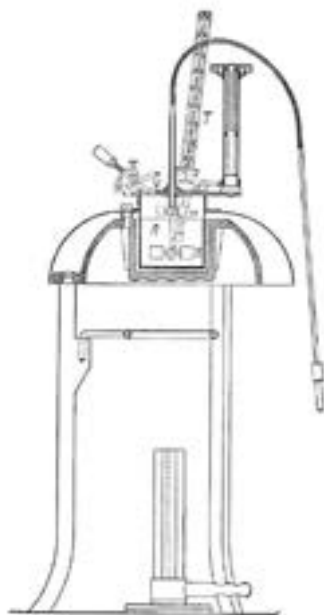
Koolresidu testapparaat van Conrad

4.27.7.6 Brandpunt en vlampunt

Het ontvlammingspunt, of kortweg vlampunt, is de laagste temperatuur waarbij de ontwikkelde damp van een olie kan worden ontstoken. Bij deze temperatuur wordt net zoveel damp of gas ontwikkeld dat de vlam kan worden onderhouden. Bij de beproeving ervan zal de damp even ploffen als zij in contact komt met een vlam, maar ze blijft niet branden. Hoe hoger het vlampunt ligt, hoe kleiner het brand- of ontploffingsgevaar is. Dit is van groot belang voor de opslag, het transport en het gebruik van de brandstof bij de bemalingsinstallatie.

Het brandpunt is de laagste temperatuur waarbij de gasontwikkeling zodanig is dat de olie zonder hulpmiddelen blijft branden. Het brandpunt ligt gewoonlijk 10-25 °C hoger dan het vlampunt. Het vlam- en brandpunt worden bepaald met het hieronder afgebeelde toestel van Pensky-Martens.

Het vat A, waarin zich een hoeveelheid van de te beproeven brandstof bevindt, wordt bij dit toestel omgeven door een luchtmantel die door een gasbrander wordt verwarmd. Behalve de thermometer



bevindt zich in de vloeistof een met de hand bewogen roerwerk dat gedurende de proef met een snelheid van 1 à 2 omwentelingen per minuut wordt gedraaid. Het vat is aan de bovenkant gesloten met een vlak deksel waarin zich openingen van een voorgeschreven vorm bevinden. Deze openingen worden met een vlakke draaischuif afgedekt. Waarnemingen worden gedaan bij iedere 5 °C temperatuurstijging. Het roerwerk wordt dan even stilgezet en de draaischuif geopend. Het mechanisme is zo ingericht dat bij het openen het proefvlammetje V automatisch op de juiste wijze in het vat wordt gebracht. Het moet daar precies 1 seconde blijven en wordt dan snel teruggetrokken, waarbij de schuif weer gesloten wordt. Het bereiken van het ontvlammingspunt wordt merkbaar door een flauwe ontploffing in het toestel. De temperatuur waarbij de gasontwikkeling zo sterk is dat na ontsteking de vlam blijft branden, noemen we het brandpunt.

Toestel van Pensky-Martens

4.27.7.7 Verbrandigswarmte en de stookwaarde

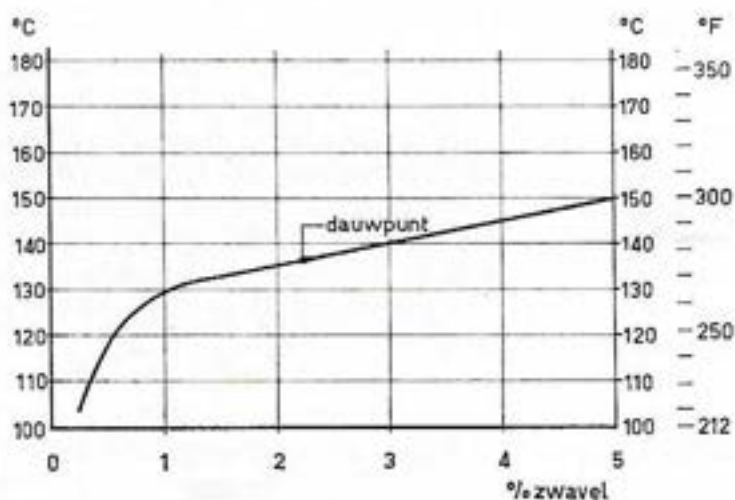
Bij de behandeling van de vaste brandstof steenkool is aangegeven hoe aan de hand van de chemische samenstelling van de brandstof zowel de boven- als de onderverbrandingswaarde of stookwaarde kan worden vastgesteld. Ook is in deze paragraaf aangegeven hoe deze waarden proefondervindelijk met de zogenaamde 'bom' van Berthelot-Mahler kunnen worden bepaald. De bovenverbrandingswaarde van dieselolie varieert tussen de 10.175 - 10.320 kcal/kg.

4.27.7.8 Verontreinigingen van olie

Tot de verontreinigingen van olie behoren water, zwavel, as en mechanische verontreinigingen. Water is geen brandstof en doordat het verdampt tijdens de verbranding in de motor en via de uitlaat ontwijkt, onttrekt het warmte aan het proces. Bij het bepalen van de stookwaarde hebben we gezien dat dit een klein verlies geeft. Een en ander moet niet verward worden met de waterdamp die ontstaat uit de chemische verbinding van zuurstof en de waterstof in de brandstof tijdens het verbrandingsproces.

Stookolie bevat 0,7-3% zwavel die wel verbrandt, maar slechts een kwart van de warmte levert die eenzelfde gewicht aan olie ontwikkelt. De zwavel verbrandt tot SO₂ (zwaveldioxide) dat zich met water verbindt tot H₂SO₃ (zwavelig zuur) en vervolgens tot H₂SO₄ (zwavelzuur), die de oorzaak kunnen zijn van ernstige corrosieverschijnselen. We moeten dan ook zorgen dat de eindtemperatuur van de rookgassen in de installatie en uitlaatgassenleiding steeds boven het dauwpunt van de rookgassen ligt. Dit is mogelijk door met een zo'n klein mogelijke luchtvermaat te stoken.

Het zuurstofgehalte van de rookgassen bij een motor is groot, zodat de SO_2 (zwaveldioxide) makkelijk met het water in de uitlaatgassen tot H_2SO_4 (zwavelzuur) reageert. De temperatuur waarbij de zwaveltrioxide en de waterdamp uit de rookgassen zwavelzuur vormen noemen we het zuurdauwpunt. De ligging van dit punt is afhankelijk van het zwavelgehalte van de brandstof en van de luchtfactor waarmee wordt gestookt. In het diagram hieronder wordt de relatie tussen het zuurdauwpunt van de rookgassen en de concentratie zwavel in de brandstof aangegeven.



Dauwpunten in relatie tot zwavelgehalte

Brandstofolie bevat in de regel slechts een kleine hoeveelheid as die gedeeltelijk bestaat uit natriumsulfaat (Na_2SO_4), ook wel glauberzout genoemd, en vanadium pentoxide (V_2O_5). Deze stoffen vormen een slakafzetting op oppervlakken die een hoge temperatuur hebben, met als gevolg dat de warmtedoortocht van de gassen sterk achteruit gaat.

Onder mechanische verontreinigingen worden verstaan roest- en hamerslagdeeltjes die loslaten van het (binnen)oppervlak van tanks en leidingen. Deze deeltjes worden door middel van filtratie uit de brandstof verwijderd.

4.27.8 Gasvormige brandstoffen

Als gasvormige brandstof voor verbrandingsmotoren in gemalen kennen we slechts twee soorten: zuiggas vanaf omstreeks begin vorige eeuw tot het midden daarvan, en aardgas vanaf de tweede helft van de vorige eeuw tot nu. De aardgaswinning in Nederland dateert uit de jaren zestig van de vorige eeuw.

4.27.8.1 Zuiggas

Zuiggas wordt bereid door een mengsel van lucht en waterdamp door antraciet, cokes, hout of turf te leiden. Dit gebeurt in een soort oven -de generator- die door de gloeiende vaste brandstof zelf wordt verwarmd. Het gas wordt vervolgens aangezogen door de motor (vandaar zuiggas) die met het gas moet worden aangedreven.

Het zuiggas bevat 18% H (waterstof), 6% CO₂ (koolstofdioxide), 25% CO (koolstofmonoxide), 50% N (stikstof) en 1% andere gassen. Het zogenaamde arme zuiggas heeft slechts een verbrandingswaarde van 1435 kcal/Nm³ (6000 kJ/Nm³). Het gas bevatte veel verontreinigingen in de vorm van onverbrande kool- en teerbstanddelen waardoor de motoren snel verontreinigden en onderdelen snel sletten. Omdat er in Nederland geen museale gemalen meer bestaan met een zuiggasmotor wordt er in deze Leidraad niet verder op deze gassoort als motorbrandstof ingegaan.

4.27.8.2 Aardgas

Aardgas uit het **Groningse Slochteren** bestaat voor 81,9% uit CH₄ (methaan), voor 3,3% uit hogere gasvormige koolwaterstoffen, voor 14% uit N (stikstof) en 0,8% CO₂ (koolstofdioxide). Aardgas heeft per winplaats vaak een andere samenstelling. In de volgende tabel wordt daarvan een gedetailleerd voorbeeld gegeven. Aardgas heeft een bovenverbrandingswaarde van 7560 kcal/Nm³ (31650 kJ/Nm³).

Toen het aardgas in Nederland ontdekt werd en er een fijnmazig distributienetwerk werd uitgerold, was de verwachting dat ook de aandrijving van de pompen in gemalen met gasmotoren zouden worden uitgerust. Niets is minder waar gebleken, want er zijn slechts drie gemalen uitgerust met gasmotoren: twee met dual fuel motoren -Hongerige Wolf en Mr. U.G. Schilthuis- en één -gemaal Rozema- met volledig gasgestookte motoren.

Bestanddeel	Formule	Gronings gas			Canadees gas (Union Gas) ^[4]
		Volume-%	Mol-%	Massa-%	Mol-%
Methaan	CH ₄	81,30	81,29	69,97	95,2
Ethaan	C ₂ H ₆	2,85	2,87	4,63	2,5
Propan	C ₃ H ₈	0,37	0,38	0,90	0,2
Butaan	C ₄ H ₁₀	0,14	0,15	0,47	0,06
Pentaan	C ₅ H ₁₂	0,04	0,04	0,16	0,02
Hexaan	C ₆ H ₁₄	0,05	0,05	0,23	0,01
Stikstof	N ₂	14,35	14,32	21,52	1,3
Zuurstof	O ₂	0,01	0,01	0,02	0,02
Koolstofdioxide	CO ₂	0,89	0,89	2,10	0,7

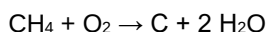
Samenstelling aardgas van twee verschillende bronnen

4.27.9 Verbranding

Verbranding is een snel verlopend proces waarbij de bestanddelen van een brandstof met zuurstof worden verbonden, warmte wordt ontwikkeld en de stof gaat gloeien. Deze warmte wordt in stoomketels gebruikt voor het genereren van stoom die vervolgens in de stoommachine wordt omgezet in mechanische arbeid. In de meeste gevallen zal verbranding gepaard gaan met het optreden van een vlam, veroorzaakt door de gloeiende gas- of dampmassa. Verbranding zal alleen plaatsvinden in de gasvormige toestand van de brandbare elementen van de brandstof door deze in reactie te brengen met zuurstof.

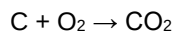
Hiervoor moet een voldoende hoge temperatuur, de ontstekingstemperatuur of het vlampunt van het gas, zijn bereikt. Deze ontstekingstemperatuur loopt voor de verschillende stoffen sterk uiteen. Daalt de temperatuur beneden de ontstekingstemperatuur, dan dooft de vlam. Dit is bijvoorbeeld het geval als we een kaars uitblazen.

Het lichtgevende vermogen van een vlam is te danken aan de vaste koolstofdeeltjes die erin voorkomen en die door de hitte van de vlam tot gloeien worden gebracht. Het gaslicht van de straatlantaarns uit het verleden dankt zijn helderheid aan het zogenaamde gloeikousje dat in de vlam was aangebracht. Zuivere waterstof brandt met een kleurloze vlam. Is bij het verbranden van een gas of damp de luchttoevoer gering, dan bindt het element met de grootste affiniteit tot zuurstof zich hiermee als eerste. Bij koolwaterstofverbindingen is dat waterstof. Als voorbeeld de onvolkomen verbranding van de koolwaterstofverbinding methaan:



Er vindt dan een onvolkomen verbranding plaats waarbij de onverbrande koolstofdeeltjes gaan gloeien en licht uitzenden. Houden we een koud voorwerp in de vlam bij deze verbranding, dan zal zich hierop de onverbrande koolstof als roet afzetten, een verschijnsel dat we waarnemen bij de vlampijpen en rookgaskanalen in een stoomketel. Ook zullen de rookgassen die via de schoorsteen worden afgevoerd donker gekleurd zijn en de stoker waarschuwen voor een verkeerd afgestelde verbrandingsluchttoevoer.

Als er wel voldoende lucht aanwezig is voor de verbranding, dan verbrandt ook de koolstof en wel als volgt:



Als gevolg van het ontbreken van vaste koolstofdeeltjes wordt de vlam kleurloos.

De mate van roetvorming is dus een maat voor het al of niet op de juiste wijze stoken van een stoomketel. De stoker moet dan ook regelmatig naar buiten gaan om de rookpluim op de schoorsteen te analyseren. Een grijs-witte rookpluim geeft aan dat er gestookt wordt met te veel lucht, terwijl een donker gekleurde pluim aangeeft dat niet genoeg lucht voor een goede verbranding voorhanden is. Bij een goed aangelegd en onderhouden vuur zal er een licht flonkerende pluim op de schoorsteen staan.

De uiteindelijke verbranding van brandstoffen in de vuurgang of vuurhaard van een stoomketel vindt afhankelijk van de soort brandstof en de aggregatietoestand (vast, vloeibaar of gasvormig) in de volgende stappen plaats:

4.27.9.1 Verbranding van steenkool (vaste brandstof)

Voordat er sprake is van verbranding moet in geval van een vaste brandstof deze eerst worden gedroogd en ontgast. Hiervoor moet warmte worden toegevoerd. Bij een voldoende hoge temperatuur zullen als eerste de brandbare gassen ontsteken en vervolgens de koolstof -hier cokes genoemd- verbranden. Ontsteking vindt plaats als de aanvoer van warmte zoveel groter is dan de afvoer, wat met de ontstekingstemperatuur wordt bereikt.

De aanvoer van warmte vindt plaats door:

- Verbranding van de brandstof (de verbrandingswarmte)
- Voorverwarmde verbrandingslucht

De afvoer van warmte vindt plaats door:

- Uitstraling van het brandstofbed
- Verwarming van de brandstof en de verbrandingslucht tot de ontstekings temperatuur van de brandstof

Het verwarmen van de verbrandingslucht eist een substantieel deel van de door verbranding ontwikkelde warmte op en is de reden om deze voor te verwarmen door deze langs de warme ketel te leiden of met behulp van een zogenaamde luchtvoorverwarmer; afgekort aangeduid met LUVVO. De ontstekings temperatuur van steenkool ligt gemiddeld op 450 °C, voor cokes - dus ontgaste steenkool- is dat 650 °C. Dit betekent dat als we met een te grote lucht overmaat en niet-voorverwarmde lucht stoken we in staat zijn het vuur uit te blazen.

De ontbranding van de ontwijkende gassen is afhankelijk van de samenstelling ervan. De belangrijkste daarvan zijn in de volgende tabel weergegeven. Uit de tabel kan worden opgemaakt dat als de ontstekings temperatuur niet wordt gehaald van een bepaalde gassoort deze onverbrand kan ontwijken.

Gassoort	Ontstekings temperatuur °C	Ontstekings snelheid m/sec	Stookwaarde kcal/kg	Soortelijk gewicht kg/Nm ³
Methaan	700	0,25	12.000	0,70
Ethyleen	540	0,50	11.500	1,25
Acetyleen	430	1,10	2.700	1,15
Koolstofoxide	650	0,30	2.400	1,25
Waterstof	580	2,00	29.000	0,09
Zuurstof	-	-	-	1,43
Stikstof	-	-	-	1,25

De eigenlijke verbranding verloopt als volgt:

- Omzetting van de C-H-O verbindingen in vluchtige C-H verbindingen
- Uiteenvallen van de C-H verbindingen in vrije C en CH₄, C₂H₂, C₂H₄ verbindingen die vervolgens weer uiteenvallen in C en H₂
- Verbranding van de H₂ tot H₂O dat in het vuur weer ontleed wordt in H₂ en O waarmee de vrije C tot CO verbrandt waarbij opnieuw H₂O wordt gevormd
- Verbranding van CO tot CO₂ en van H₂ tot H₂O

4.27.9.2 Verbranding van zware olie en stookolie (vloeibare brandstof)

Hiervoor is aangegeven dat er alleen sprake kan zijn van verbranding als de brandstof in de gasfase verkeert en dat die fase uitgaande van vaste brandstoffen via de vloeistoffase wordt bereikt.

Vloeibare brandstoffen staan dus ten opzichte van vaste brandstoffen een stap dichterbij de gasfase. Daar waar bij vaste brandstof, zoals steenkolen, het omringende vuur op de roosters in de stoomketel de kolen op ontstekings temperatuur brengen, gebeurt dit bij vloeibare brandstoffen voor het overgrote deel door middel van voorwarmers buiten de ketel. Bij een verbrandingsmotor zorgt de hete gecompriëerde lucht en de verbranding zelf dat brandstof in de gasfase raakt.

Voor het krijgen van een goede verbranding moeten de olie en de lucht in de juiste gewichtsverhouding en de vereiste toestand in de vuurgang of -haard van de stoomketel of de verbrandingsruimte worden gebracht.

Bij een goede verbranding van de brandstof zijn de rookgassen van een verbrandingsmotor nagenoeg kleurloos. Komt er zichtbare rook uit de uitlaat, dan is dat een teken dat er met de verbranding iets niet goed gaat. Er bestaat witte, blauwe, grijze en zwarte rook.

Witte rook bestaat uit een nevel van brandstof en/of waterdruppeltjes en wijst in het algemeen op een te lage verbrandingstemperatuur. Zowel bij het opstoken van een stoomketel als het starten van een motor vanuit een koude toestand, kan het voorkomen dat de eerste tijd witte rook uit respectievelijk de schoorsteen of de uitlaat komt. Bij een koude ketel of motor koelen de rook of uitlaatgassen zover af dat condensvorming optreedt. Ook kan het gebeuren dat er in een of meerdere cilinders geen verbranding plaatsvindt waardoor de fijn vernevelde brandstof onverbrand als witte nevel uit de uitlaat komt. Als de stoomketel of motor op temperatuur komt, houdt de witte rook op. Bij (diesel)motoren met voor- en wervelkamers duurt de opwarming naar verhouding langer dan bij motoren met directe inspuiting.

Blauwe rook ontstaat door onvolledige verbranding van smeerolie en wordt meestal veroorzaakt door een teveel aan smeerolie in de verbrandingsruimte. De olie kan in de verbrandingsruimte komen door slecht functionerende olieschraapveren, of langs de klepstelen bij te veel speling. Een blauwe rokende motor verbruikt veel smeerolie en vervuult snel.

Grijze of zwarte rook wordt gevormd door kleinere of groter hoeveelheden roetdeeltjes in de rookgassen als gevolg van onverbrande koolstof. Roetvorming kan verschillende oorzaken hebben, maar alle komen er op neer dat de brandstofdeeltjes niet lang genoeg in een gebied met voldoende hoge temperatuur verblijven om geheel te verbranden. Bij een slechte verstuiving van de brandstof in een stoomketel of motor zijn de brandstofdruppels te groot. Tegen de tijd dat de kern van zo'n druppel aan verbranding toe is, zijn de rookgassen de vuurhaard, bij een stoomketel, of de cilinder bij een motor uit en zover afgekoeld dat ze niet meer verbranden.

Een slechte vermenging van brandstof met lucht kan op de ene plek een overmaat aan lucht tot gevolg hebben en op een andere plaats in de verbrandingsruimte zorgen voor een zuurstoftekort, waardoor ondanks een voldoende grote luchtfactor, toch grijze of zwarte rook ontstaat.

Als een dieselmotor overbelast wordt -dat wil zeggen dat er veel brandstof wordt ingespoten- kan de rookgrens bereikt worden. De totaal beschikbare hoeveelheid lucht wordt dan onvoldoende om binnen de beschikbare tijd alle brandstofdeeltjes van lucht te voorzien zodat de motor lichtgrijs begint te roken. Bij verder verhogen van de belasting zal de rookgrens verder worden overschreden en wordt de rook steeds donkerder.

Bij motoren met een drukvulgroep begint de motor te roken als het toerental te snel wordt opgevoerd. Dit wordt veroorzaakt doordat de drukvulgroep tijd nodig heeft om op toeren te komen c.q. de voor dat moment vereiste luchthoeveelheid te leveren.

4.27.9.3 Verbranding van aardgas (gasvormige brandstof)

Gasvormige brandstof hoeft alleen met de juiste hoeveelheid lucht vermengd te worden om goed en snel te kunnen ontsteken en verbranden in een verbrandingsmotor. Als we naar het in het verleden toegepaste zuiggas kijken, waren er genoeg problemen om een voldoende rijk en uniform samengesteld gas te bereiden. Ook de verontreinigingen in de vorm van roetdeeltjes en teerbestanddelen leiden niet zelden tot slecht presterende installaties en veel onderhoud.

Het hedendaagse aardgas is ten opzichte van vaste en vloeibare brandstof, maar ook het zuiggas, een uitermate schone brandstof, wat zich uit in een aanzienlijk langere levensduur van de motorinstallaties. Hierbij deden zich echter weer andere problemen voor, zoals met betrekking tot de smering als gevolg van de relatief grote hoeveelheden zwavel in deze brandstof en de bougieontsteking.

De werkingsprincipe van een gasmotor is volgens die van Otto waarbij de brandstof wordt ontstoken door een vonk of vlam. Dit neemt niet weg dat gas ook verstookt kan worden in een dieselmotor door deze in een bepaalde verhouding te vermengen met de verbrandingslucht en met behulp van een kleine hoeveelheid dieselolie te ontsteken. Dit principe is in de Tweede Wereldoorlog toegepast bij een aantal door dieselmotoren aangedreven gemalen om op de schaarse dieselolie te besparen. Het gas werd dan vaak gegenereerd met hout omdat ook steenkool tot de schaars verkrijgbare goederen hoorde. Een dergelijke motor noemen we een dual fuel motor.

4.27.10 Benodigde hoeveelheid verbrandingslucht

Hierna wordt uitgelegd hoe men aan de hand van de samenstelling van de brandstof het luchtverbruik van een motor kan uitrekenen.

4.27.10.1 Scheikundige begrippen

Verbranding is een scheikundig proces. Voor een goed begrip van verbrandingsverschijnselen is daarom enige kennis van de scheikunde noodzakelijk en kan een korte samenvatting hiervan nuttig zijn.

In de natuurkunde wordt bestudeerd hoe de eigenschappen van een stof -alles wat ruimte inneemt- veranderen bij de drie aggregatietoestanden (vast, vloeibaar en gasvormig). De samenstelling van de stof blijft hetzelfde en kan na een toestandsverandering weer teruggebracht worden naar de begintoestand. De scheikunde houdt zich bezig met verschijnselen waarbij de originele eigenschappen van een stof verloren gaan en nieuwe stoffen ontstaan met andere eigenschappen, zoals bij de verbinding met zuurstof (verbranding, oxidatie) of bij het onttrekken van zuurstof (reductie). Bij het tot stand komen van een scheikundige verbinding komt meestal warmte vrij, aangeduid met exotherme reactie, maar soms wordt ook warmte opgenomen of moet warmte worden toegevoerd. Dit laatste noemen we een endotherme reactie.

De stoffen die wij gebruiken, zijn samengesteld uit een grote hoeveelheid zeer kleine deeltjes. De kleinste deeltjes van een stof, waarin de eigenschappen van de stof nog aanwezig zijn, noemen we moleculen. De moleculen bestaan op hun beurt uit nog weer kleinere deeltjes, die we elementen noemen, en meestal niet meer de eigenschappen van de oorspronkelijke stof hebben. Elementen zijn stoffen die niet in andere stoffen kunnen worden gesplitst.

Waterstof en zuurstof bijvoorbeeld blijken niet meer te kunnen worden gesplitst in andere stoffen, zij behoren daarom tot de elementen.

Bij brandstoffen en de samenstelling van de rookgassen zijn de volgende elementen van belang:

Element	Latijnse naam	Symbool
Koolstof	Carbonium	C
Waterstof	Hydrogenium	H
Zuurstof	Oxygenium	O
Stikstof	Nitrogenium	N
Zwavel	Sulfur	S

Om de samenstelling van stoffen en de scheikundige omzetting in sterk verkorte vorm te kunnen weergeven, worden de elementen aangeduid met de eerste en zo nodig met de tweede letter van hun Latijnse of Griekse benaming.

De kleinste deeltjes van elementen noemen we atomen. Atomen kunnen zich met andere atomen verbinden tot moleculen. Hierbij doen zich de volgende twee mogelijkheden voor:

- Een aantal atomen van hetzelfde element verbindt zich tot moleculen. De moleculen van de hiervoor aangegeven gasvormige elementen waterstof (H) en zuurstof (O) bestaan elk uit twee atomen. We geven dit aan met een subscript cijfer aan de voet van het symbool, dus voor waterstof H_2 en zuurstof O_2
- Een aantal atomen van verschillende elementen verbindt zich tot een (scheikundige) verbinding. Zo vormen twee atomen waterstof en één atoom zuurstof één molecuul water aangeduid met H_2O en een atoom koolstof met twee atomen zuurstof één molecuul koolstofdioxide aangeduid door CO_2

Om het aantal moleculen van een stof aan te geven, plaatsen we een getal voor het lettersymbool. Zo stelt $2 CO_2$ twee moleculen koolstofdioxide voor.

De atomen van de onderscheiden elementen verschillen in gewicht. Men heeft het gewicht van waterstof als eenheid genomen en het gewicht van de atomen van de andere elementen daarmee vergeleken. Onder het atoomgewicht van een element verstaan we dus het getal dat aangeeft hoeveel zwaarder dit element is dan één atoom waterstof. Het atoomgewicht van zuurstof is 16, dus 16 keer zwaarder dan waterstof.

Het molecuulgewicht van een stof geeft aan hoeveel zwaarder deze is dan het atoomgewicht van het element waterstof.

Eén molecule zuurstof (O_2) bevat twee atomen met elk een gewicht van 16. De molecule zuurstof is dus 32 keer zwaarder dan het atoom waterstof (H).

In onderstaande tabel vinden we de voornaamste gegevens van de elementen waaruit brandstoffen zijn samengesteld en die bij de verbranding hiervan aan de orde komen:

Element	Koolstof	Waterstof	Zuurstof	Stikstof	Zwavel
Symbool	C	H	O	N	S
Latijnse naam	Carbonium	Hydrogenium	Oxygenium	Nitrogenium	Sulfur
Atoomgewicht	12	1	16	14	32
Molecuulformule	C	H ₂	O ₂	N ₂	S
Molecuulgewicht	12	2	32	28	32

Benaming en elementgegevens ketelbrandstoffen

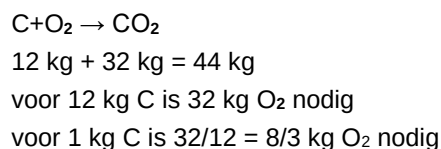
Naam	Zuurstof	Stikstof	Koolstof-Monoxide	Koolstof-Dioxide	Zwavel-oxide
Symbool	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	SO ₂
Molecuulgewicht	2x16=32	2x14=28	12+16=28	12+2x16=44	32+2x16=64

Molecuulgewicht

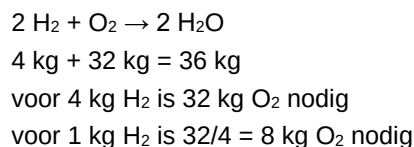
4.27.10.2 Berekening hoeveelheid verbrandingslucht

Als de scheikundige samenstelling van een willekeurige brandstof bekend is, kunnen we berekenen hoeveel lucht we voor de verbranding nodig hebben, omdat we weten in welke verhouding zij zich met de zuurstof in de toegevoerde verbrandingslucht verbindt.

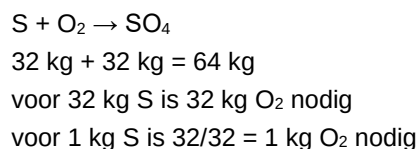
Voor koolstof (C):



Voor waterstof (H):



Voor zwavel (S):



Verbinding van waterstof met de zuurstof, die in de brandstof aanwezig is, gebeurt al voor de verbranding en wel zo langzaam dat geen warmteontwikkeling is waar te nemen.

Omdat voor de verbinding van 1 kg waterstof 8 kg zuurstof nodig is, zal er bij de verbranding in de ketel slechts de volgende hoeveelheid waterstof nodig zijn:

$$\left(H - \frac{O}{8}\right) [\text{kg}]$$

Voor de verbranding van 1 kg brandstof met C% koolstof, H% waterstof, O% zuurstof en S% zwavel is de volgende hoeveelheid zuurstof nodig:

$$\left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot \left(H - \frac{O}{8}\right) + 1 \cdot S\right) [\text{kg}]$$

Lucht bestaat voor ongeveer 23,5% van haar gewicht of 21% van haar volume uit zuurstof. Voor het verbranden van 1 kg brandstof is theoretisch de volgende hoeveelheid lucht nodig:

$$G_{\text{Ith.}} = \frac{100}{23,5} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot \left(H - \frac{O}{8}\right) + 1 \cdot S\right) [\text{kg}]$$

Het soortelijk gewicht, we noemen dit tegenwoordig volumieke massa, kunnen we stellen op 1,3 kg/Nm³.

Gassen in het algemeen -en dus ook lucht- veranderen van volume als de druk en of de temperatuur wijzigt. Daarom zijn er afspraken gemaakt over het definiëren van het volume van een bepaalde gewichtshoeveelheid. Nm³ betekent normaal kubieke meter en wil zeggen dat het gewicht hiervan is gemeten bij een druk van 760 mm kwik en 0 °C. In het huidige Internationale Stelsel van Eenheden staat de 'N' voor Newton, de grootheid voor kracht. Daarnaast worden in verschillende industrieën en de chemie nog een aantal andere aanduidingen en definities gebruikt, wat uiterst verwarrend is. De aanbevolen en correcte, maar door haar complexiteit nauwelijks gehanteerde, schrijfwijze is m³/h 273,15 K, 1,01325 bar.

Door de theoretische gewichtshoeveelheid voor de verbranding van een bepaalde brandstof te delen door het soortelijk gewicht krijgen we de theoretische luchthoeveelheid, uitgedrukt in normaal kubieke meters per kg brandstof.

$$V_{\text{Ith.}} = \frac{1}{1,3} \cdot \frac{100}{23,5} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot \left(H - \frac{O}{8}\right) + 1 \cdot S\right) \left[\text{Nm}^3 \text{lucht} / \text{kg brandstof} \right]$$

Voor de volledige verbranding van een brandstof in een motor is meer lucht nodig dan met de hiervoor gegeven formule wordt berekend. De theoretische luchthoeveelheid moet daarom vermenigvuldigd worden met een bepaalde factor. We noemen dit de luchtfactor of luchtvermaat die wordt aangegeven met de letter n en die de verhouding aangeeft tussen het theoretische luchtverbruik en het praktische luchtverbruik.

De praktisch toe te voeren hoeveelheid lucht kan op de volgende manier worden berekend:

$$V_{\text{pr.}} = n \cdot \frac{1}{1,3} \cdot \frac{100}{23,5} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot \left(H - \frac{O}{8} \right) + 1 \cdot S \right) \left[\text{Nm}^3 \text{lucht} / \text{kg brandstof} \right]$$

Bij een dieselmotor, zowel tweetakt als viertakt, wordt een gedeelte van de lucht gebruikt voor spoeling en de rest voor het vullen van de cilinder. Ook moet er tijdens de uiterst korte duur van de verbranding overal voldoende lucht beschikbaar zijn. Dit is de reden dat, anders dan in de vuurhaard van een stoomketel, praktisch aanzienlijk meer lucht naar de cilinder van een motor wordt gevoerd dan theoretisch voor de verbranding nodig is. De verhouding tussen praktische en de theoretische benodigde luchthoeveelheid noemen we de verbrandingsluchtfactor die wordt aangeduid met λ_v of in formulevorm:

$$\lambda_v = \frac{V_{\text{pr.}}}{V_{\text{th.}}} \quad [\text{Onbenoemd}]$$

Bij langzaam lopende tweetaktmotoren bedraagt λ ongeveer 2 en bij middel snellopende viertaktmotoren 1,8 à 2. Bij motoren met voor- en wervelkamers kunnen beduidend lagere waarden voorkomen met 1,4 als ondergrens.

Bij de dieselmotor wordt de gemiddelde effectieve druk en daarmee het vermogen niet zoals bij een Ottomotor met behulp van de cilindervulling geregeld, maar met de ingespoten hoeveelheid brandstof, bij een gelijke vulling met verbrandingslucht. Bij gedeeltelijke belasting werkt de dieselmotor dus met een grote luchtverhouding λ . De verbrandingstemperatuur loopt daardoor terug en het gehele temperatuurniveau daalt, evenals het rendement. Dit is gunstig voor de uitstoot van de stikstofoxiden NOx omdat die zich overwegend bij hoge temperaturen ontwikkelen, maar de kans op de ontwikkeling van onverbrande koolstofdeeltjes, dus roet, neemt vanwege de lagere verbrandingstemperatuur toe.

4.27.11 Uitlaatgasrecirculatie

Uitlaatgasrecirculatie (EGR) is een NOx (= een stikstofoxide of een stikstofdioxide) reductiemethode die gebruikt wordt bij moderne interne verbrandingsmotoren. EGR staat voor exhaust (of emission) gas recirculation.

Het principe van EGR is dat er een hoeveelheid van de uitlaatgassen uit de motor teruggedleid wordt naar de verbrandingskamer(s). Omdat dit uitlaatgas gemengd wordt met de inkomende lucht, zal het zuurstofgehalte en dus ook de lambda waarde van het verbrandingsmengsel dalen. Er wordt dus meer inert gas in de verbrandingskamer gebracht. Bij verbranding van de brandstof moet de ontstane warmte nu over meer massa worden verdeeld. Hierdoor daalt de verbrandingstemperatuur en daarmee de NOx-uitstoot, doordat NOx vooral ontstaat bij hoge verbrandingstemperaturen. Met deze toepassing wordt het stikstofoxidegehalte in de uitlaatgassen tot 30% verminderd. De resterende NOx in de uitlaatgassen kan gedeeltelijk gereduceerd worden in een driewegkatalysator of met een NOx-reductiekatalysator. Bij dieselmotoren is een bijwerking van het EGR-systeem dat er meer roet uitgestoten wordt. Minder NOx leidt tot meer roet en omgekeerd. Voor elke motor moet een optimum gevonden worden door deze af te stellen.

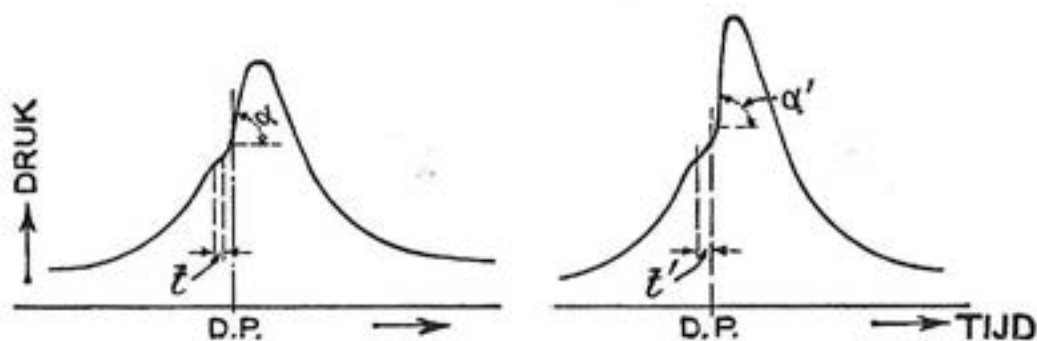
Bij gebruik van een roetfilter zijn de grotere emissies van roet door het gebruik van EGR niet meer zo belangrijk, aangezien het roet toch wordt opgevangen. Zo krijgt men lage Nox-emissies en hoeft er geen geld in NOx-behandeling geïnvesteerd te worden. Het inlaatsysteem kan op den duur zwaar vervuild raken met roetaanslag.

Bij hogedruk-EGR worden de uitlaatgassen van voor de turbo teruggevoerd naar na de compressor. Het voordeel is dat de hoeveelheid EGR relatief snel aangepast kan worden aan de hoog dynamische motortoestand.

4.27.12 De ontstekingskwaliteit

Bij dieselmotoren wordt de verbrandingslucht in de cilinder zo hoog gecompriëerd dat de temperatuur ver boven de ontstekings temperatuur van de dieselolie ligt. Kort voordat de zuiger zijn bovenste of binnenste dode punt bereikt, wordt de brandstof ingespoten. De hoeveelheid brandstof die tijdens de ontstekingsvertraging in deze lucht wordt ingespoten verbrandt explosief. Als deze hoeveelheid groot is, treden er sterke drukgolven op, die het bekende kloppen of diesel knock veroorzaken. Van groot belang is dan ook de ontstekingskwaliteit van de ingespoten brandstof bij snellopende dieselmotoren (zeg 700 omw/min en hoger). Bij een motor met een toerental van 1500 omw./min komt een ontstekingsuitstel van bijvoorbeeld 7° overeen met minder dan één duizendste van een seconde.

Hieronder zijn twee druk-tijddiagrammen weergegeven van een grote tweetakmotor. De linker figuur geldt voor een brandstof met een hoog cetaangetal, dus een brandstof met goede ontstekingskwaliteit. De rechter figuur geldt voor een brandstof met een laag cetaangetal en dus een minder goede ontstekingskwaliteit. De hoek α geeft de steilheid van de verbrandingsdruk weer die een maat is voor het al of niet explosief verlopen van de verbranding.



Druk-tijddiagram (ontstekingsuitstel 1/400 s)

Druk-tijddiagram (ontstekingsuitstel 1/250 s)

Het kloppen is meestal overduidelijk bij koude, stationair of gering belaste motor te horen. Dit komt door de ontstekingsvertraging, die bij oplopende druk en temperatuur kleiner wordt. Het kloppen bij stationair toerental is niet gevaarlijk voor de motor en verdwijnt bij toenemende belasting.

Bij dieselmotoren met directe insputing kan explosieve verbranding worden voorkomen door de ingespoten brandstofhoeveelheid tijdens de ontstekingsvertraging klein te houden. De overige hoeveelheid wordt dan pas na het begin van de verbranding ingespoten.

Een nadeel hierbij, het roeten, kan echter niet geheel voorkomen worden. Roet ontstaat namelijk als de brandstof onvoldoende de tijd krijgt om volledig te verdampen en zich met de verbrandingslucht te vermengen.

Explosieve verbranding kan ook worden voorkomen door de verbrandingsruimte onder te verdelen. Een en ander zoals besproken in de paragraaf over voor- en wervelkamers. De dieselolie (brandstof) wordt daarbij ingespoten in een van de cilinder afgescheiden kamer die met een nauw kanaal in verbinding staat met de cilinder. Daar kan niet alle brandstof verbranden omdat er te weinig lucht aanwezig is. Door de voorverbranding worden de druk en de temperatuur in de afgescheiden kamer groter. Het aldus ontstane gas stoot met grote snelheid de niet-verbrande brandstof in de cilinderruimte waar de rest van de brandstof verbrandt. Doordat de totale verbranding langer duurt, wordt het kloppen voorkomen, ook bij brandstoffen met een grote ontstekingsvertraging. Dit voordeel moet echter worden vertaald met een hoger specifiek energieverbruik (gr. brandstof/epk.h).

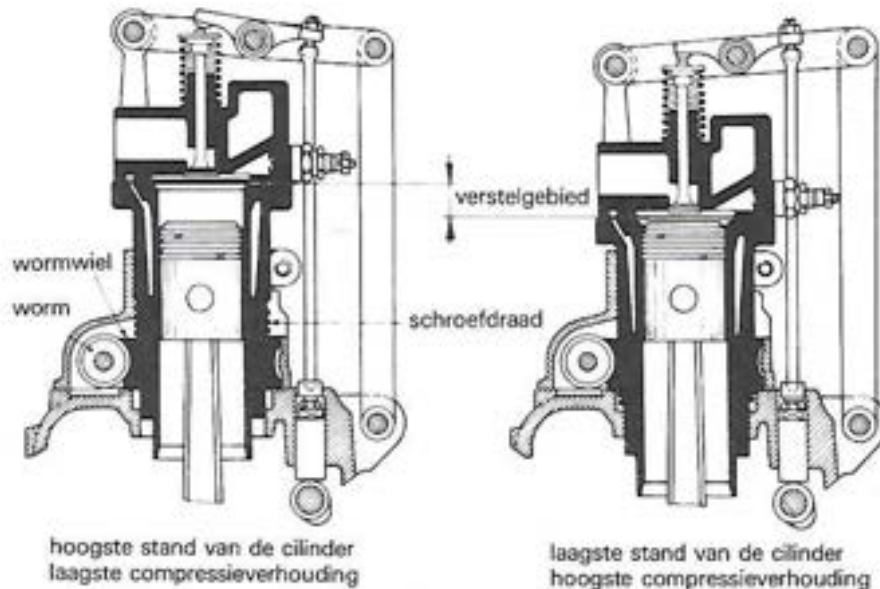
Tegenwoordig wordt ook door de producenten van brandstoffen gewerkt aan het voorkomen van het kloppen door het sturen van de samenstelling. Met name de paraffine-achtige koolwaterstofverbindingen met een open ketenstructuur hebben een gunstige ontwikkeling op de ontstekingskwaliteit. Bovendien worden soms ontstekingsversnellers aan de brandstof toegevoegd.

4.27.13 Bepaling van de ontsteekbaarheid

De ontsteekbaarheid van dieselolie wordt aangegeven door het zogenaamde cetaangetal. Het cetaangetal geeft aan dat de dieselolie evengoed ontsteekbaar is als een mengsel van cetaan en α -methylnaftaleen. Cetaan is de goed ontsteekbare component en α -methylnaftaleen de slecht ontsteekbare component in het mengsel.

Het cetaangetal van cetaan wordt op 100 en dat van α -methylnaftaleen op 0 gesteld. Zo betekent een cetaangetal van 55, dat de dieselolie een vergelijkbare ontstekingskwaliteit heeft als een vergelijkbaar mengsel van 55 volumepercenten cetaan en 45 volumepercenten α -methylnaftaleen. Hoe hoger het cetaangetal, hoe beter de brandstof ontsteekt.

De bepaling gebeurt in een laboratorium met een speciale proefmotor met verstelbare compressieverhouding en constante ontstekingsvertraging onder standaard testcondities. De bepaling is tot op zekere hoogte vergelijkbaar met het bepalen van de klopvastheid (octaangetal) van benzine waarbij we de klopvastheid bepalen door deze te vergelijken met een bekende verhouding van iso-octaan en normaal-heptaan. In beide gevallen maken we gebruik van een éencilinder viertaktmotor met verdampingskoeling, dus zonder een koelwaterpomp. De figuur hieronder is van een proefmotor voor het bepalen van de klopvastheid van benzine. De proef(diesel)motor voor het bepalen van het cetaangetal is uitgerust met een wervelkamer die is geplaatst in de omgeving waar nu de bougie is getekend.



Verstellen van de compressieverhouding (proef(benzine)motor volgens Ruf)

Zodra het vergelijkingsmengsel is gevonden, geeft hiervan het cetaangehalte het cetaangetal van de onderzochte dieselbrandstof weer. Bij hedendaagse dieselolie ligt deze waarde tussen de 50 en 55.

Omdat bij grote langzaam lopende dieselmotoren de brandstof over een langer durende periode wordt ingespoten, is er voor de brandstof meer tijd beschikbaar om te ontsteken zonder dat er een explosieve verbranding plaatsvindt. Bij deze motoren leidt een te snelle ontsteking tot oververhitting van de verstuurder en is er kans op een plaatselijk zuurstof tekort c.q. onvolledige verbranding. Een gangbaar cetaangetal voor deze langzaam lopende motoren is 25.

Omdat het bepalen van het cetaangetal een tijdrovende bezigheid is en er een speciale proefmotor nodig is, heeft men gezocht naar een verband tussen deze waarde en andere natuurkundige kenmerken van de te beschouwen brandstof. Het is duidelijk dat het gehalte aan moeilijk te ontsteken ringverbindingen de ontstekingskwaliteit van de brandstof verlaagt, zodat het zogenaamde anilinepunt in deze een aanduiding hiervoor is. Bovendien verschaft het soortelijk gewicht inzicht in de samenstelling van de brandstof. Men is uit deze overwegingen gekomen tot de zogenaamde 'dieselindex'

$$\text{dieselindex} = \frac{\text{graden API} \cdot \text{anilineput} (^{\circ}\text{F})}{100} \quad [\text{onbenoemd}]$$

Voorbeeld

Stel, we hebben dieselolie met een s.g. van $0,92 \text{ kg/dm}^3$ waarvan het anilinepunt $185 ^{\circ}\text{F}$ bedraagt. Gevraagd wordt de dieselindex te bepalen.

De API gravity wordt als volgt berekend:

$$\text{API gravity} = \frac{c}{s.g.} - d = \frac{140}{0,92} - 130 = 22,2 \text{ [} ^\circ\text{B]}$$

De diesel index voor deze dieselolie bedraagt dan:

$$D.I. = \frac{\text{graden API} \cdot \text{anilineput}(^\circ\text{F})}{100} = \frac{22,2 (^\circ\text{B}) \cdot 185 (^\circ\text{F})}{100} = 41$$

De gevonden waarde is voldoende voor een mediumspeed motor, zoals voor de aandrijving van opvoerwerktuigen in gemalen.

De samenhang van de dieselindex en het ceteengetal wordt bij benadering gegeven door de volgende formules:

$$\text{ceteengetal} = 15 + 0,75 \cdot \text{dieselindex} =$$

en

$$\text{dieselindex} = \frac{\text{ceteengetal} - 15}{0,75} =$$

Het ceteengetal van de dieselolie uit het hiervoor gegeven voorbeeld van de bepaald dieselindex bedraagt:

$$\text{ceteengetal} = 15 + 0,75 \cdot \text{dieselindex} = 15 + 0,75 \cdot 41 = 46$$

Soms wordt als ijkbrandstof ceteen ($\text{H}_{16}\text{H}_{32}$) gebruikt in plaats van cetaan ($\text{H}_{16}\text{H}_{34}$). Bij benadering geldt:

$$\text{cetaangetal} = 0,865 \cdot \text{ceteengetal}$$

Is slechts het cetaangetal bekend, dan moet in voorgaande vergelijkingen deze door 0,865 gedeeld worden om de dieselindex op de juiste manier te berekenen.

4.28 Overbrengingen

4.28.1 Doel van een overbrenging

In een groot aantal gevallen komt het vereiste toerental en het bijbehorende gevraagde koppel van het (opvoer)werktuig niet overeen met dat van het aandrijfwerktuig. Ook moet het aangedreven werktuig gekoppeld worden aan het aandrijfwerktuig en wel op een zodanige wijze dat er enige bewegingsvrijheid is om uitlijnfouten, slijtage van lagers en ongelijke uitzetting van machinedelen op te kunnen vangen. In die situaties moet gebruik gemaakt worden van wat we in de techniek een directe of een indirecte overbrenging noemen. Onder de directe overbrengingen, voor zover toegepast bij stoomgemalen, worden de vaste en flexibele koppelingen geschaard. Bij de vaste overbrenging vindt alleen overdracht van het koppel plaats. Onder de indirecte overbrenging kunnen we de kamraderen, riem-, snaar- en tandwieloverbrengingen scharen. Bij dit soort overbrengingen wordt niet alleen het koppel overgebracht, maar worden ook vaak de draairichting en het toerental -en daarmee het koppel- veranderd. Ook biedt de indirecte aandrijving de mogelijkheid om de gedreven as onder een andere hoek te plaatsen dan die van het aandrijfwerktuig.

Indirecte overbrengingen die we bij gemalen tegenkomen, zijn vaak kopieën uit de windwatermolens die vaak uit houten kamwielen bestonden.

Het vermogen P dat door een as moet worden overgebracht, is:

$$P = \frac{m \cdot \omega}{75} [\text{pk}]$$

Of anders geschreven:

$$P = \frac{m \cdot \frac{2\pi n}{60}}{75} = \frac{m \cdot \pi \cdot n}{30.75} [\text{pk}]$$

Hierin is m het koppel in kg.m en ω de hoeksnelheid van de rotatie-as in radialen per seconde. Hieruit kan worden afgeleid dat bij het veranderen van het toerental n het koppel omgekeerd evenredig verandert met het toerental. Dit zien we terug in de afmetingen van de assen en de lagers van de overbrenging; de relatief snel draaiende krukas van de verbrandingsmotor is dunner dan de zeer langzaam draaiende aandrijf-as van het door die motor aangedreven schepblad.

4.28.2 Directe overbrenging

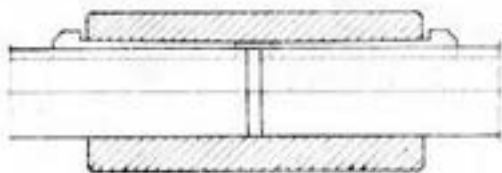
Koppelingen dienen tot verbinding van assen onderling of met machines, werktuigen of machineonderdelen die ononderbroken of zo nu en dan met de as moeten meedraaien.

Als een vaste verbinding tot stand gebracht moet worden, gebruiken we een vaste koppeling. Moet de koppeling een beweging van de ene as ten opzichte van de andere as mogelijk maken, bijvoorbeeld wegens lengteverandering door uitzetting of krimp of in radiale zin als gevolg van uitlijnfouten, dan brengen we een beweegbare of flexibele koppeling aan. Een verbinding die stoten in grotere of geringere mate dempt, noemen we een elastische koppeling. Een elastische koppeling is ook beweegbaar. Kan de verbinding alleen bij stilstand ingeschakeld worden of gedurende de beweging worden verbroken, dan wordt een klauw- of uitklinkkoppeling toegepast.

Als de verbinding op elk willekeurig moment in- of uitgeschakeld moet kunnen worden, dan gebruiken we een inlink-, wrijvings- of frictiekoppeling.

4.28.2.1 Mofkoppelbus

De mofkoppelbus (zie afbeelding) munt uit door haar eenvoud en wordt toegepast daar waar het ontkoppelen niet vaak aan de orde is. Zij heeft het nadeel dat bij het opspieën de assen krom getrokken kunnen worden en eventuele kogellagers beschadigd kunnen raken. Verder moeten de asdelen precies in elkaars verlengde liggen en met gelijke maattoleranties nauwkeurig zijn afgewerkt. Bij het aanbrengen en losnemen, moeten deze minimaal een halve koppelbuslengte over

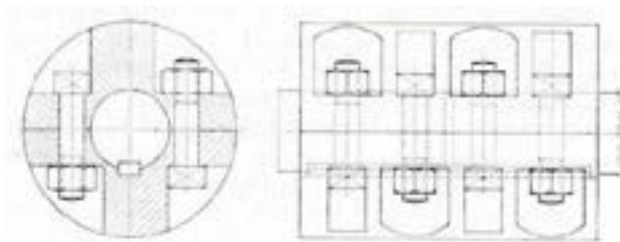


de as kunnen worden verschoven. Het materiaal van de bus is gegoten ijzer of staal. Als gevolg van de twee spieën valt het zwaartepunt niet in het hart van de as. Daarom mag een dergelijke koppeling wegens de hierdoor veroorzaakte onbalans niet bij assen met een hoog toerental worden toegepast.

Mofkoppelbus

4.28.2.2 Klemkoppelbus met bouten

Een veel toegepaste koppeling bij een stoominstallatie is die met een klemkoppelbus met bouten. Deze bus is gemakkelijk demonteerbaar, waardoor reparaties aan afzonderlijke delen van de machine eenvoudig kunnen worden uitgevoerd. Om de twee helften goed tegen de as te kunnen klemmen, wordt de diameter van de boring iets kleiner genomen dan die van de as, zodat de helften



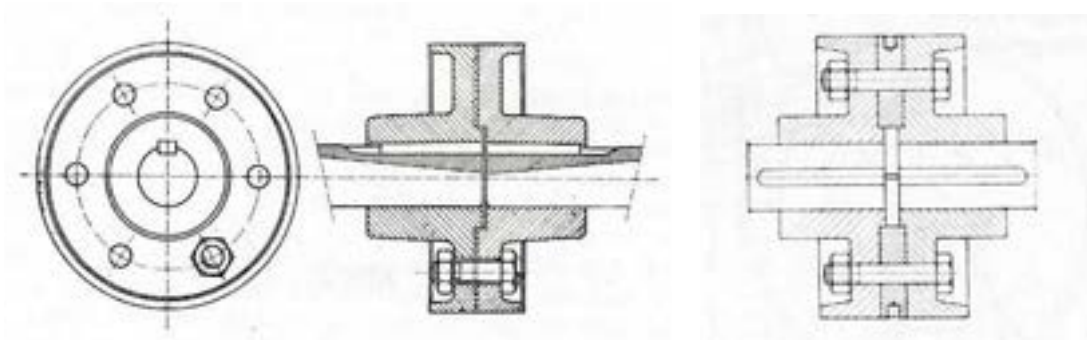
ook zijdelings goed klemmen en de wrijvingskracht nodig voor het overbrengen van het koppel tussen koppeling en as toeneemt. Soms, meestal als er schokkende belastingen worden verwacht, zijn hiertoe de twee asdelen en de bus voorzien van een spie.

Klemkoppelbus met bouten

De koppeling is dan niet geschikt voor het overbrengen van een van richting veranderend moment. Een bezwaar van de klemkoppelbussen is dat de assen nauwkeurig dezelfde diameter moeten hebben, anders klemt de bus om het dikste aseind, terwijl die bij het dunste deel los blijft zitten. Deze bussen worden overwegend van gietijzer gemaakt.

4.28.2.3 Flenskoppelbus

Een flenskoppelbus wordt overwegend toegepast bij zwaar belaste assen. De flenskoppelbus wordt zowel van gietijzer als van staal gemaakt. De koppelingshelften worden op de aseinden gespieëd, geperst of gekrompen. Het spreekt voor zich dat deze methode om assen te koppelen alleen kan worden toegepast bij lagere assen die zijn te delen.



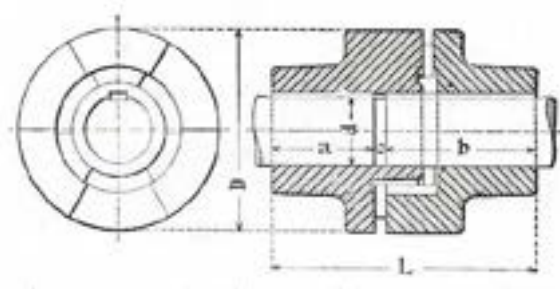
Flenskoppelbus

Flenskoppelbus met centreerschijf

Een verhoging op de ene koppelschijf, de zogenaamde prent, en een uitsparing in de andere zorgt voor de centrering van de beide koppelingshelften en van de daarmee verbonden aseinden. Soms wordt aan beide koppelingshelften een prent gedraaid en passen we een aparte centreerschijf toe. De koppelingshelften worden met pasbouten, waarvoor geruimde gaten in de flenzen zijn aangebracht, aan elkaar gezet.

4.28.2.4 Expansiekoppeling

Om de lengteverandering van assen als gevolg van temperatuurverandering op te nemen, passen we de zogenaamde expansiekoppeling toe. Door gegoten ijzeren schijven met klauwen wordt de



rotatiebeweging van de as overgebracht, waarbij voldoende speling in axiale richting mogelijk is. De assen worden onderling gecentreerd doordat het ene aseind glijdend in de andere koppelingshelft past of door een afzonderlijke stalen centreerring waarvoor een uitsparing in de koppeling is aangebracht. De koppelingshelften worden met spieën op de as bevestigd.

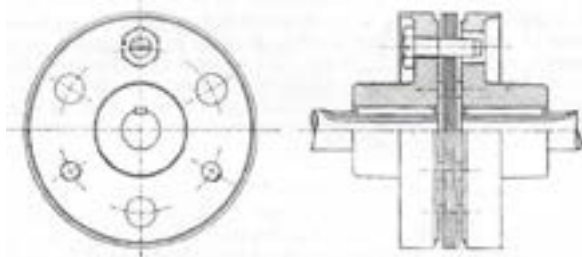
Expansiekoppeling

4.28.2.5 Elastische koppeling

Elastische koppelingen gebruiken we als de stoten in de belasting, die in het drijfwerk kunnen voorkomen, zich niet mogen voortplanten. De koppeling dempt de stoot en de eventuele (torsie)trilling gedeeltelijk. In het bijzonder worden dergelijke koppelingen gebruikt om assen met elektromotoren of dynamo's te verbinden.

Bij dieselinstallaties op gemalen treffen we ze bijvoorbeeld aan bij elektrisch gedreven vacuümpompen, koelwaterpompen, en dergelijke. Met elastische koppelingen kunnen ook geringe uitlijnfouten worden opgevangen. Hierna wordt een leren-schijvenkoppeling getoond voor een relatief klein over te brengen moment. De koppeling heeft twee naven met flenzen. Door elke flens zijn drie of meer pennen geschroefd. Beurtelings grijpen de pennen van de ene en de andere koppelingshelft in de gaten van de leren schijven, die tussen de flenzen zijn aangebracht. Door de elasticiteit van het leer wordt de energie van het stoten gedeeltelijk opgenomen. De koppeling is ook flexibel waardoor de assen een kleine hoek met elkaar mogen maken en de hartlijnen hiervan niet precies tegenover elkaar hoeven te liggen.

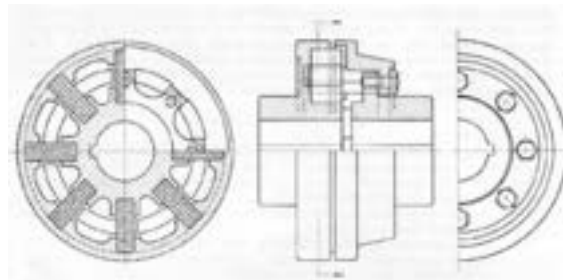
Uitlijnfouten leiden tot extra slijtage van de leren schijven, trilling en geluidsontwikkeling en moeten daarom tot een minimum beperkt blijven. Tegenwoordig, anders dan voorheen, zijn moderne



middelen beschikbaar, zoals meetklokjes en laser, om tot op honderdsten van millimeters nauwkeurig uit te lijnen. Voorheen gebeurde dat met een stalen rij, voelermaten en veel vakmanschap en was desondanks enige flexibiliteit in de overbrenging gewenst.

Leren-schijvenkoppeling

Bij de hieronder afgebeelde Eupex koppeling drukken de nokken van de koppelingshelften tegen uit elastisch materiaal samengestelde pakketten, die hierdoor worden ingedrukt en gebogen. De pakketten bestaan uit rubber of leer. De elasticiteit van de verbinding kan gewijzigd worden door



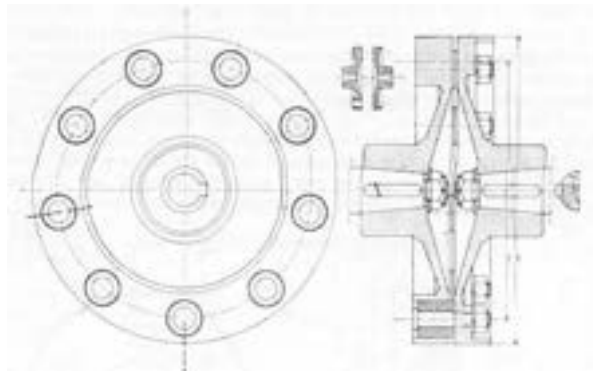
een hardere of zachtere rubbersoort of ander leer toe te passen. De assen hebben een axiale bewegingsvrijheid en kunnen bovendien binnen bepaalde marges uitlijnfouten opvangen. Net als de leren-schijvenkoppeling isoleert ook dit type koppeling de elektrische machine van die van het aangedreven werktuig.

Eupex koppeling

Eupex is de naam die Flender, de sinds 1900 in Bocholt (Duitsland) gevestigde tandwielkasten-fabriek, aan een breed scala aan flexibele koppelingen geeft.

Andere versies van de Eupex koppeling hebben geen platte elastische pakketjes, maar -net als de hierna te bespreken leren-hulzenkoppeling- ronde rubberen hulzen die over en weer met borstbouten aan de koppelingshelften zijn bevestigd. De koppelingen zijn gemaakt van gietijzer.

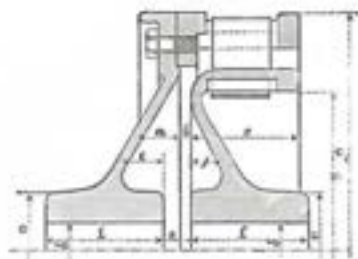
Bij de hiernaast afgebeelde leren-hulzenkoppeling wordt het moment overgebracht door borstbouten of pennen die door leren kussens zijn omringd. De tot een huls opeengestapelde leren



ringen zijn weinig elastisch. Rubber hulzen zijn elastischer, maar -tenzij gemaakt van synthetisch rubber- minder goed bestand tegen oliën en brandstoffen. Ook deze koppeling kan enige uitlijnfouten opvangen en is niet geleidend.

Leren-hulzenkoppeling

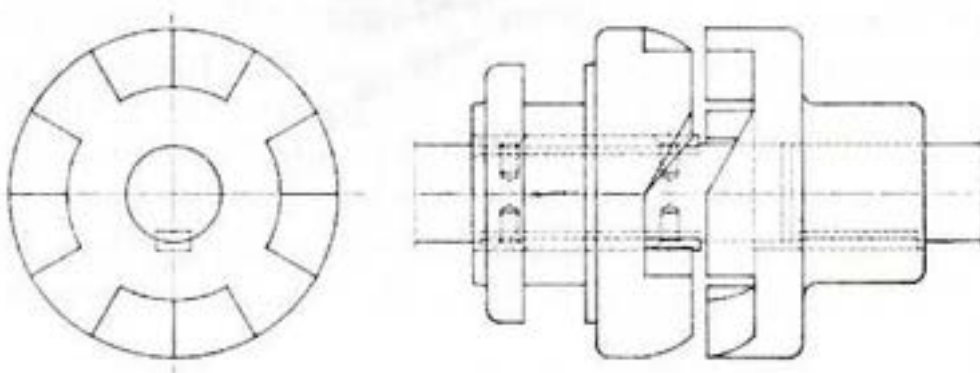
Hieronder staat een koppeling afgebeeld die is uitgerust met een leren band. De koppeling bestaat uit twee schijven, elk met ten opzichte van elkaar verschoven nokken waaromheen een leren band is gespannen. Het leer bij deze koppeling wordt op trek belast wat de gewenste elastische werking veroorzaakt. Als gevolg van de relatief kleine doorsnede van de riem kunnen met deze koppeling geen grote koppels worden overgebracht. Ook deze koppeling isoleert de elektrische machine van het aangedreven werktuig en kan uitlijnfouten opvangen.



Bandkoppeling (Patent Zodel-Voith)

4.28.2.6 Uitklinkkoppeling

Uitklinkkoppelingen kunnen gedurende het bedrijf worden ontkoppeld, maar slechts worden ingeschakeld als de assen een zeer geringe snelheid ten opzichte van elkaar hebben. De eenvoudigste uitklinkkoppeling is de klauwkoppeling. Ze vertoont enige overeenkomst met de expansiekoppeling. De koppelingshelft op de drijvende as is vast opgespied. De koppelingshelft op de gedreven as is verschuifbaar langs inlegspieën door middel van een hefboom met een vork die in een rondgaande groef met rechthoekige doorsnede grijpt. Om het inschakelen bij stilstaande as te vergemakkelijken, zijn de beide helften van klauwen voorzien. De klauwen of tanden hebben radiale drukvlakken maar schuine ruggen. Dit betekent dat deze koppeling slechts geschikt is voor één draairichting, namelijk die waarin het wringend moment werkt.



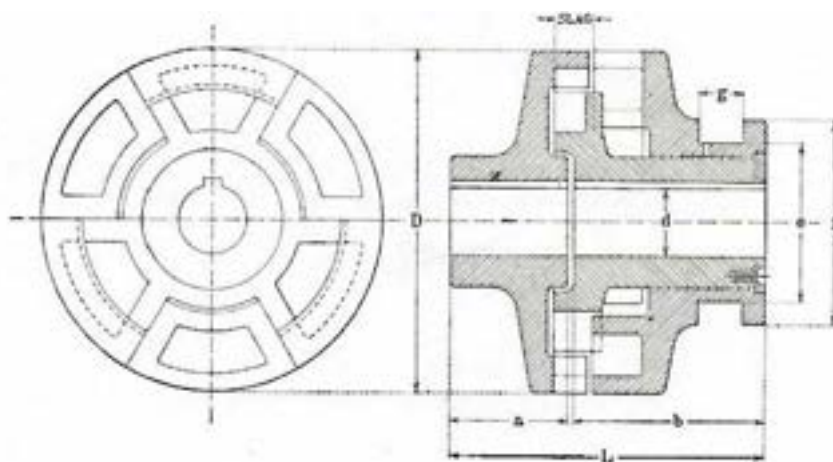
Klauwkoppeling

Bij volle belasting is een grote kracht nodig om deze koppeling uit te schakelen omdat er door de geringe afstand van de drukvlakken van de klauwen en de inlegspieën tot het hart van de as grote omtrek- en wrijvingskrachten ontstaan. De axiale ontkoppelingskracht moet door de lagers van de assen kunnen worden opgenomen. De inlegspieën slijten bij het ontkoppelen sterk, waardoor ruimte ontstaat die tot gevolg kan hebben dat deze kantelen. Om deze reden wordt de verschuifbare klauw van twee tegenover elkaar liggende spieën voorzien of worden getande assen toegepast.

Bij de hieronder afgebeelde Hildebrandt-koppeling is een groot aantal van de bezwaren van de klauwkoppeling opgeheven.

De koppeling bestaat uit drie delen. Hiervan zijn twee delen, schijven, elk op een aseind gespied. Deze schijven zijn van uitsteeksels voorzien: de linker schijf aan de buitenomtrek, de rechter aan de binnenomtrek. Tussen deze uitsteeksels kunnen de uitsteeksels van de derde, verschuifbare schijf worden geschoven zodat het koppel wordt overgebracht.

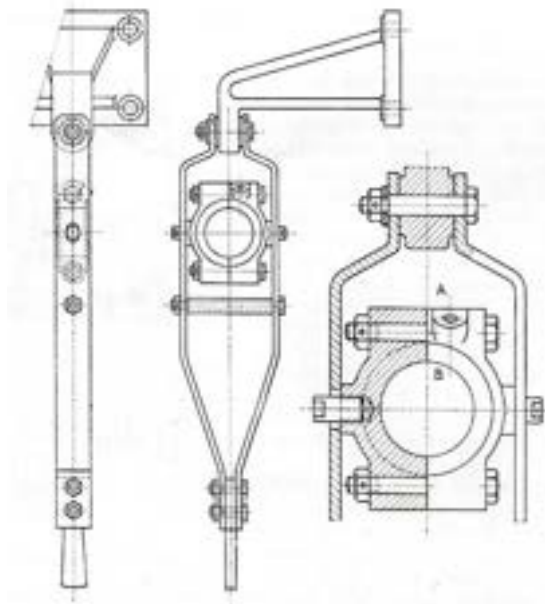
Bij deze constructie zijn voor het verschuifbare gedeelte geen spieën meer nodig, terwijl de uitschakelkracht kleiner is door de grotere afstand van de drukvlakken tot het hart van de as.



Hildebrandt-koppeling

4.28.2.7 Schakelmechanisme inlinkkoppeling

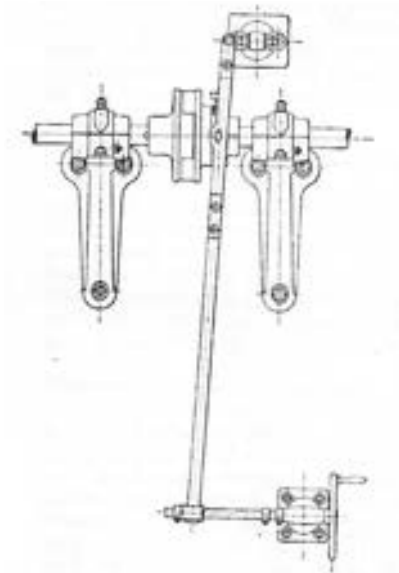
Voor het in werking zetten van de hiervoor besproken inlinkkoppeling voor niet al te grote koppels is een hefboomconstructie voldoende. Een en ander zoals hiernaast is afgebeeld.



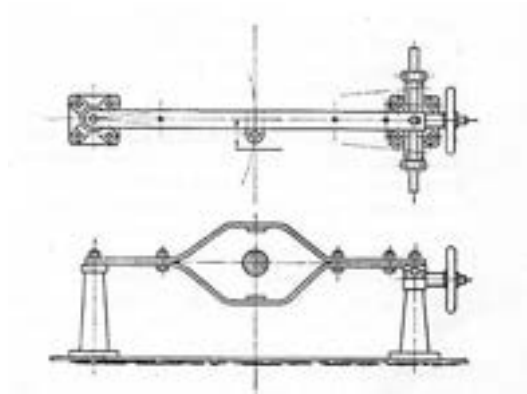
De hefboom bestaat uit een gietijzeren of plaatstalen hefboom met aan het ene eind het handvat en aan het andere eind een vast draaipunt. Daartussen is een uit twee delen bestaande sleepring gemonteerd die in de groef van de koppeling past. Door ovale gaten in de hefboom en pennen aan de sleepring verstelt eerstgenoemde de sleepring en daarmee de koppelingshelft. Op de sleepring is een smeerpot aangebracht. Soms wordt op de hefboom een zekering in de vorm van een pen aangebracht om te voorkomen dat door trillen de koppeling zichzelf in of uit werking stelt. In beide posities mogen geen axiale krachten door de sleepring op de koppeling worden uitgeoefend.

Handbediend schakelmechanisme

Treden bij het in- of uitschakelen grote krachten op, dan verstellen we de hefboom met een schroefspindel of een rondsel met tandheugel. In de volgende afbeelding zien we aan de linkerzijde een voorbeeld van een schroefspindel schakelinrichting en aan de rechterzijde één met een rondsel en een tandheugel.



Schakelhefboom bewogen door schroef



Schakelhefboom bewogen door rondsel en heugel

De schakelhefboom met de schroefspindel kan zelfremmend worden uitgevoerd; die met het rondsel en de tandheugel moet worden vastgezet in de gewenste positie.

4.28.2.8 Inklink- of wrijvingskoppeling

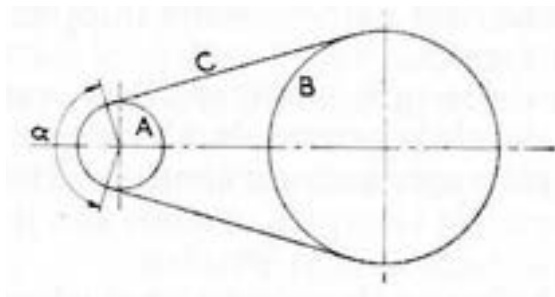
Een stilstaande as mag slechts geleidelijk door een draaiende as in beweging worden gebracht. Het plotseling tot stand brengen van de verbinding zou tot breuk van de assen of de koppeling zelf kunnen leiden. Verder zijn er op het moment van inschakelen zeer grote koppels nodig die door de drijvende machine moeten worden opgebracht en niet tot stilstand hiervan mag leiden. Daarom zijn inklinkkoppelingen meestal wrijvings- of frictiekoppelingen. Bij dieselmolens wordt soms gebruik gemaakt van dit soort koppeling om bijvoorbeeld de vacuümpomp in te schakelen.

4.28.3 De indirecte overbrenging

Hierna worden de manieren van indirecte overbrengingen van de draaiende beweging tussen assen door middel van wielen en een verbindend orgaan besproken.

4.28.3.1 Riemoverbrenging

De overbrenging van de draaiende beweging tussen assen kan gebeuren door middel van wielen en een verbindend orgaan. Dat orgaan kan een riem, snaar of ketting zijn. Gelijktijdig met het

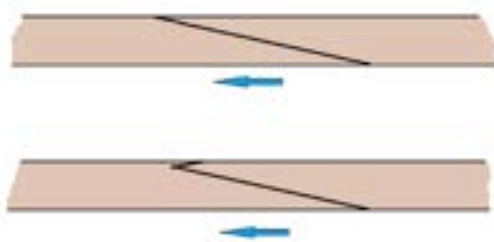


overbrengen kan, door wielen te kiezen van verschillende diameter, het toerental en daarmee ook het koppel worden gewijzigd en in sommige gevallen ook de draairichting. Bij dit soort overbrengingen liggen de hartlijnen van de assen op enige afstand van elkaar en kan de onderlinge opstellingshoek van de assen verschillen; bijvoorbeeld haaks op elkaar.

Overbrenging door wielen en overbrengingsorgaan

Bij de riemoverbrenging maken we gebruik van drijfriemen die gemaakt zijn van runderleer. Ossenleer is hiervoor het meest geschikt, hoewel ook het minder homogene koeleer wordt toegepast. Het leer van de ruggengraat, het kernleer, is het meest geschikt. Zo'n huid is daar op een strook van circa 200 mm breedte ongeveer 5 mm dik; naar de zijden neemt de dikte, gemeten in gelooide toestand, toe tot 8-9 mm. De maximale breedte van een drijfriem is 500-600 mm, bij uitzondering 1000 mm. Bredere riemoverbrengingen maken we door meerdere riemen naast elkaar te leggen. We kunnen ook om een groter koppel over te brengen twee riemen met de vleeszijde op elkaar leggen. We noemen dit een dubbele riem. Deze zijn minder buigzaam dan enkele riemen en maken een grotere riemschijfdiameter noodzakelijk. Riemen gemaakt van zogenaamd chroomleer zijn buigzamer en beter bestand tegen vocht, warmte en chemische invloeden dan riemen uit leer dat op de gewone wijze is gelooid. Chroomleer wordt verkregen door de huid te looien met synthetische stoffen op basis van chroom, zoals natrium- en kaliumbichromaat, in plaats van het natuurproduct looizuur of gallotannine, gewonnen uit de schors van de eik of de sequoia.

De verschillende stukken, met een lengte van 1,2-1,5 m, van een gewone leren riem worden door lijmen aan elkaar verbonden. Hiertoe wordt de riem over een lengte van 15-25 keer de dikte van de



riem, schuin afgewerkt zodat er ter plaatse van de las geen verdikking van de riem ontstaat. Bij het afschuinen en opleggen van een gelijmde riem moet erop gelet worden dat de laspunten niet worden los gestoten, in verband met de loopprijs. De binnenkant van de riem moet dus naar het spitse deel aflopen.

Riemplas voor één- en tweezijdige oplegging

Als de riem aan beide zijden wordt opgelegd, zoals meestal het geval is bij spanrollen, dan moet de las worden uitgevoerd zoals bij de onderste afbeelding in de figuur hiervoor is aangegeven.

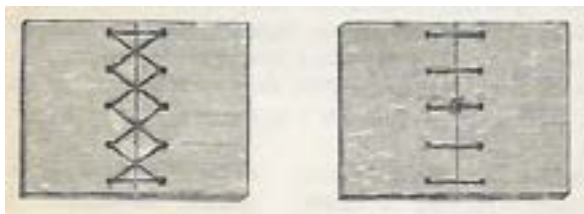
Als lijm gebruiken we houtlijm met Venetiaanse terpentijn en een beetje azijn. Voor riemen in vochtige ruimten gebruiken we de thermoplast celluloid, opgelost in ijsazijn dat stolt bij 17 °C of aceton. Na het aanbrengen van de lijm worden de delen samengeperst. De sterkte van de las bedraagt 70-80% van de volle riem. Vaak worden voor grotere zekerheid de delen vervolgens nog verbonden met speciale riempjes van varkensleer. Deze riempjes worden gevlochten door met een holpijp, of beter, een hete naald aangebrachte gaatjes in de beide riemeinden.

Nieuwe riemen worden in de fabriek ten minste één of meerdere dagen door aangehangen gewichten of een speciale rekmachine opgerekt met een belasting van twee- tot driemaal de te verwachten riemspanning. Ook worden hiervoor speciale inloopmachines gebruikt. De riem krijgt hierdoor een blijvende verlenging van 4- 5% en hoeft dus later minder nagespannen of ingekort te worden.

Meestal laat men de vleeszijde van de huid op de schijf lopen. Uit proeven is echter gebleken dat de haarzijde na verloop van tijd een betere grip op de gladde schijf geeft.

Als de riem niet in zijn geheel kan worden opgelegd omdat deze moet worden ingekort of bij breuk, dan worden op locatie de riemeinden met elkaar verbonden. Hiervoor worden de volgende technieken toegepast:

- Door middel van lijmen op de wijze zoals hiervoor beschreven. Het verlijmen van de las, met name het uitharden van de lijm, duurt lang en vereist goede materialenkennis en vakmanschap van degene die de las moet maken. Voor een noodreparatie bij riembreuk is dit geen voor de hand liggende optie en zal moeten worden uitgeweken naar een van de volgende mogelijkheden.
- Door naaien met riempjes van varkensleer. Het is daarbij wenselijk de riemeinden af te schuinen, vervolgens de gaatjes aan te brengen en de delen met een zogenaamde kruissteek aan elkaar vast te naaien. De gekruiste steek komt aan de zijde van de riemschijf terwijl de rechte steek -waar de bindriem dubbel ligt en de knoop van de beide einden van de bindriem is



gemaakt- aan de buitenkant of de haarzijde van de drijfriem wordt gelegd. Soms, bijvoorbeeld als er onvoldoende riemlengte beschikbaar is, worden de riemeinden ook stomp tegen elkaar gelegd en op dezelfde wijze vastgenaaid.

Genaaide riemverbinding

- Door krammen, haken, scharnieren en dergelijke voor noodreparaties en als de drijfriem vaak moet worden ingekort. Hiervan is de methode met krammen één van de meest toegepaste en het eenvoudigst uit te voeren. In de handel zijn hiervoor op stevig karton bevestigde stroken met krammen te verkrijgen. De krammen hebben om en om een verschillende lengte om de



riem zo min mogelijk te verzwakken. De strook krammen ter breedte van de riem wordt voor het aanbrengen op de kopse zijde voorzien van een stalen naald en met een hamer of een speciaal hiervoor gemaakt nietapparaat in de stomp afgesneden einden van de drijfriem gedreven. Door de openingen die na het verwijderen van de naald aan de koppen van de krammen ontstaan, wordt een pees van kattendarm, tegenwoordig kunststof, gestoken. De verbinding is tamelijk stug, verzwakt de riem en veroorzaakt stoten en daardoor hinderlijk geluid bij het passeren van de betreffende riemschijven.

Kramverbinding bij platte drijfriem

Bij machines met een hoog toerental worden uitsluitend gelijmde en eindloze riemen toegepast omdat andere methoden de riem minder buigzaam maken, waardoor naast hinderlijk geluid schadelijke stoten optreden.

De levensduur en de goede werking van een leren riem worden beïnvloed door de vochtigheid van de lucht waarin hij gebruikt wordt. Daarom zijn er riemen samengesteld uit rubber, balata of latex, linnen, katoen, hennep, haar en zelfs zijde.

Bij gemalen toegepaste soorten hiervan zijn de rubber- en balatariemen. Deze riemen bestaan uit lagen katoenweefsel met daartussen rubber of aanverwante rubberproducten die tot doel hebben het verschuiven van de katoenlagen te verhinderen. Ze zijn uitermate geschikt voor vochtige ruimtes, maar zijn niet bestand tegen olie of sommige olieproducten.

4.28.3.2 Riembedrijf

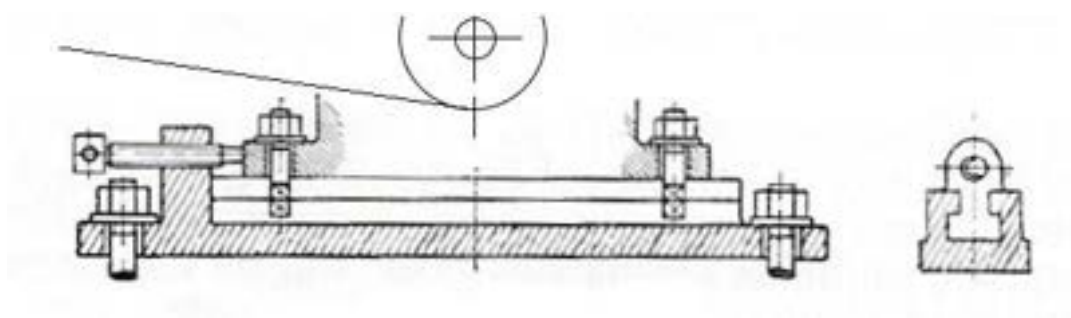
De drijvende schijf bij riembedrijf neemt de riem mee, en deze neemt op zijn beurt de gedreven schijf mee door de wrijving tussen riem en schijf. Deze wrijving ontstaat door de spanningen die in de beide riemgedeelten optreden.

De riemsnelheid van het getrokken part is iets, ten hoogste 1%, kleiner dan het trekkende part: dit verschijnsel noemen we riemslip. Daardoor is de omtreksnelheid van de gedreven schijf ten hoogste 1% kleiner dan die van de drijvende schijf. Deze slip openbaart zich in de vorm van warmteontwikkeling en mag dus niet te veel zijn.

De spankracht die noodzakelijk is voor het overbrengen van het koppel wordt bij een horizontale oplegging teweeggebracht door het gewicht van de riem zelf en door deze bij het opleggen te rekken of gebruik te maken van een spanslede of gewicht belaste spanrollen.

De riem moet ongeveer 1,5% van de lengte korter gemaakt worden dan de lengte na het opleggen zal bedragen. Riemen boven de 100 mm worden daarom na het opleggen in het werk met behulp van een riemspanner opgerekt waarna de riemeinden verbonden worden. Iedere riem rekt in het bedrijf en vooral een nieuwe riem moet daarom herhaaldelijk worden ingekort, behalve wanneer spansledes kunnen worden toegepast. Het inkorten van de riem is een tijdrovend werk wat men weleens ten koste van de levensduur van de riem en de lagers trachtte te omzeilen door de riem verder op te rekken dan noodzakelijk en zodoende het interval tussen de inkortmomenten te verlengen.

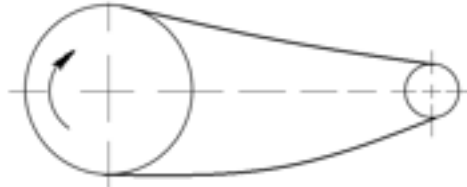
Wanneer we gebruikmaken van een spanslede, dan wordt het aandrijfwerktuig op een slede bevestigd. De slede bestaat uit twee evenwijdig aan elkaar op een fundatieplaat bevestigde rails. Het aandrijfwerktuig, in het hieronder gegeven voorbeeld een elektromotor, is met hamerkop bouten op deze rails vastgebout. Het aandrijfwerktuig wordt met twee aan de fundatieplaat bevestigde schroefogen en de bijbehorende stelschroeven net zo lang versteld tot de juiste riemspanning is bereikt. Na het stellen, worden de hamerkopbouten aangehaald.



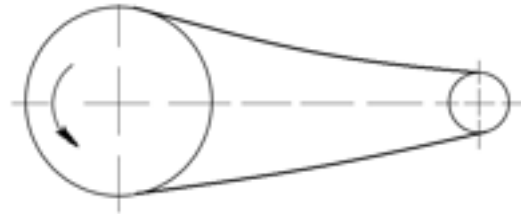
Spanslede

De hartlijn van de schijf op het aandrijfwerktuig moet parallel lopen aan die van de schijf van het aangedreven werktuig om te voorkomen dat de riem van de schijf loopt. Bij het stellen maken we daarom gebruik van een stalen rij die we tegen de kop van de aandrijfschijf leggen. De rij moet dan in het verlengde liggen van de denkbeeldige lijn die de kop van de aangedreven schijf raakt. We kunnen bij het richten ook een andere methode volgen, namelijk door gebruik te maken van een metselkoord of een pianosnaar. Het strak over de koppen van de twee schijven getrokken koord of snaar moet de randen hiervan overal net raken.

De aangelegde rekspanning zal het best voldoen bij horizontale riemen: het riemgewicht werkt dan mee om zoveel mogelijk de riem in contact te houden met de riemschijf. Hierbij moeten we de draairichting zo kiezen dat het trekkende part onder komt te liggen. De door de riem op de riemschijven omvatte hoek is, zoals hierna is geïllustreerd, het grootst.



Losse part onder

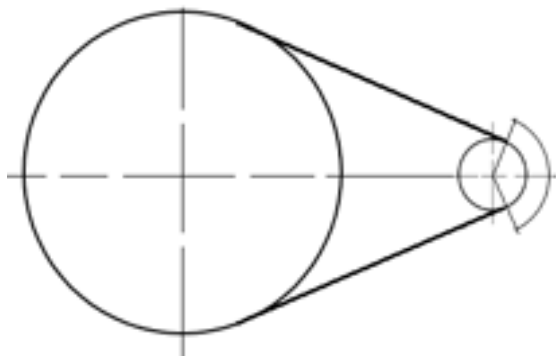


Losse part boven

Bij een grote overbrengingsverhouding i wordt de omvatte hoek op de kleine schijf klein, vooral als de riem kort is; dat wil zeggen als de assen dicht bij elkaar liggen. We gaan daarom in de praktijk niet boven een $i = 2$ tot 3 . In ieder geval moet de $i < 5$ zijn.

Voor de minimum hartafstand H nemen we bij horizontaal geplaatste riemen:

$$H = D_1 + D_2 + 2 \text{ [m]}$$



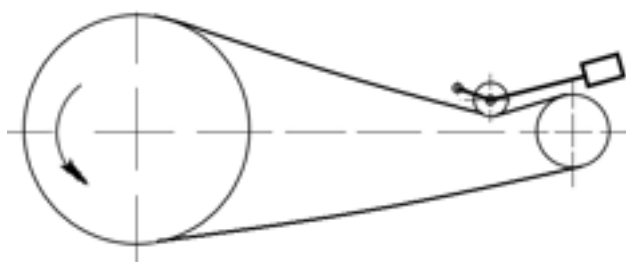
Voor verticaal geplaatste riemen is deze afstand

$$H = D_1 + D_2 + 3 \dots 4 \text{ [m]}$$

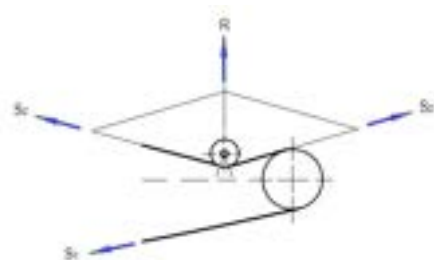
De maximum waarde voor H is 5 m voor riemen tot een breedte van 100 mm , bij bredere riemen ongeveer 10 m . Wordt H te groot, dan gaan de riemen slaan of klapperen, vooral als de belasting schommelt.

Grote overbrengingsverhouding en kleine schijfafstand

Een veel toegepaste methode voor het spannen van de riem is deze te voorzien van een zogeheten spanrol in het losse part. De omspannen boog, dus het contactvlak, neemt hierbij toe terwijl de riem steeds op dezelfde spanning wordt gehouden. De riem heeft iets meer te lijden van de tegengestelde en sterke doorbuiging.



Spanrol met gewichtsbelaste hefboom



Het gewicht G dat nodig is voor het spannen van de riem vinden we met behulp van de kracht S_2 in het afgaande part van de riem en het nominaal over te brengen vermogen van de aandrijving. Zonder dit hier verder af te leiden, bestaat de volgende relatie tussen de door het aandrijfwerktuig op de riemschijf uitgeoefende omtrekkracht K en de krachten in het trekkende part S_1 en in het losse part S_2 .

De omtrekkracht leiden we als volgt af uit het nominale vermogen N van het aandrijfwerktuig, het toerental n van de machine en de middellijn D van de aandrijschijf:

$$P = \frac{K \cdot v}{75} \text{ [pk]}$$

Hierin is v de omtreksnelheid:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \text{ [m/s]}$$

De twee vergelijkingen samengevoegd:

$$K = \frac{75 \cdot 60 \cdot P}{\pi \cdot D \cdot n} \text{ [pk]}$$

Verder bestaat de volgende relatie tussen de omtrekkracht K en de krachten S_1 en S_2 , respectievelijk het trekkende en het losse part:

$$K = S_1 - S_2 \text{ [kg]}$$

En voor de riemkrachtverhouding tussen de twee parten:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f \cdot \alpha}$$

Hierin is e de natuurlijke logaritme met het grondtal 2,71827, f is de wrijvingscoëfficiënt die voor een leren riem op 0,28 wordt gehouden en α is de door de riem omspannen boog van de aandrijschijf, uitgedrukt in radialen.

Nemen we als voorbeeld een half omspannen cirkelboog, dus $\alpha = \pi$ radialen en $f = 0,28$, dan wordt de krachtverhouding:

$$\frac{S_1}{S_2} = 2,7828^{0,28 \times 3,14} = 2,408$$

In de praktijk rekenen we meestal met 2.

Uit het voorgaande volgt:

$$S_1 = \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} K$$

En:

$$S_2 = \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} K$$

In het voorbeeld van de gewichtbelaste spanrol bedraagt de factor $e^{f \cdot \alpha}$ 2,78, waarbij is gerekend met een omspanhoek α van 210° , en een wrijvingscoëfficiënt f van 0,28.

Heeft de aandrijving uit dit voorbeeld een vermogen van 30 pk, een toerental van 970 omw/min en een aandrijfschijf met een diameter van 250 mm, dan komt op de aandrijfschijf een omtrekkkracht van 178 kg te staan. Dat betekent dat de riemkracht S_2 in het losse part 100 en de resultante R van de hierdoor op de spanrol uitgeoefende krachten 53 kg bedraagt. De hefboom reduceert deze kracht met ruim 25%, zodat met ongeveer een gewicht van 14 kg de juiste riemspanning kan worden gegenereerd.

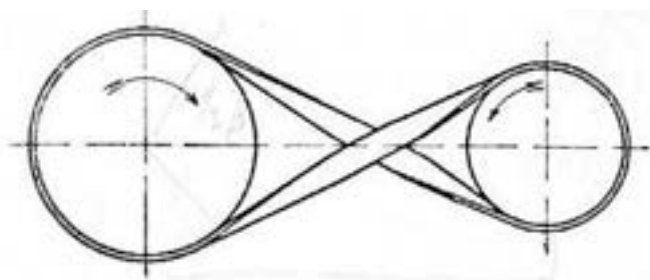
In de stilstaande riem zullen krachten S_0 moeten optreden die bij benadering kunnen worden gelijkgesteld aan het gemiddelde van de krachten in de beide riemparten als de riem in bedrijf is, dus:

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} \text{ [kg]}$$

In het voorbeeld met de spanrol is S_1 , 278 kg en S_2 is 100 kg. Dit betekent bij stilstaande riem een kracht S_0 van 189 kg.

We maken de kleinste schijf indien mogelijk $D \geq (50 \dots 60) \cdot \delta$, als δ de dikte van de riem voorstelt. Kleinere riemschijven doen de riem sterker buigen waardoor hij sneller slijt. De wrijvingscoëfficiënt tussen de riem en de schijf wordt sterk verhoogd als de riem van tijd tot tijd wordt schoongemaakt en vervolgens ingevet wordt met een mengsel van 90% ricinusolie (wonderolie) en 10% rundertalk of in plaats daarvan 2 delen traan en 1 deel talk. Hars, dat weleens gebruikt wordt tegen slippen, is uit den boze omdat het de riem hard en minder buigzaam maakt waardoor deze sneller breekt.

Bij open riemen wentelen de schijven in dezelfde richting. Moeten zij in tegengestelde richting draaien, dan wordt de riem gekruist. Beide riemgedeelten wrijven hierbij over en langs elkaar, zodat de riem sneller slijt dan een open riem.

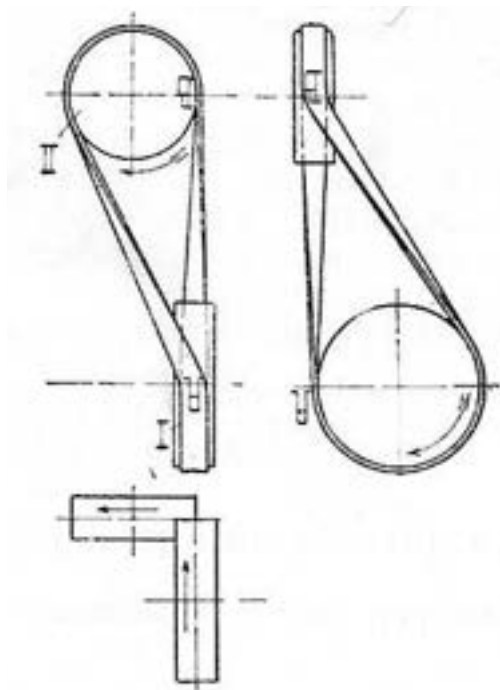


Gekruiste riem

Een voordeel van een gekruiste riemoverbrenging is dat de omspannen boog, de hoek α , aanmerkelijk groter is dan bij de open riem.

Wanneer de schijven niet in hetzelfde vlak liggen, wordt de riem half gekruist. Bij het ontwerp van een dergelijke riemenloop geldt de voorwaarde dat het aflopende riemgedeelte van een schijf zich in het vlak moet bevinden van de schijf waar het moet oplopen. Hieruit volgt dat het aflopen moet gebeuren in een punt van de snijlijn van de vlakken die we door de riemschijven loodrecht op de assen kunnen aanbrengen. Uit het bovenstaande volgt ook dat een transmissie met halfgekruiste riem slechts voor één draairichting geschikt is.

Wegens de door verdraaiing veroorzaakte ongelijkmatige spanning in de riem moeten de schijven iets naar buiten worden verschoven. Bij de drijvende en de gedreven schijf is dat respectievelijk $(0,5 \dots 0,6) \cdot b$ en $(0,1 \dots 0,2) \cdot b$, als b de riembreedte is.



In werkelijkheid verdraait de riem zich niet om de hartlijn, maar om de kortste zijde. Verder mag de aflopende riem geen grotere hoek maken dan 25 graden met de verticaal of horizontaal al naar gelang de opstelling van de transmissie.

Bij half gekruiste overbrengingen nemen we de gedreven schijf 30% en de drijvende schijf 20% breder dan gewoonlijk.

De afstand van de assen voor halfgekruiste riemoverbrengingen $\geq 4 D$, als D de diameter is van de drijvende schijf.

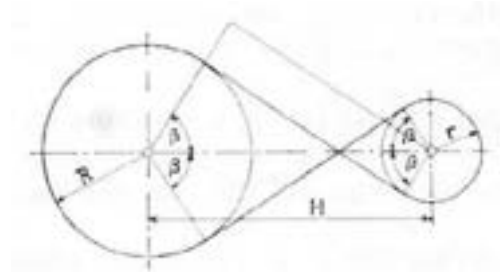
Halfgekruiste riem

De riemlengte L voor een gekruiste riem kunnen we aan de hand van de hartafstand H van de assen en de diameters R en r van de schijven als volgt nauwkeurig berekenen:

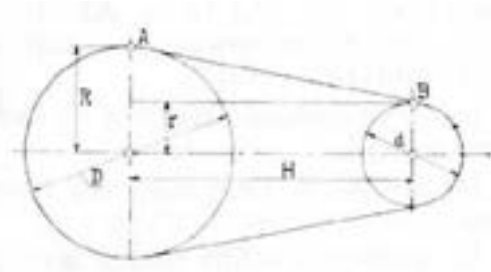
$$L = 2 \cdot (H \cdot \sin \beta + (R + r) \cdot (\pi - \beta)) \text{ [m]}$$

Hierbij wordt hoek β bepaald door:

$$\cos \beta = \frac{R + r}{H}$$



Schema voor bepalen riemlengte gekruiste riem

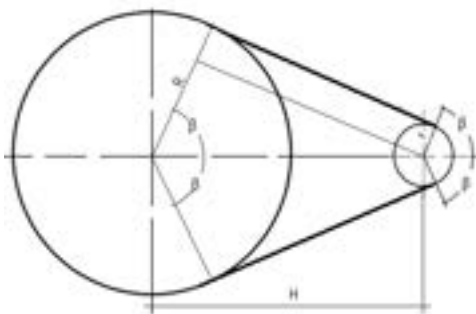


Schema voor bepalen riemlengte open riem

Een overeenkomstige berekening voor een open riemoverbrenging met niet al te grote verschillen tussen de drijvende en de gedreven schijf luidt:

$$L \approx \pi \cdot (R + r) + 2 \cdot \sqrt{H^2 + (R + r)^2} \text{ [m]}$$

Als de diameters van de schijven wél veel verschillen, kan de riemlengte met een van de gekruiste riem afgeleide formule nauwkeurig worden berekend. Voor deze open riemoverbrenging luidt de formule:



$$L = 2 \cdot (H \cdot \sin \beta + R \cdot (\pi - \beta) + r \cdot \beta) \text{ [m]}$$

Hierbij wordt hoek β bepaald door:

$$\cos \beta = \frac{R - r}{H}$$

Open riemoverbrenging

De hoek β wordt niet in booggraden uitgedrukt, maar in radialen, met als geheugensteun dat 360° overeenkomt met 2π radialen, een halve cirkel 180° is dus π radialen. Bij het bestellen van een nieuwe riem kunnen we overigens ook de lengte van de oude riem opmeten of bij het ontbreken daarvan een dunne lijn over de overbrenging spannen en deze na afwikkeling opmeten. In alle gevallen moeten we, in verband met de rek, de nieuwe riem ongeveer 1,5% korter maken. De op te meten lengte geldt aan de buitenkant van de riem.

De riem wordt berekend op de grootste spanning die erin voorkomt. Dit is in het trekkende part met een trekkracht:

$$S_1 = \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} K$$

Deze trekkracht veroorzaakt een trekspanning:

$$\sigma_s = \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot \frac{K}{F}$$

Hierbij is F het oppervlak van de riemdoorsnede:

$$F = b \cdot \delta$$

Bij de afleiding hiervan is geen rekening gehouden met de centrifugaalkracht die op de riem werkt die bij dikke riemen en hoge riemsnelheden beduidend van invloed is op de spanning in de riem. Ten slotte moet rekening worden gehouden met de buiging die de riem ondergaat bij het oplopen op de schijf. Een en ander resulteert erin dat voor drijfriemen een maximale snelheid van 35 m/s en al naar gelang de kwaliteit van het leer een maximale trekspanning in de riem van 25...30 kg/cm² wordt aangehouden. De riemdikte wordt door de huiddikte van het rund bepaald en bedraagt over het algemeen 5 mm.

In de praktijk wordt de riembreedte berekend uit de nuttige omtrekkracht p die een riem met een breedte van 1 cm bij een bepaalde snelheid en een bepaalde schijfmiddellijn kan overbrengen.

Dus:

$$b = \frac{K}{p}$$

Om veel tamelijk complex rekenwerk te omzeilen, is voor een groot aantal riembedrijf-situaties een tabel samengesteld waarmee snel de vereiste riembreedte kan worden vastgesteld. Deze tabel (zie de volgende bladzijde) geldt voor een horizontaal opgelegde riem van 5 mm dik met het trekkende part onder en een omspannen boog α van de kleinste riemschijf D van 160°.

De aandrijving bij de berekening van het spanrolgewicht heeft een vermogen van 30 pk, een toerental van 970 omw/min, een aandrijfschijf met een diameter van 250 mm en een omtrekkracht van 178 kg. De berekende riemsnelheid is 12,7 m/s. Met behulp van interpolatie kan uit de tabel worden afgeleid dat de nuttige omtrekkracht 7,1 kg is.

De drijfriembreedte bedraagt dan:

$$b = \frac{K}{p} = \frac{178}{7,1} = 25 \text{ [cm]}$$

Boven een riemsnelheid van 35 m/s loopt de riem gevaar als gevolg van de centrifugaalkracht van de schijf af te lopen. Hele lage riemsnelheden, lager dan $v = 5 \text{ m/s}$, worden eveneens afgeraden. Voor een leren riem moet ook het aantal buigingen w dat de riem per seconde over de schijf moet maken beperkt blijven tot 3...5. Het aantal buigingen berekenen we bij een twee-schijvenopstelling als volgt:

$$w = \frac{2 \cdot v}{L}$$

Voor riemen van rubber, balata en katoen kunnen we voor de nuttige omtrekkraft p , 2,5...3,5 kg/cm rekenen. De riemen bestaan uit 4...8 lagen.

	D mm	Riemsnelheid v in m/s				
		3	5	10	20	30
Enkele riem	100	3,0	4,0	4,3	4,0	2,4
	200	5,0	6,0	6,6	7,0	5,4
	300	6,0	6,5	7,4	7,6	6,4
	400	6,5	7,0	7,8	8,0	6,9
	500	6,7	7,2	8,0	8,4	7,2
	600	7,0	7,3	8,2	8,5	7,4
	750	7,2	7,5	8,4	8,7	7,6
	1000	7,3	7,6	8,6	8,8	7,8
	1500	7,5	7,8	8,7	9,0	8,0
Dubbele riem	400	11,4	12,0	13,3	13,4	10,8
	500	12,2	12,9	14,3	14,5	12,0
	600	12,7	13,5	14,9	15,2	12,8
	750	13,2	14,9	15,5	16,0	13,6
	1000	13,7	14,5	16,1	16,7	14,4
	1500	14,2	15,0	16,7	17,3	15,2
	2000	14,5	15,3	16,9	17,7	15,6

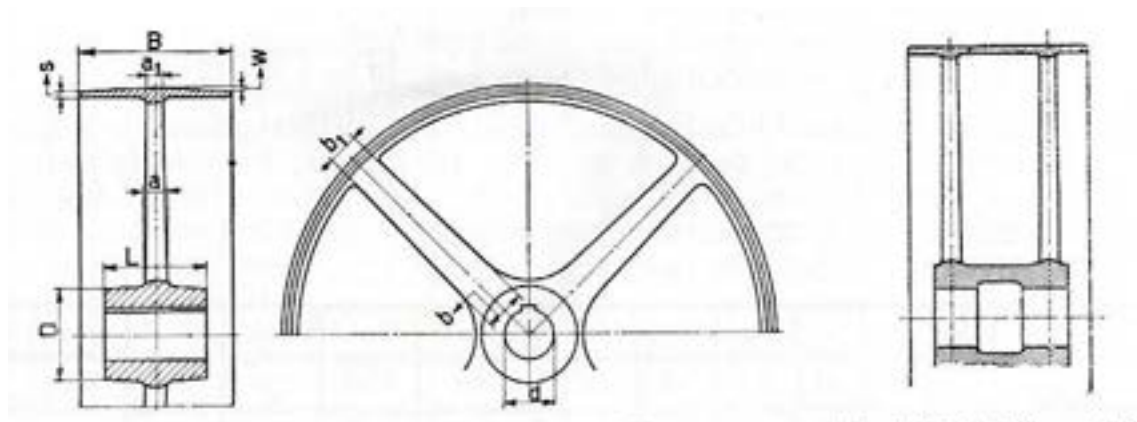
Nuttige omtrekkraft tabel (p = kg/cm)

4.28.3.3 Riemschijven

Riemschijven worden vervaardigd uit gegoten ijzer, staal en hout. Houten riemschijven zijn lichter en goedkoper dan gietijzeren en worden daarom veel toegepast. Stalen riemschijven vinden voornamelijk toepassing bij grote riemsnelheden.

Bij open overbrengingen nemen we de breedte van de schijf $B \approx 1,1 \cdot b + 10$ mm. Bij gekruiste en half- gekruiste overbrengingen nemen we $B = 1,4 \cdot b + 10$ mm tot $B = 2 \cdot b$ mm.

De gietijzeren riemschijf bestaat uit een velg en een naaf met ertussen een enkele of dubbele rij spaken. De spaken worden recht gemaakt. Men beweert dat de voorheen gebruikelijke dubbel gebogen spaakvorm het riemschijfgewicht vergroot, zonder de gietspanningen te voorkomen of de schijf sterker te maken. De spaken hebben voor de sterkte een elliptische doorsnede waarvan de lange as in de draairichting ligt.



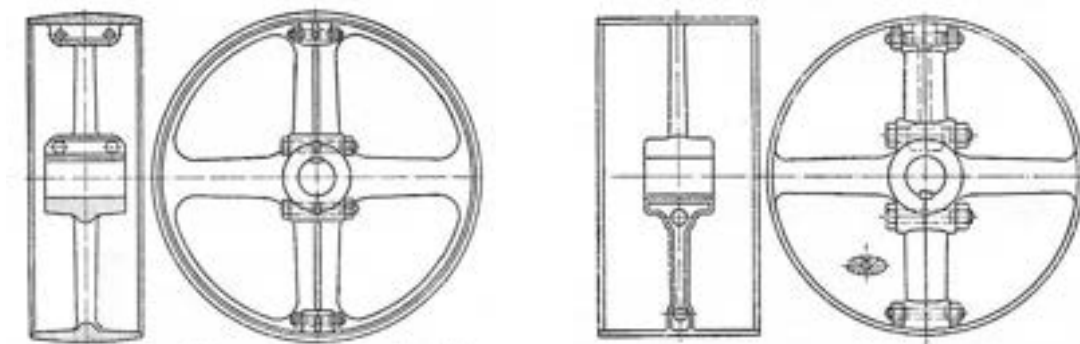
Ongedeelde gegoten ijzeren riemschijf

Schijf met dubbele rij spaken

Bij open riemen moet het loopvlak van de gedreven riem bol zijn. Aanbevolen wordt bij dubbele riemen en ook bij een riemsnelheid groter dan 25 m/s, de drijvende schijf ook bol te maken.

De welving is 1 mm voor een riembreedte onder de 100 mm, daarboven wordt circa 1% van de riembreedte aangehouden. Alle andere schijven maakt men vlak (cilindrisch). De riem zoekt steeds het hoogste punt van de schijf, zodat eventuele kleine uitlijnfouten niet tot het scheeflopen of tot het aflopen van de riem leiden. Het bol maken van de schijf leidt tot een plaatselijk iets grotere spanning in de riem.

Riemschijven uit twee delen worden na het gieten gekloofd. De raakvlakken van de helften worden vlak bewerkt waarna de helften met bouten weer aan elkaar worden verbonden en vervolgens bewerkt. De deling vindt bij voorkeur plaats over twee tegenover elkaar liggende spaken en niet in de velg.

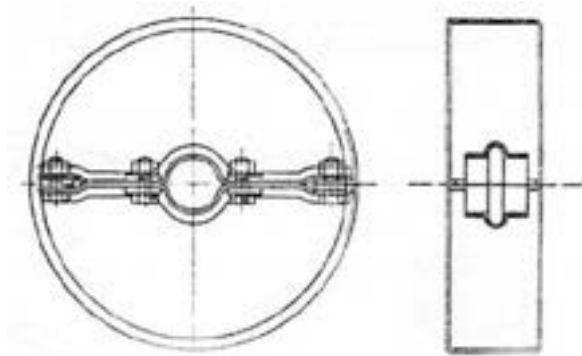


Tweedelige gietijzeren riemschijf

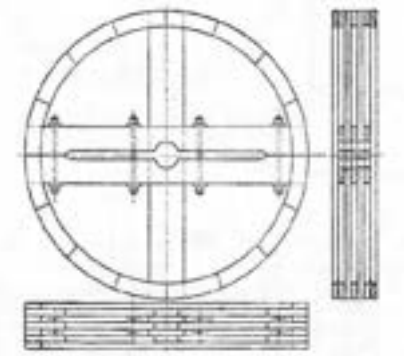
Tweedelige riemschijf

De naaf en het loopvlak worden bij voorkeur in één bewerkingsgang bewerkt zodat het loopvlak van de schijf zuiver centrisch ligt ten opzichte van de naaf. Na het bewerken wordt de schijf gebalanceerd om trillingen te voorkomen.

De linker figuur hieronder laat een stalen schijf zien uit geperste plaat met een gietijzeren bus als naaf. Dergelijke stalen schijven worden ook samengesteld uit stalen buizen. De constructie wordt dan gelast.



Geperst stalen riemschijf



Tweedelige houten riemschijf

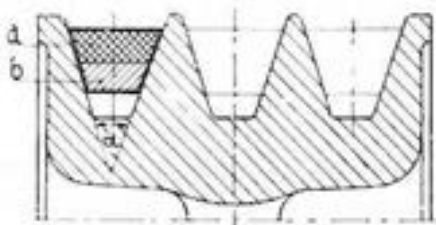
De velling van een houten riemschijf wordt uit segmenten opgebouwd om te beletten dat het hout kromtrekt. Daartussen worden de spaken bevestigd.

De riemschijven worden gemaakt van beukenhout, dat onder stoomdruk geweekt en vervolgens in de juiste vorm geperst wordt. De segmenten worden verlijmd, en na het afwerken van de constructie en het zuiver afdraaien van het loopvlak vernist om vocht opneming te voorkomen. Tweedelige houten riemschijven, zoals hierboven weergegeven, kunnen door de verbindingbouten, bij een niet te grote omtrekkracht voldoende vast op de as geklemd worden. Grotere schijven en schijven uit één stuk vereisen spieën.

4.28.4 Snaar- en ketting overbrenging

Ter vervanging van de over het algemeen dure leren riemen bij grote vermogens gebruikte men bij grote hartafstanden soms hennep en katoen touwen. Ook werd voor dit doel staaldraad gebruikt. Hierbij zijn altijd grote schijven nodig vanwege de dikte van de touwen en/of de staaldraden. Hoewel men slijtage van deze touwen en kabels door het bekleden van de schijven probeerde te voorkomen, is deze groot. Dit type overbrenging is weinig bekend bij stoominstallaties van gemalen.

Snaren met V-vormige doorsnede worden gebruikt om in ongunstige gevallen, zoals een kleine hartafstand, een grote overbrengingsverhouding of beide, toch nog met een kleine voorspanning uit te komen zonder te veel slip te krijgen. Hoewel er al in de 19^{de} eeuw sporadisch leren v-snaar overbrengingen werden toegepast, vond de ontwikkeling van deze soort overbrenging hoofdzakelijk plaats na het stoomtijdperk. In deze Leidraad zal daarom hieraan verder geen aandacht geschonken worden.

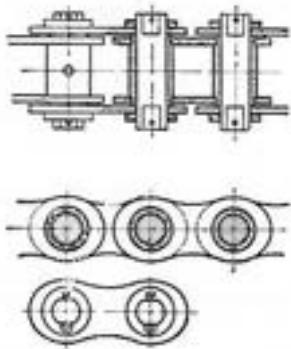


V-snaar met de vorm van de groeven

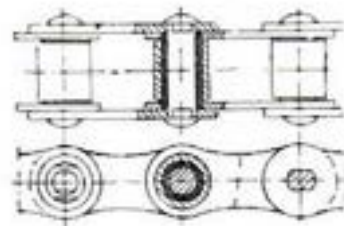
Overbrenging met behulp van kettingen kan onder zeer uiteenlopende omstandigheden toepassing vinden. Zij zijn in het bijzonder geschikt bij kleine hartafstanden van de wielassen. Kettingen zijn slipvrij en vereisen daarom geen voorspanning, zodat de assen en de kussenblokken geen extra belasting ondergaan. Voor smering van de ketting en bescherming tegen aanraken en vervuiling door stof moet de ketting worden afgeschermd.

Als transmissieketting komt in hoofdzaak de rollenketting in aanmerking. Het is niet bekend of deze soort overbrenging ook is toegepast bij stoomgemalen bij de aandrijving van de opvoerwerktuigen; zij is wel bij apparaten van deze installaties, zoals verstelinrichtingen of bediening van afsluiters toegepast.

De rollenketting is ontwikkeld uit de busketting, die uit stalen bouten of tappen is samengesteld. Om de grote vlaktedrukken tussen de bout en de binnenste schalm te ontgaan, zet men de binnenste schalmen op een afzonderlijke stalen bus. Hierdoor wordt het draagvlak aanzienlijk vergroot en de slijtage verminderd. De buitenste schalmen kunnen niet draaien om de pennen. Gaatjes in de bussen dienen voor de toevoer van het smeermiddel. Een even aantal schalmen kunnen tot een ketting zonder eind worden verbonden.



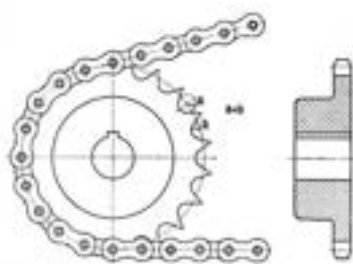
Busketting



Rollenketting

De rollenketting onderscheidt zich alleen van de busketting doordat over de bussen gehard stalen rollen zijn geschoven om de wrijving tegen de tanden van het kettingwiel te verminderen. Deze kettingen worden ook voor twee, drie en vier rijen tanden vervaardigd.

In bedrijf zal de ketting langzamerhand rekken. Door slijtage komt er speling in de scharnieren, waardoor de steek van de belaste ketting groter wordt. De ketting komt dan op een steekcirkel met een grotere straal te liggen. De vorm van de tanden moet dit mogelijk maken. De figuur hiernaast

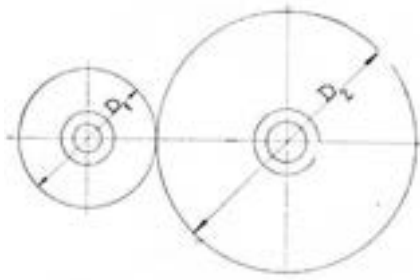


Kettingwiel voor rollenketting

geeft de vorm van de tanden weer, puntig met nagenoeg rechte flanken. De straal van de tandkuilen is gelijk aan die van de rollen. Bij het rekken van de ketting zal deze steeds verder naar buiten op de tanden lopen. In het alleruiterste geval schampt deze over de toppen. Een kettingverbinding moet zo zijn ingericht dat de ketting kan worden nagespannen; we kennen dit van onze fietsketting. Als deze constructie niet mogelijk is, wordt gebruik gemaakt van een spanwiel.

4.28.5 Tandwieloverbrenging

De overbrenging van de draaiende beweging tussen assen kan gebeuren door middel van kam- of tandwielen als verbindend orgaan. De oudste vorm die we hiervan kennen bij stoomgemalen is het



met houten tanden bezette kamwiel. Door tandwielen te kiezen van verschillende diameter is het toerental en daarmee ook het koppel te wijzigen. In alle gevallen kunnen we de draairichting wijzigen en liggen de drijvende as en de gedreven as op enige afstand van elkaar. Deze afstand is anders dan bijvoorbeeld bij riemaandrijving beperkt en wordt bepaald door de grootte van de wielen.

Overbrenging door twee wielen

Door het toepassen van haakse tandwielen kan elk gewenst verschil in de onderlinge opstellingshoek van de assen worden bereikt; bijvoorbeeld zoals die voorkomt bij een vjzelinstallatie waarbij de vjzel onder een hoek van 30° met de horizontaal staat opgesteld.

Bij de tandwielen grijpt het ene wiel met zijn tanden in de overeenkomstige openingen van het andere wiel. Het drijvende wiel en het gedreven wiel hebben daarom gelijke snelheid in de bewegingsrichting. Wanneer de beweging in de richting van de omtrek gebeurt, zijn dus de omtreksnelheden van de wielen gelijk, behalve bij schroef- en hypoid vertande wielen, alsmede bij wormen en wormwielen.

Als D_1 en D_2 de middellijnen van de wielen voorstellen, dan geldt:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} \quad [\text{m/s}]$$

Dus:

$$D_1 \cdot n_1 = D_2 \cdot n_2$$

Of in de vorm van evenredigheid waarbij r de stralen van de respectievelijke wielen zijn:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

Het verhoudingsgetal i noemen we het transmissiecijfer dat de verhouding weergeeft tussen de toerentallen van de drijvende en de gedreven as.

Voor de hoeksnelheid ω , de hoek, uitgedrukt in radialen per seconde en het koppel M geldt hetzelfde verhoudingsgetal, zodat we ook kunnen schrijven:

$$i = \frac{M_1}{M_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

4.28.5.1 Indeling van de tandwielen

We onderscheiden vier gevallen naar de stand die de assen ten opzichte van elkaar innemen.

1. De assen liggen evenwijdig aan elkaar (rechte tandwielen)

De grondvorm van deze wielen zijn twee elkaar volgens een beschrijvende lijn rakende cilinders. De tanden kunnen evenwijdig zijn aan de beschrijvende lijnen ervan of er een hoek mee maken met een schuine vertanding.

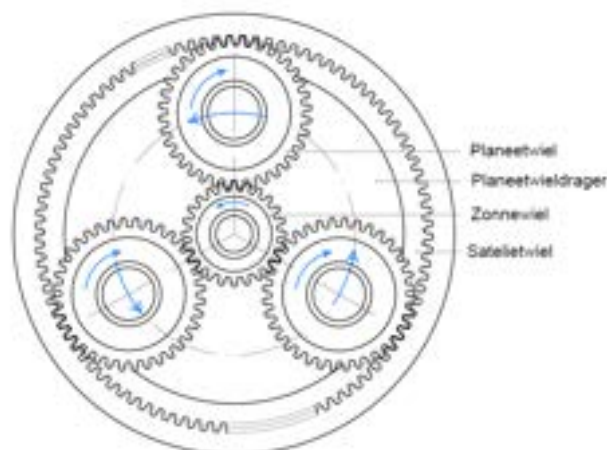


Rechte tandwieloverbrenging met rechte vertanding

Rechte tandwieloverbrenging met schuine vertanding

2. De assen liggen in het verlengde van elkaar (rechte tandwielen)

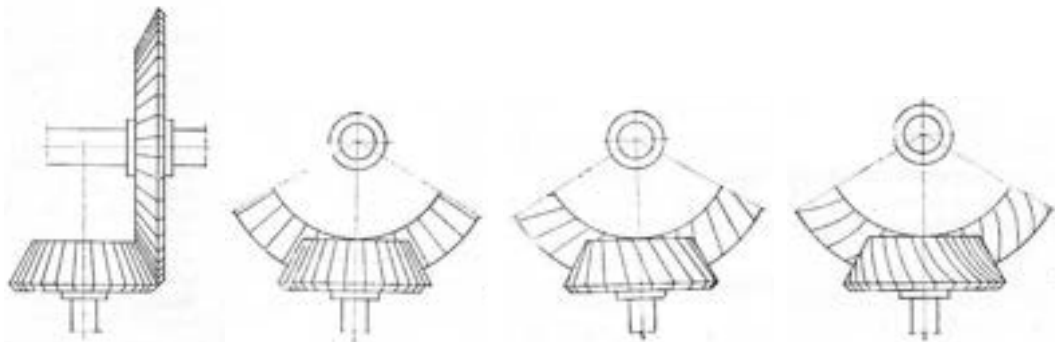
De grondvorm van deze wielen is gelijk aan die met de rechte vertanding, maar de overbrenging vindt in meerdere stappen plaats waardoor de tandwielen zodanig kunnen worden gerangschikt dat de in- en uitgaande as in elkaars verlengde geplaatst kunnen worden. Voorbeelden hiervan zijn de hieronder afgebeelde planetaire tandwielkast en de coaxiale tandwielkast waarvan verderop in deze paragraaf een afbeelding is te zien.



Planetaire tandwieloverbrenging

3. De assen snijden elkaar (conische tandwielen)

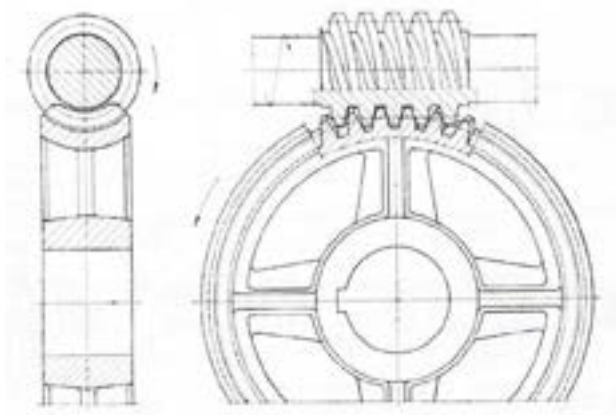
De grondvorm is twee elkaar -volgens een beschrijvende lijn- rakende kegels met een gemeenschappelijke top. De tanden kunnen recht zijn -dat wil zeggen de beschrijvende lijnen van de tanden snijden elkaar in de top- en zijn scheef of gebogen op de kegelwielen aangebracht.



Conische tandwieloverbrenging met rechte, schuine en gebogen vertanding

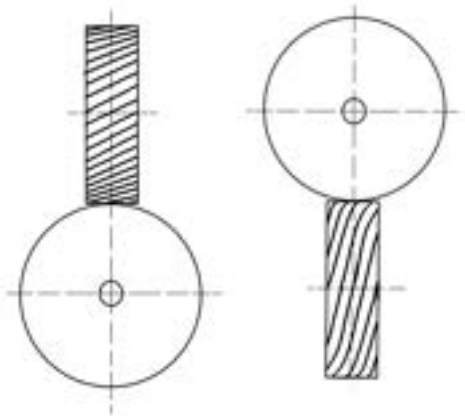
4. De assen kruisen elkaar (schroefwielen)

Hoewel er wel sprake is van vertanding spreken we bij dit soort overbrengingen meestal over schroefwielen en worm-wormwieloverbrenging. De worm-wormwieloverbrenging wordt veel toegepast waar een grote overbrengverhouding gewenst is, zoals bijvoorbeeld bij de aandrijving van een smeertoestel of bij de handbediening van een schuif in het zogenaamde natte pad van een gemaal. Het handwiel is dan op de wormas bevestigd en het wormwiel is verbonden met de schuifspindel. De zware schuif kan dan met een geringe krachtsinspanning worden gesloten of geopend. Als de worm van de juiste spoed is voorzien, dan is de overbrenging zelfremmend, dat wil zeggen dat de schuif -uit het hiervoor gegeven voorbeeld- niet door zijn eigen gewicht sluit.

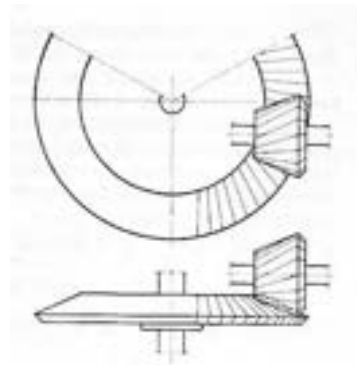


Worm-wormwieloverbrenging (schroefwielen)

Hierboven wordt de constructie van de worm en het wormwiel weergegeven. Verder op in deze paragraaf wordt een voorbeeld gegeven van een complete wormwieloverbrenging.



Schroefwieloverbrenging



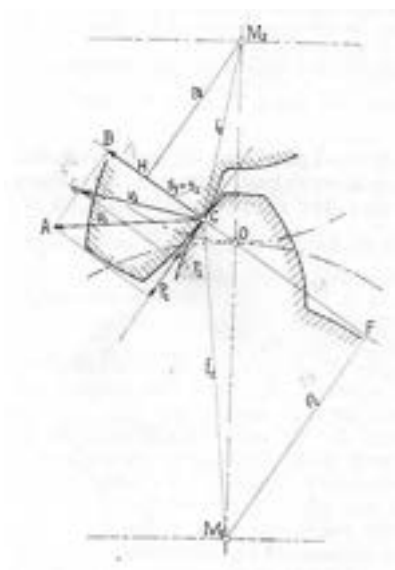
Hypoïd overbrenging

De hiervoor afgebeelde en relatief modernere schroefwielen en hypoïd vertande overbrengingen treffen we veelvuldig aan bij de nokkenaandrijving van oude motoren.

Grondbeginsel tandconstructie

Bij een goede tandconstructie moet ervoor gezorgd worden dat de overbrenging gelijkmatig -dat wil zeggen zonder schokken- plaats heeft. De verhouding van de hoeksnelheden van het ene en het andere wiel moet steeds gelijk zijn. Of anders geschreven:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{constant}$$



Houden we deze eis in het oog, dan kunnen we het grondbeginsel afleiden. Met behulp van de hiernaast afgebeelde figuur kan worden aangetoond dat de zijden van de gelijkvormige driehoek M_1O en M_2O zich verhouden als loodlijnen op de uit M_1 en M_2 op de gemeenschappelijke normaal van de tandprofielen, dus ook als ω_1 en ω_2 .

$$i = \frac{M_2 O}{M_1 O} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

De loodlijnen, in elk raakpunt van de tandprofielen op de gemeenschappelijke raaklijnen getrokken, moeten alle door het hetzelfde punt O van de verbindingslijn van de middelpunten M_1 en M_2 gaan.

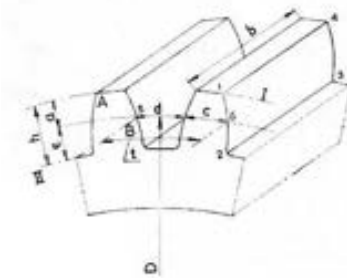
Grondbeginsel van de tandconstructie

Op twee samenwerkende wielen kunnen we altijd twee elkaar rakende cirkels met gelijke omtreksnelheid bepalen. Die noemen we de steekcirkels. De verhouding van hun stralen bepaalt het overbrengingsgetal i . Hun raakpunt is de pool O .

Uit de ongelijkheid van p_1 en p_2 , de ontbondenen van de omtreksnelheden v_1 en v_2 richting de raaklijn, volgt dat de tanden langs elkaar glijden met een relatieve snelheid van $p_1 - p_2$. Hierdoor ontstaat wrijving en warmteontwikkeling. Raken de tanden elkaar in punt O , dan is $v_1 = v_2$ en $s_1 = s_2$ en dus ook $p_1 = p_2 = 0$. Op dit punt treedt rolling van de tandprofielen op en is er sprake van rolwrijving.

4.28.5.2 Benamingen van tandwielen

Uit het voorgaande kan worden afgeleid dat de tanden van een tandwiel een bepaalde vorm moeten hebben om aan een aantal eisen te kunnen voldoen. De uiteindelijke vorm is een compromis tussen een aantal (hierna nader toegelichte) mogelijkheden. In de loop van de ontwikkeling van het maken van tandwielen zijn benamingen bedacht en zijn tandprofielen gestandaardiseerd, zodat uitwisselbaarheid bij vervanging gewaarborgd is.



Tandbenamingen

In de volgende tabel zijn de namen aangegeven die bij de letters in de voorgaande figuur horen:

A	Tandkop	e	Voethoogte
B	Tandvoet	h	Tandhoogte
Cirkel I	Kopcirkel	b	Tandbreedte (velgbreedte)
Cirkel II	Voetcirkel	c	Tanddikte (op steekcirkel gemeten)
a	Kophoogte	d	Kuilwijdte (op steekcirkel gemeten)

Benaming bij de tanden van tandwielen

Het vlak 1 2 3 4 in de figuur noemen we het werkend vlak of tandflank en de boog 1 2 het tandprofiel. De boog 5 6 op de steekcirkel = tanddikte + kuilwijdte en noemen we de steek, aangeduid met t . Is het aantal tanden van een wiel z , dan is:

$$O_{stc} = \pi \cdot D = z \cdot t \text{ [mm]}$$

Of:

$$t = \pi \cdot \frac{D}{z} [\text{mm}]$$

Bij de fabricage van tanden wordt de steek aangegeven in een veelvoud van π en noemen we de volgende verhouding de modulus, modul of moduul m :

$$m = \frac{t}{\pi} = \frac{D}{z} [\text{mm}]$$

Hieruit volgt:

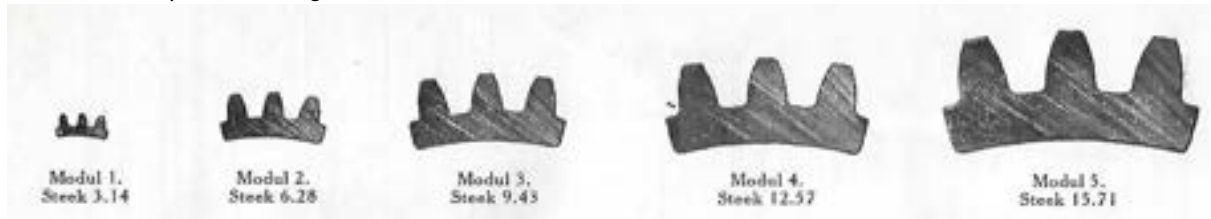
$$t = m \cdot \pi. [\text{mm}]$$

En:

$$D = m \cdot z [\text{mm}]$$

Hierbij is z een geheel getal en m een geheel of meetbaar getal.

Het aantal voor de vervaardiging van tandwielen benodigde gereedschappen beperken we door voor m een beperkt aantal getallen te kiezen.



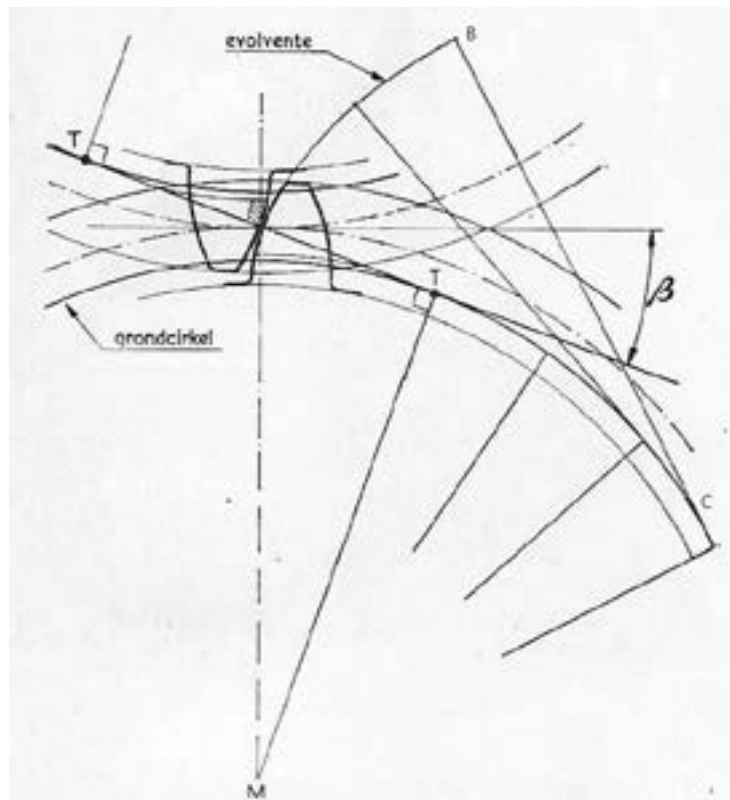
Voorbeeld van de modules 1 t/m 5

4.28.5.3 Tandprofielen

We kunnen als tandprofiel van de op elkaar ingrijpende wielen een willekeurige kromme aannemen, en daarvan die van het andere wiel afleiden.

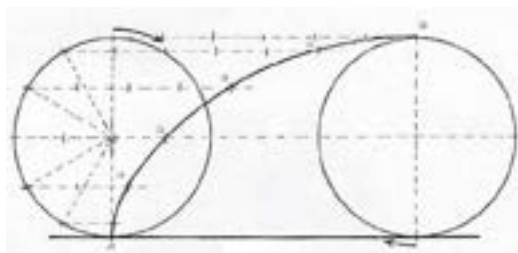
In de praktijk beperkt men zich tot evolventen of, voor bijzondere doeleinden, van cycloïden. Een evolvente is de baan die een punt van de raaklijn aan een cirkel beschrijft als we de raaklijn over de cirkel laten rollen.

De evolvente ontstaat als een strakgespannen draad die op de cirkel, de grondcirkel, is gewonden, daarvan afwikkelt. Trekken we vanuit een punt B van de evolvente een raaklijn BC aan de grondcirkel, dan kunnen we dat als een klein deel van de evolvente beschouwen.

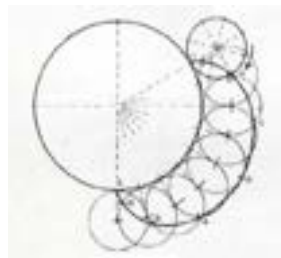


Evolvente

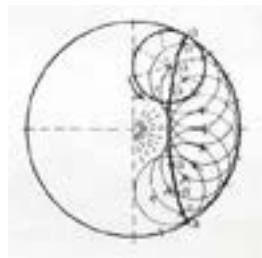
Bij de cycloïde tandconstructie worden de tandprofielen gevormd door zogenaamde cycloïden. We onderscheiden de gewone cycloïde waarbij de kromme beschreven wordt door een punt van een cirkel, die afrolt op een rechte lijn en de epicycloïde (epi = boven) waarbij de kromme ontstaat door het afrollen van een cirkel op een andere cirkel. Dan is er ook nog de hypocycloïde waarbij de kromme ontstaat door het afrollen van een punt van een cirkel binnen een andere cirkel.



Cycloïde



Epicycloïde

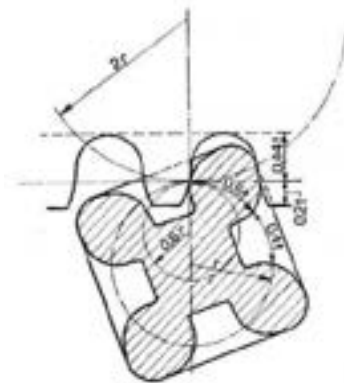


Hypocycloïde

Cycloïde tandprofielen worden vaak toegepast bij rondsels in combinatie met een tandheugel, zoals hierna afgebeeld. Het tandprofiel van de heugel, dat verkregen wordt door de beide rolcirkels op de steekcirkel te rollen, bestaat uit twee gewone cycloïden.

Door de tandvoet lager dan normaal te maken, wordt de tand minder verzwakt, terwijl de verkorting van de ingrijping die als gevolg daarvan zou ontstaan, wordt vermeden door de tandkop hoger te maken dan normaal. Opdat de voet en de kop dik genoeg worden, moet de tanddikte groter dan normaal worden genomen.

Het rondsel op de volgende afbeelding is gemaakt door de tandkuilen uit een vierkant stuk staal te frezen. De tanden worden daardoor behalve aan de voet ook aan de zijanten gesteund.



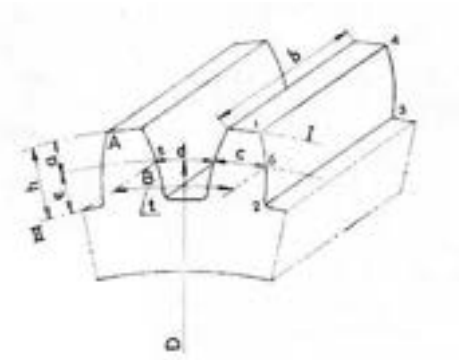
Cycloïde vertand rondsel met heugel

4.28.6 Bepaling van de afmetingen van de tanden

De vorm, hoogte en de breedte van een tand bij tandwielen alsmede het materiaal waarvan deze gemaakt is bepalen de sterkte en daarmee de grootte van het koppel dat kan worden overgebracht met de constructie. Hierna wordt nader ingegaan op deze aspecten.

4.28.6.1 Onbewerkte tanden

De tandwielen bij oude gemalen, zoals bijvoorbeeld voor een schepradaandrijving, zijn vaak gemaakt van gietijzer. De tanden werden -behalve het ontbramen en het weghakken en/of vijlen van oneffenheden- niet bewerkt. Niet zelden werkten deze gietijzeren wielen of rondsels samen met wielen met houten tanden. Wielen met onbewerkte tanden hebben daarom andere afmetingen en hebben grotere maattoleranties nodig dan die waarvan de tanden nauwkeurig machinaal zijn bewerkt.



Benamingen tandprofiel

Voor de kophoogte a wordt aangehouden:

$$a \approx m \approx 0,3 (c + d) \approx 0,3t \text{ [mm]}$$

Voor de voethoogte e van de tand van het andere wiel rekenen we met:

$$e \approx (1,15 \dots 1,2) \cdot m \text{ [mm]}$$

Of:

$$e \approx 0,4 t \text{ [mm]}$$

De twee samenwerkende wielen hebben natuurlijk dezelfde steek = t. Zijn beide wielen uit hetzelfde materiaal gemaakt, dan zijn de tanddikten c meestal gelijk, net als de kuilwijdte d.

We maken de speling in tangentiële richting van circa 2/40 van de steek t, dan wordt de tanddikte c en de kuilwijdte d op de steekcirkel:

$$c = \frac{19}{40} t \text{ [mm]} \text{ en } d = \frac{21}{40} t \text{ [mm]}$$

Bij houten tanden die met gegoten ijzeren tanden samenwerken, wat vaak het geval is, laten we een geringere speling toe, namelijk van circa 1/40 van de steek t en maken we de tanddikte en de kuilwijdte op de steekcirkel voor de houten tanden:

$$c = \frac{23}{40} t \text{ [mm]} \text{ en } d = \frac{17}{40} t \text{ [mm]}$$

De tanddikte en de kuilwijdte voor de dunnere gietijzeren tanden die met de houten tanden samenwerken, bedragen dan:

$$c = \frac{16}{40} t \text{ [mm]} \text{ en } d = \frac{24}{40} t \text{ [mm]}$$

Hier zien we dat vanwege de sterkte de houten tanden ongeveer 44% dikker worden gehouden dan de samenwerkende gietijzeren tanden.

4.28.6.2 Bewerkte tanden

Praktisch gezien komen voor bewerkte tanden slechts evolvente-profielen in aanmerking, omdat alleen deze op eenvoudige wijze gemaakt kunnen worden. In Nederland worden bij de fabricage van machinaal bewerkte tandwielen de volgende afmetingen gehanteerd.

Kophoogte	a	$a = m$
Voethoogte	e	$e = (1,15 \dots 1,2) \cdot m$, gemiddeld $1\frac{1}{2} \times m$
Tandhoogte	h	$h = e + a = 2\frac{1}{2} \times m$

Voor een wiel met 60 tanden, $m = 8$ mm, wordt dan de kophoogte 8 mm, de voethoogte $1\frac{1}{2} \times 8 = 9,3$ mm, en de tandhoogte of de tandkuil diepte $2\frac{1}{2} \times 8 = 17,3$ mm.

De steekdiameter van dit wiel $= 60 \times 8 = 480$ mm, de voetcirkeldiameter $480 - (2 \cdot 9,3) = 461,4$ en de kopcirkeldiameter $480 + (2 \cdot 8) = 496$ mm.

4.28.6.3 Transmissiecijfer

Het transmissiecijfer i (overbrengingsverhouding of drijfwerkverhouding) is beperkt doordat anders de wielen een te grote middellijn krijgen. Bij een enkele overbrenging kunnen we gaan tot een $i \approx 25$. Bij een dubbele overbrenging in een tandwielkast gaan we niet verder dan $i \leq 5 \dots 8$ per overbrenging. Boven $i \approx 10$ wordt splitsing in twee enkele overbrengingen goedkoper.

Bij stoomgemalen zien we in de regel voor de relatief langzaam draaiende (oude) opvoerwerktuigen, zoals een scheprad of vijzel, een dubbele overbrenging toegepast. Drijft de stoommachine een stromingspomp aan, bijvoorbeeld een centrifugaalpomp, dan is deze meestal direct hieraan gekoppeld.

Voor niet-bewerkte tanden en voor minder nauwkeurig gesneden tanden, zoals ze bijvoorbeeld met alleen een profielfrees of steekbeitel op de steekbank ontstaan, moet voor het goed inlopen het transmissiecijfer een geheel getal of een eenvoudige breuk zijn.

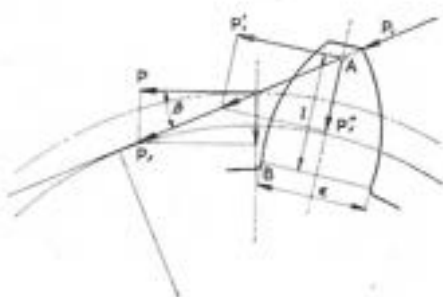
Bijvoorbeeld:

$$i = \frac{2}{1}; \frac{3}{1}; \frac{4}{1}; \frac{3}{2}; \frac{5}{2}; \frac{7}{2} \text{ enz.}$$

Overbrengingen als bijvoorbeeld 20 op 99 tanden worden gebruikt bij periodieke veranderlijkheid van de tanddruk, om een gelijkmatige slijtage van het rondsel te bewerkstelligen. Een voorbeeld hiervan is de aandrijving van een plunjerpomp.

4.28.6.4 Tandbelasting

Voor de berekening van de tandwielen gaan we uit van de omtrekkracht P kg op de steekcirkel. Deze kracht is af te leiden uit het koppel dat het wiel moet overbrengen.



$$M = P \cdot r \text{ [kgcm]}$$

Als het over te brengen vermogen N pk en het aantal omwentelingen per minuut n gegeven zijn, dan vinden we de omtrekkracht uit:

$$P \cdot r = 71620 \cdot \frac{N}{n} \text{ [kgcm]}$$

Tandkrachten

De omtrekkracht P belast de tand zo dat hij gebogen wordt en de tandflanken worden ingedrukt. De buigspanning in de voet van de tand zal het grootst zijn wanneer de top van het tegenwerkende profiel in ingrijping is, waarbij we aannemen dat slechts één tand de gehele tanddruk moet opnemen.



Laten we de kracht P aangrijpen in punt A van de tand, dan kan deze ontbonden worden in P_1' , loodrecht op de hartlijn en P_1'' erlangs. De kracht P_1' veroorzaakt hier een buigend moment met l als arm. De kracht P_1'' veroorzaakt een gelijkmatig over de voet verdeelde drukspanning.

Tand op buiging belast

Uit de sterkteleer weten we dat het weerstandsmoment tegen buiging van een rechthoekige doorsnede met een hoogte e en een breedte b is:

$$I = \frac{1}{6} \cdot e^2 \cdot b \text{ [cm}^3\text{]}$$

Er heerst in die tandvoet een buigspanning:

$$\sigma_b = \frac{P_1' \cdot l}{\frac{1}{6} \cdot e^2 \cdot b} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

En een drukspanning:

$$\sigma_d = \frac{P_1''}{e \cdot b} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

De grootste totale spanning die in de tand optreedt, is een drukspanning bij de tandvoet in B en bestaat uit:

$$\sigma_{d \max} = \sigma_b + \sigma_d \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

De grootste trekspanning die ontstaat is:

$$\sigma_{t \max} = \sigma_b - \sigma_d \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

De afrondingen bij de voet van een tand zijn dus zeer wenselijk om de kerfwerking te verminderen. De waarden e en l van de tand zijn evenredig met de steek t . Zij hangen uiteindelijk af van het aantal tanden, het gebruikte moduul en natuurlijk van de omtrekkracht P .

Om een benaderde waarde te vinden voor de spanning in de tanden gebruiken we de hiervoor gegeven figuur met de omtrekkracht P aangrijpend in de top van de tand, loodrecht op de hartlijn ervan.

Met een gemiddelde waarde voor $h \approx 0,7 \cdot t$ en $e \approx 0,55 \cdot t$ wordt de buigspanning in de tand:

$$\sigma_b = \frac{P \cdot h}{\frac{1}{6} \cdot e^2 \cdot b} = \frac{P \cdot 0,7 t \cdot 6}{0,55^2 \cdot t^2 \cdot b} = \frac{14 \cdot P}{b \cdot t} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Of de omtrekkracht:

$$P = \frac{\sigma_b}{14} \cdot b \cdot t \text{ [kg]}$$

Omdat de spanningen gedurende het bedrijf telkens van nul tot maximum aangroeien, kunnen we slechts een deel van de beproefde spanning van het voor het tandwiel toe te passen materiaal gebruiken. In de volgende tabel wordt hiervan een overzicht gegeven. Hier bovenop worden er bij het berekenen van de sterkte van de tanden van het wiel nog een aantal veiligheidsfactoren in acht genomen die voornamelijk te maken hebben met het soort bedrijf, de belasting en de bewerking van de tanden. Het verminderen van de toelaatbare spanning heeft ook tot doel dat de tanden minder snel slijten.

Materiaal:	$\bar{\sigma}$ kg/cm ² :	$\frac{\bar{\sigma}}{14}$ kg/cm ² :
gietijzer Gij. 18	400	28
" Gij. 22	490	34
gietstaal Stg. 52	900	60
fosforbrons	750	50
vloeistaal St. 50	1000	70
" St. 60	1100	85
" St. 70	1400	100
gelegeerd (Si-Mn) staal .	1400...1800	100...130
" , a. d. oppervlakte		
gehard staal	1000...2200	70...150
wit- of hagebeukenhout .	200	14
ruwe-huid, kunsthars enz.	300...400*)	

Toelaatbare materiaalspanningen tandwielen

Uit deze tabel voor de toelaatbare materiaalspanning voor het tandmateriaal van tandwielen kan worden afgeleid dat de minste soort gietijzer nog steeds twee keer sterker is dan het beukenhout waar de tanden of kammen van de kamwielen van worden gemaakt. Door toepassing van gelegeerde staalsoorten en oppervlakteharding alsmede het naslijpen van de tandprofielen zijn tegenwoordig nog hogere belastingen toegestaan dan hierboven in de tabel worden aangegeven.

4.28.7 Materiaal en constructie van de tandenwielen

Wielen voor de overbrenging van kracht en snelheden bij gemalen werden in het verleden vaak samengesteld uit gietijzeren rondsels die samenliepen met meestal gietijzeren wielen met houten tanden. Soms, overgenomen uit de molenbouw, was het wiel ook van hout. De spaken van deze wielen zijn nagenoeg plat omdat ze tussen de uitstekende pennen van de tanden moeten passen. De tanden bij brede wielen worden soms uit twee delen gemaakt. De ruwe vorm van de tand moet ten minste 20-25% groter zijn dan die van de uiteindelijk afgewerkte tand. De reden daarvoor is dat de vierkante gaten in de gietijzeren tandkrans waarin de houten tanden bevestigd worden niet altijd

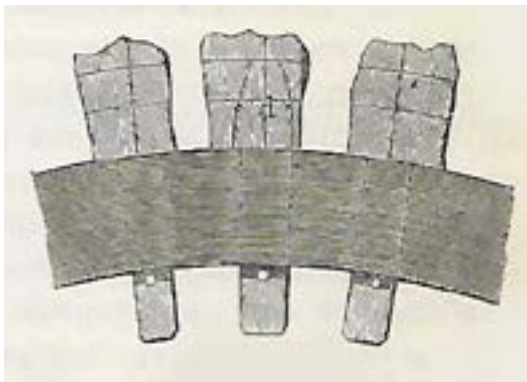
nauwkeurig gegoten zijn en de hartlijn hiervan niet nauwkeurig overeenkomt met die van de op de steek te plaatsen houten tanden, dus de tandvorm buiten het ruw gevormde hout valt.

Zijn we genoodzaakt vers hout te verwerken, dan moeten de ruw besneden stukken vier tot vijf uur in kokend water gelegd worden. Dit water moeten we een aantal keren te verversen om de extractiestoffen te verwijderen die het hout doen krimpen en bederven. De aldus uitgeloopte houtblokken worden vervolgens enige weken op een warme en droge plaats gelegd voor ze verder kunnen worden bewerkt. De tanden zijn van dezelfde kwaliteit als langdurig natuurlijk gedroogd hout.



Voorbeeld van tandwiel met houten tanden (Stoomgemaal Hertog Reijnout)

Wanneer de tanden of kammen niet goed droog zijn of maar juist in de openingen van de tandkrans passen, raken ze los. Een lapmiddel is dan de tanden eruit te nemen en de ruimte met schrijfpapier of dun karton op te vullen bij het opnieuw indrijven.



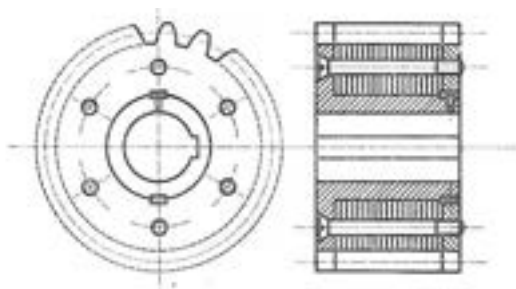
Ruw bewerkte houten tanden

Bij het indrijven moeten we waken voor het springen van de gietijzeren krans. Wanneer alle kammen zijn aangebracht, worden de steekcirkel en de topcirkel erop afgetekend door het rad te draaien langs een vast punt. Vervolgens wordt de steekcirkel verdeeld en wordt aan beide zijden de tandvorm afgetekend.

De leverancier van het rad moet hiervoor een tekening en een plaatstalen mal leveren. De mal omvat minstens drie kammen en wordt bij het aftekenen steeds een kam opgeschoven om er zeker van te zijn dat de steek steeds klopt. Nadat de flanken ten ruwste zijn bewerkt en de pennen voor het vasthouden van de kammen in de krans zijn afgetekend worden de kammen eruit geslagen, genummerd en vervolgens afgewerkt.

Na het afwerken en voordat ze weer worden aangebracht en geborgd, worden de kammen tegen vochtinwerking verduurzaamd. Een geschikt middel om de kammen te verduurzamen, is ze in hete lijnolie te leggen tot ze hiermee verzadigd zijn. De tanden worden gesmeerd met bijenwas, lijnolie of grafiet. De tanden hebben een evolvente vorm.

Geheel uit metaal vervaardigde wielen voor kleine krachten en snelheden worden gemaakt van gegoten ijzer. Dit is goedkoop, gemakkelijk te maken en heeft goede loopeigenschappen in combinatie met rondsels van staal of brons. Voor het overbrengen van grote krachten en snelheden passen we gietstalen wielen toe of wielen uit al dan niet gelegeerd staal. Worden stalen wielen groter dan ongeveer 400 mm, dan wordt de velg waarin de tanden zijn gesneden op een gietijzeren wiellichaam gekrompen. Dergelijke wielen met nauwkeurig bewerkte tanden moeten goed gesmeerd worden en zijn daarom in een kast ondergebracht. Rondsels moeten altijd van een beter materiaal zijn dan de wielen waarmee ze samenwerken, omdat deze door het grotere aantal



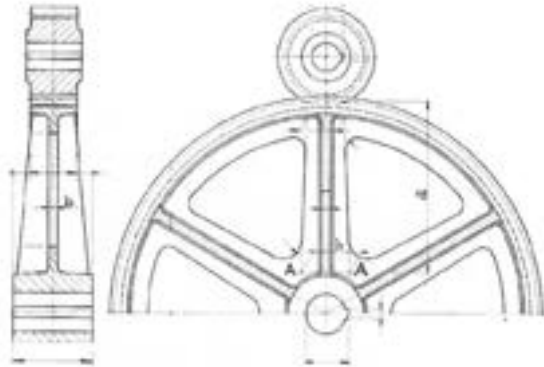
aangrijpingen per tijdseenheid meer slijten. Bronzen rondsels voldoen in dit opzicht zeer goed.

Om geluidloze overbrengingen te maken, passen we soms rondsels toe die gemaakt zijn uit geluiddempende materialen. Zij bestaan uit katoenweefsel, geïmpregneerd met synthetische hars en zijn onder druk samengeperst.

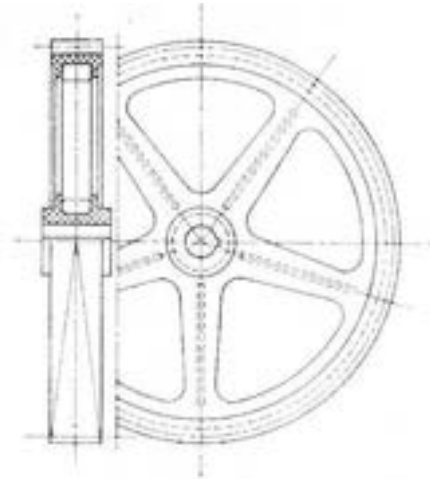
Rondsel uit geluiddempend materiaal

Gegoten wielen hebben spaken of zijn schijfvormig. De velling heeft ten minste een dikte $s = 1,7 \cdot m$ mm. Bij spaakwielen wordt de velg versterkt door een of twee ruggen, ieder ongeveer $2 \cdot m$ mm dik. De asdikte, dat is de boring d_b van de wielnaaf, wordt bepaald door de omstandigheden, zoals bijvoorbeeld een sterk wisselende belasting, van de krachtoverbrenging.

De naaflengte nemen we $l = (1,5 \dots 2) \cdot d_b$ mm. De naafmiddellijn voor gegoten ijzer $d_n = 1,8 d_b + 15$ mm.



Wiel met kruisvormige spaken



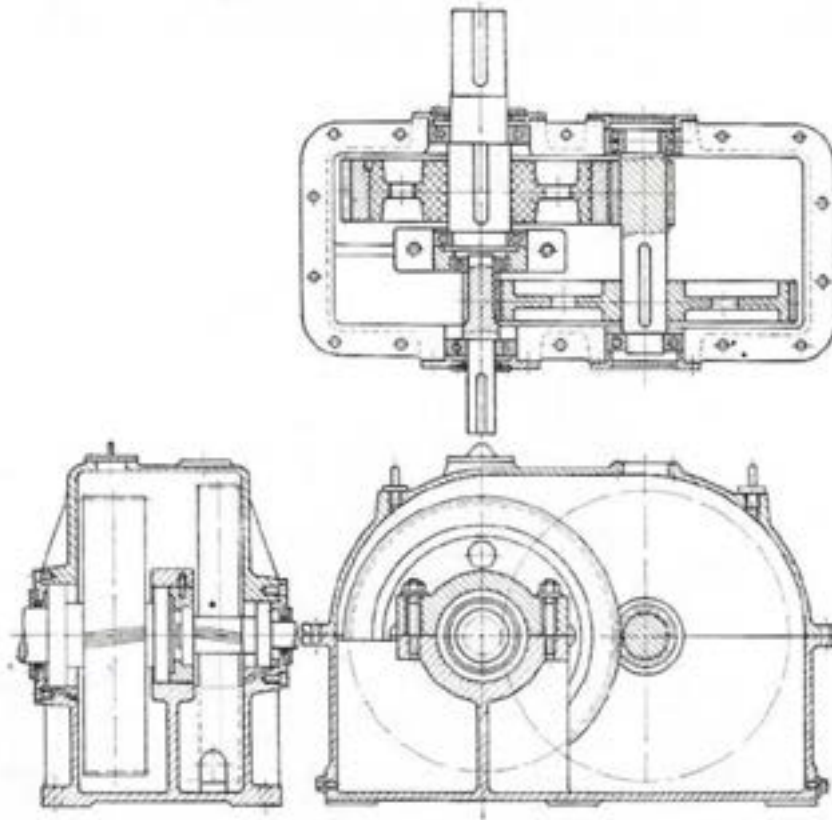
Wiel met H-vormige spaken

Grote wielen worden met behulp van een inleg- of kopspie met de as verbonden. Om het wiel gemakkelijk te kunnen monteren, wordt de as ter plaatse van de verbinding dikker gehouden. Spaken of armen van grote wielen hebben een kruis- of T-vormige doorsnede. Voor brede wielen is de H-vormige doorsnede in gebruik.

De wielen zijn meestal open opgesteld en worden alleen tegen aanraking afgeschermd. De tanden van de wielen worden meestal met een grafiet vetsoort gesmeerd dat tijdens bedrijf op de afgaande kant met een kwast (bokkenpoot) wordt aangebracht.

Op de volgende bladzijde staat een tandwielkast afgebeeld met een tweetrapsoverbrenging. Hierbij is het gegoten grote wiel op de uitgaande as voorzien van een opgekrompen velg. De tanden in het eveneens gegoten grote wiel van de eerste trap zijn zonder tussenkomst van een aparte velg direct in het materiaal gesneden.

Omdat het rondsel een gering aantal tanden heeft, zijn deze direct in de naaf of het asmateriaal gefreesd. De wielen en het rondsel zijn schuin vertand. De schuinite van de tanden is tegengesteld waardoor de hierdoor veroorzaakte axiale krachten elkaar opheffen en de lagers niet extra belasten. De getoonde kast wordt tot een bepaald niveau met smeerolie gevuld. De wielen die door dit oliebad draaien, zorgen voor de toevoer van de olie naar de tanden bij het ingrijppunt van de wielen en de wentellagers. We noemen dit spatsmering.



Coaxiale tandwielkast

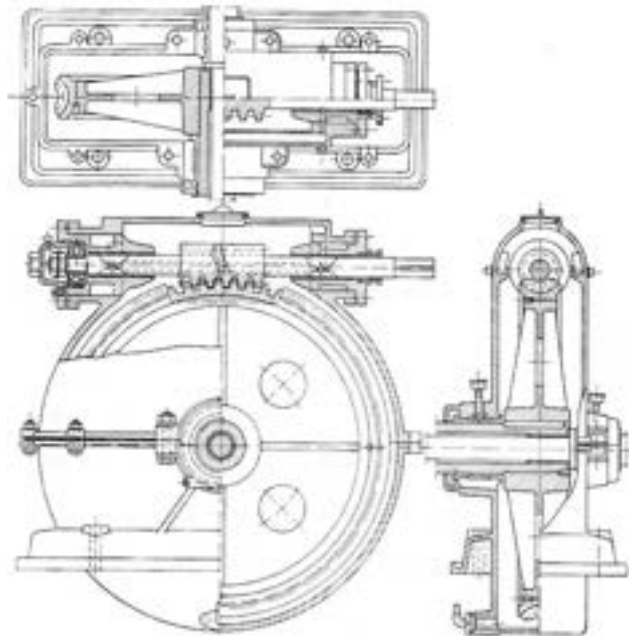
Soms zijn gootjes aangebracht om er zeker van te zijn dat alle onderdelen van voldoende olie worden voorzien. Als de kasten op een hellend vlak worden opgesteld, wordt druksmering toegepast of de lagers voorzien van vetnippels.

Bij druksmering wordt meestal, aan de ingaande as, een tandwielpompe gekoppeld dat de olie uit de kast zuigt en met vertakte leidingen naar de verschillende te smeren onderdelen voert. Boven elke tandwieloverbrenging wordt dan een sproeibuis aangebracht, die de olie over de breedte van het wiel verdeelt. Een deel van de over te brengen energie wordt als gevolg van onvermijdelijke wrijving in warmte omgezet. Als deze warmte niet of onvoldoende via de kast naar de omgeving kan worden afgevoerd, moet de smeerolie gekoeld worden. Veelal wordt hiertoe bij gemalen een roodkoperen koelspiraal in de tandwielkast aangebracht en wordt een klein deel van het verpompte polderwater gebruikt als koelmedium. In geval van druksmering passen we met hetzelfde doel ook wel pijpenkoelers toe.

Hierna staat een worm-wormwielkast afgebeeld. In het algemeen dient een wormoverbrenging tot het verlagen van het toerental, maar nog meer om met een kleine kracht een groot koppel te kunnen ontwikkelen, zoals bijvoorbeeld bij een torninrichting van een stoommachine, het bewegen van de zware rookschuiven bij een stoomketel of bij een eenvoudige handtakel. De wormen worden in de regel van staal gemaakt en soms aan de oppervlakte gehard en geslepen.

Het wormwiel heeft meestal een spakenkruis of binnenschijf van gegoten ijzer of gegoten staal en een wormkrans van fosforbrons of aluminiumbrons.

De overbrenging wordt meestal gemonteerd in een gesloten gietijzeren kast. De wormen worden uitgevoerd met één-, twee- en drievoudige spoed. Afhankelijk van de spoed en het aantal gangen is de overbrenging zelfremmend wat vooral voor overbrengingen die worden toegepast bij verstelinrichtingen of takels belangrijk is. De gesloten wormkast wordt tot een bepaald niveau gevuld met smeerolie of een dun soort smeervet. Het rendement van dit soort overbrengingen is relatief laag, waardoor er vooral bij continu bedrijf veel warmte wordt ontwikkeld en de kast gekoeld moet worden. Vaak wordt daartoe de kast aan de buitenkant van koelribben voorzien en de sneldraaiende wormas van een waaier waarmee omgevingslucht langs de kast geblazen wordt.



Worm-wormwielkast

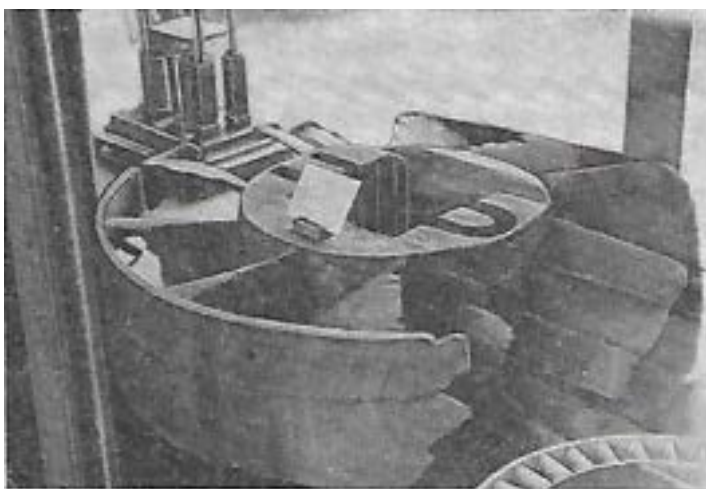
4.29 Opvoerwerktuigen

Bij bemalingsinstallaties gebruiken we vaak de aanduiding opvoerwerktuig als we een scheprad, een vijzel, een zuigerpomp of een pomp met waaier bedoelen. Opvoerwerktuig is een archaïsch, maar nog steeds gangbaar begrip dat we in de Nederlandse taal ook al gebruikten voor het windwatermolentijdperk dat in de 13^{de} eeuw begon met door windmolens aangedreven schepraderen als opvoerwerktuig. Deze zogenaamde poldermolens waren afgeleid van de graanmolens die al langer bestonden en waarin het koren werd gemalen. De naam 'gemalen' voor onze bemalingsinrichtingen is waarschijnlijk hiervan overgenomen.

Het scheprad is naar alle waarschijnlijkheid een vinding van de Soemeriërs die dit werktuig al 6000 jaar geleden gebruikten in Mesopotamië -het huidige Irak- om langs de rivier de Eufraat hun hoger gelegen akkers te bevoelen.

De uitvinding van de vijzel -weliswaar niet in de huidige vorm, maar als een om een as gewonden spiraalvormige schroef in een buis- wordt toegeschreven aan de Griek Archimedes van Syracuse. Archimedes leefde ruim 2000 jaar geleden. Het is dan ook niet zonder reden dat in de Engelse taal dit werktuig de schroef van Archimedes wordt genoemd.

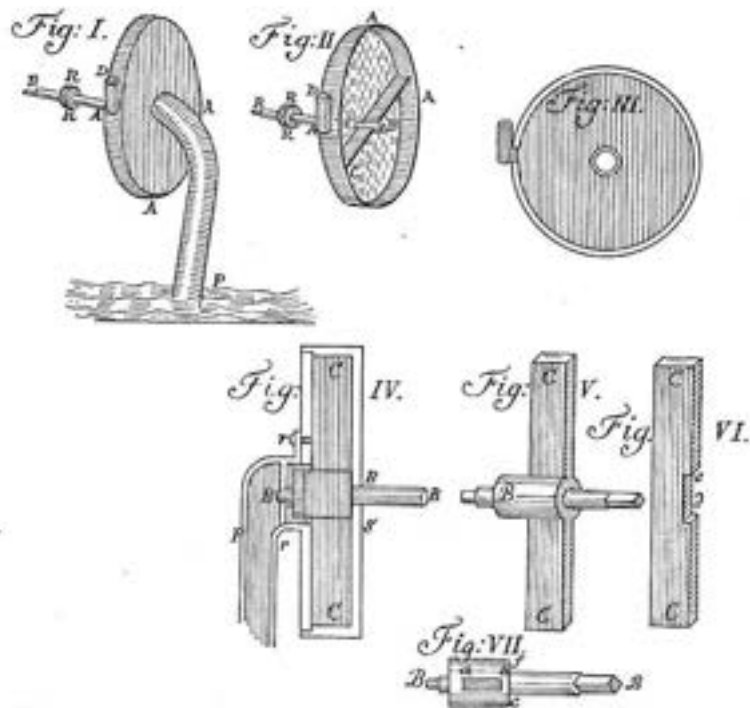
Het principe van de stromingspomp dateert uit de 5^{de} eeuw. De volgende afbeelding toont een uit hout samengestelde centrifugaalpomp met dubbel gekromde schoepen, gevonden in 1772 bij een oude kopermijn in Portugal. De pomp op de foto -met de in het Parijse Musée du Conservatoire National des Arts et Métiers opgeslagen restanten- zouden we met de wetenschap en kennis van nu een schroef- of axiaalwaaierpomp noemen. Dit soort pompen die in Nederland voor polderbemaling pas aan het begin van de 20^{ste} eeuw succesvol werden toegepast, heten Woodpompen, maar werden in het verleden vaak ook met vijzelpompen aangeduid. De Amerikaan Wood was de ontwikkelaar van dit al 1500 jaar bestaande pompconcept dat veel heeft betekend voor het open rioolstelsel en de ontwatering van New Orleans in de Mississippi-delta en later ook hier in Nederland.



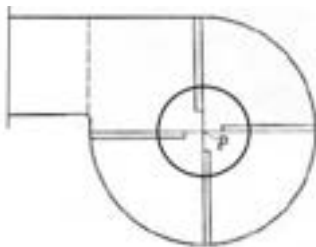
Schroefwaaierpomp 5^{de} eeuw (kopermijn São Domingos)

Aan het eind van de 15^{de} eeuw kwam Leonardo Da Vinci op het idee om stromingsenergie te benutten bij het opvoeren van water.

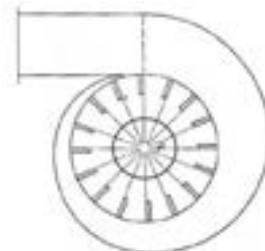
Door de Fransman Denis Papin werden in 1687 de eerste prototypes van een centrifugaalpomp ontwikkeld: eerst met een cilindrisch pomphuis en iets later met een pomphuis in de vorm van een slakkenhuis. Beide types hadden een waaier met rechte en radiaalgerichte schoepen.



Centrifugaalpomp, ontwerpen van Denis Papin, 1687



Cilindrisch pomphuis



Slakkenhuisvormig pomphuis

4.29.1 Soorten opvoerwerktuigen

Een opvoerwerktuig in een gemaal is bedoeld om water te transporteren van een laag naar een hoog niveau. Tussen de opvoerwerktuigen bestaan essentiële verschillen met betrekking tot de wijze waarop dat gebeurt. Hierbij zijn twee principes te onderscheiden: het opvoeren van water door middel van verdringing of door stroming. Bij het eerste principe worden met behulp van het werktuig afgemeten porties water naar een hoger hydraulisch niveau geduwd. Bij het tweede principe wordt met het werktuig een continue stroom water op een dusdanig hoge snelheid gebracht dat het uiteindelijk als het ware naar een hoger niveau gespoten wordt. De snelheid wordt omgezet in druk of anders gezegd: het arbeidsvermogen van beweging wordt omgezet in arbeidsvermogen van plaats.

Er is in de loop van de tijd een heel breed scala aan opvoerwerktuigen ontwikkeld; elk met zijn eigen toepassingsgebied. De opvoerwerktuigen kunnen op volgorde van hun specifieke toepassing in de bemaling in Nederland als volgt worden gerubriceerd:

Opvoerwerktuigen	
Verdringingswerktuigen	Stromingswerktuigen
Zuigerpomp	Centrifugaalwaaierpomp
Scheprad	Schroefwaaierpomp
Vijzel	Schroefcentrifugaal-waaierpomp

De specifieke kenmerken van de hier genoemde opvoerwerktuigen worden hierna nader toegelicht. Hoewel het principe van de werking van stromingswerktuigen met de als eerste in de bemaling toegepaste centrifugaalwaaierpomp al heel lang bekend was, zijn dit toch relatief jonge werktuigen. De sinds het begin van de 20^{ste} eeuw met succes toegepaste schroef- en de schroefcentrifugaalwaaierpomp zijn bij gemalen in het stoomtijdperk nooit toegepast omdat ze aan het einde van het stoomtijdperk nog amper bestonden.

Aan het opvoerwerktuig moet energie worden toegevoerd door een uitwendige energiebron: in deze Leidraad is dat voor de bemaling een verbrandingsmotor.

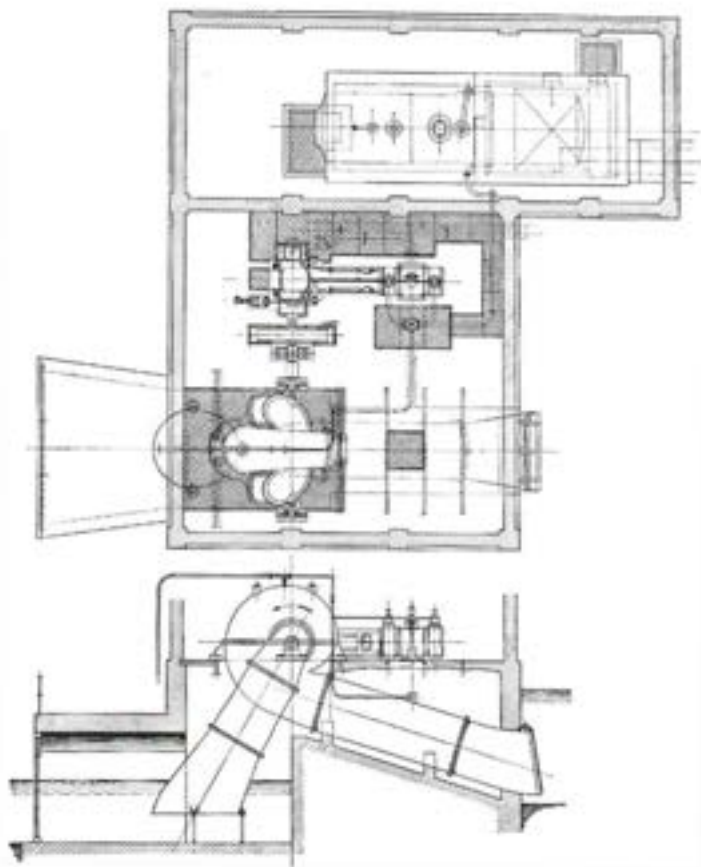
4.29.2 Natte pad

Onder het natte pad verstaan we het systeem dat het veilig opvoeren van water mogelijk maakt via bemaling, c.q. een gemaal, zonder gevaar van terugstromen van water en zonder risico van beschadiging van het opvoerwerktuig.

Het systeem bevat een aantal voorzieningen, waaronder als belangrijkste uiteraard het opvoerwerktuig, die voor het goed en veilig functioneren onontbeerlijk zijn.

De belangrijkste voorzieningen zijn, in volgorde van instroming naar uitstroming:

- Het krooshek
- Droogzetmiddelen
- Drijfschotten
- Het opvoerwerktuig
- Afsluitmiddelen
- Terugslagkleppen
- Wachtdeuren



Pompsysteem stoomgemaal met centrifugaalwaaierpomp

Omdat er essentiële verschillen bestaan tussen de werking en de opstelling van de diverse opvoerwerktuigen zijn niet alle systemen op dezelfde wijze ingericht. Ook zijn, veelal uit kostenoverwegingen, de systemen niet altijd even volledig uitgerust.

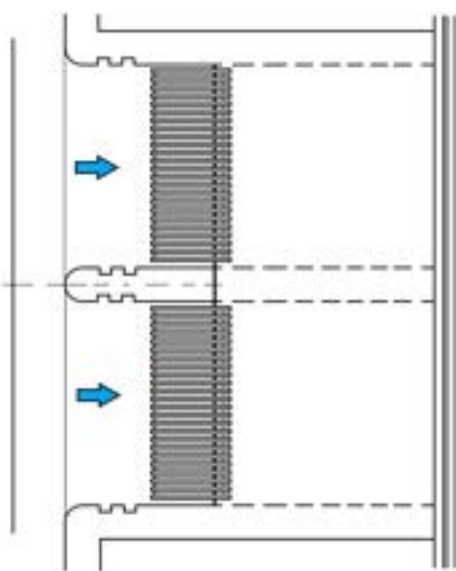
Met name ontbreken vaak de afsluitmiddelen of goede voorzieningen voor het droogzetten van de installatie voor inspectie en onderhoud van de onder de waterspiegel gelegen onderdelen.

4.29.2.1 Krooshek

Het krooshek dient ervoor om losgeraakte en in het water drijvende vegetatie tegen te houden. Ook andere, vooral harde voorwerpen, moeten door het krooshek worden tegengehouden omdat deze het opvoerwerktuig kunnen beschadigen of verstoppem. Ook bij ijsgang vervult het krooshek een belangrijke functie door te voorkomen dat de harde schotsen de draaiende delen van het opvoerwerktuig raken.

Het krooshek bestaat uit een groot aantal onder een flauwe hoek naast elkaar opgestelde staven. De steek, de onderlinge afstand waarmee de kroosstaven worden geplaatst, wordt hoofdzakelijk bepaald door het type opvoerwerktuig. Een scheprad en een vijzel zijn aanmerkelijk minder verstoppingsgevoelig dan een pomp. Bovendien heeft een grote pomp een grotere waaierdoorlaat dan een kleine pomp en kan de steek daarom evenredig groter of kleiner zijn. Kroosheken worden uit secties opgebouwd die aan de onderzijde tegen een aanslag liggen en aan de bovenzijde met bouten aan een bovenaanslag zijn bevestigd.

Bij de oude gemalen is het krooshek gemaakt van stevige houten regels van een duurzame houtsoort. Soms zijn deze kroosheken later vervangen door rond of plat stafijzer en al of niet gegalvaniseerd of met verf, soms nog koolteer, behandeld. De kroosstaven of houten regels rusten onder water tegen de onderaanslag. Aan de bovenkant zijn ze met de zogenaamde bovenaanslag aan de kroosbrug bevestigd. Veel oudere kroosheken zijn verticaal opgesteld en rusten aan de bovenkant tegen de aanslag. Deze opstelling bemoeilijkt het krozen (reinigen). Een betere opstelling is onder een hoek van 15° met de verticaal en een afstand tot de bovenaanslag van minimaal de



tandlänge van de krooshark waarmee het hek handmatig gereinigt wordt. Als er geen mechanische voorziening aanwezig is, moeten de heken handmatig worden gereinigt. Als het krooshek verstopt raakt door een overmaat aan vegetatie of ander drijvend vuil en bijvoorbeeld ook ijsschotsen, dan ontstaat -vaak in korte tijd- een groot niveauverschil tussen de voor- en de achterzijde van het krooshek en wordt dit door het wegvallen van de waterdruk aan de binnenzijde aan grote krachten blootgesteld. Dit kan tot schade aan het hek leiden en moet daarom vermeden worden. Ook zal het krozen moeilijker worden omdat het kroosvuil door het grote verval tegen het hek wordt gedrukt en bestaat het gevaar dat de pomp lucht zuigt en afslaat.

Bovenaanzicht kroosvloer

4.29.2.2 Schotbalken en sponningen

De normaal onder water gelegen delen van het pompsysteem, maar ook de civieltechnische constructies moeten van tijd tot tijd worden geïnspecteerd en daarom droog gezet kunnen worden. Een goed gemaalontwerp is daarom zowel aan de instroom- als aan de uitstroomzijde voorzien van twee schotbalksponningen en de bijbehorende houten balken of schotten. Bij het droogzetten van de in- of uitstroomzijde worden de balken/schotten in de sponningen aangebracht en wordt de tussenliggende ruimte opgevuld met klei. De droog te zetten ruimte achter de schotten wordt vervolgens met een aparte pomp leeggepompt.

Omdat tussen de balken/schotten onderling en de balken/schotten en de sponning kieren ontstaan door oneffenheden, wordt meestal aan de onderste balk of onder aan het schot aan de drukzijde een zeildoek, tegenwoordig ook dik plastic, gespijkerd. Het doek voorkomt dat er water door de eventuele kieren en reten stroomt. Soms, en met hetzelfde doel, zijn de schotbalken voorzien van een trapeziumvormige groef.

Als extra maatregel voor het krijgen van een goede afdichting wordt ook weleens koolas uit de aspit van de stoomketel, in het water gestrooid. Zowel het aanbrengen als het later weer verwijderen van de schotbalken of schotten vergt de nodige behendigheid en ervaring. Omdat de balken als gevolg van de waterdruk aan grote krachten worden blootgesteld, is het raadzaam om de balken voor gebruik te controleren op gebreken, zoals houtworm en -rot, om zeker te zijn van de vereiste sterkte. Bij het droogzetten krijgt als gevolg van de grondwaterdruk het drooggezette gedeelte een opwaartse kracht te verwerken. Deze kracht kan zo groot zijn dat de vloer van het drooggezette gedeelte bezwijkt. Vóór het droogzetten moet dan ook worden nagegaan of er hier eventueel ballast op moet worden aangebracht. Bij oude fundatietechnieken wordt gebruik gemaakt van houten heipalen en houten vloeren waarop de gemetselde fundaties en een afwerkvloer werden aangebracht. Deze oude en beproefde manier van funderen, is duurzaam zolang zuurstof geen invloed kan uitoefenen op het hout. Daarom is het van groot belang dat de constructie altijd nat blijft en bij voorkeur onder een laagje water staat. Moderne gemalen zijn tegenwoordig slechts met een enkele schotbalksponning uitgerust. Bij de betreffende sponning hoort een soms uit een aantal delen opgebouwd stalen of kunststof schot met rubberen randen voor de afdichting.

4.29.2.3 Drijfschotten

Bij onvoldoende verticale afstand van de waterspiegel tot de zuigmond van de pomp en een ongunstige aanstroomconditie kunnen vortexen (cycloonvormige luchtzuilen in het water) ontstaan



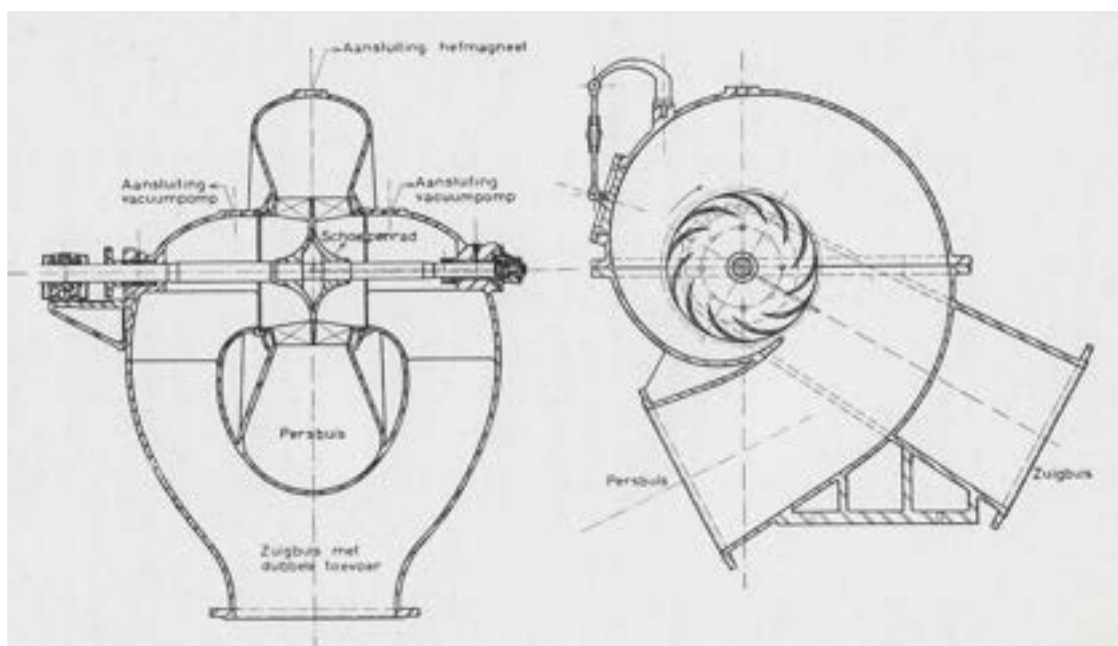
waardoor lucht in de pomp wordt gezogen. De pomp verzet hierdoor minder water of slaat zelfs af. Vaak werd dit probleem geëlimineerd door een houten drijfschot rondom de zuigbuis van de pomp te plaatsen. Het schot gaat met het waterniveau mee omhoog en omlaag en zorgt ervoor dat met de eventueel gevormde vortex geen lucht mee de pomp in kan worden gezogen.

Voorbeeld van een vortex

Het probleem met vortexen werd ook wel opgelost door een aantal ballen in het water te gooien. De ballen worden in de vortex gezogen en zorgen ervoor dat er geen lucht wordt meegenomen.

4.29.2.4 Opvoerwerktuig

Ondanks alle voorzieningen die worden getroffen om vuil te weren, kan het voorkomen dat een pomp verstopt raakt of dat het scheprad of de vijzel harde voorwerpen te verwerken krijgen. Pompen zijn daarom van een inspectiedeksel voorzien. Via het deksel kan doorgaans de verstopping worden opgeheven.



Inspectiedeksel centrifugaalwaaierpomp

De schroeflinten van vijzels zijn soms aan de onderkant van een versterking voorzien om schade te voorkomen. Bij door harde voorwerpen getroffen houten vijzels zal dit tot beschadiging en verbuigen van een of meerdere duigen van de schroeflinten leiden en zullen de beschadigde duigen vervangen moeten worden. Bij stalen vijzels moeten de verbogen delen door middel van warm stoken, buigen en hameren weer in vorm gebracht worden. Soms worden ernstig beschadigde delen eruit gesneden en nieuwe delen erin gelast. De bladen van schepraderen worden uit voorzorg van relatief goedkoop vurenhout gemaakt en met slotbouten bevestigd. Mocht zich beschadiging voor doen, dan kunnen dergelijke bladen snel en gemakkelijk vervangen worden.

4.29.2.5 Persafsluiter of schuiven

Afhankelijk van de locatie in een watersysteem moet een gemaal van een aantal onafhankelijk van elkaar werkende keringen zijn voorzien. Bovendien is het van belang minimaal een van die keringen snel te kunnen sluiten in geval van een calamiteit of het uitvoeren van onderhoud of reparaties aan onderdelen van het systeem. Oude gemalen werden daartoe vaak uitgerust met een schuifafsluiter, plaat- of doosschuif. In de loop van de tijd zijn daaraan tol- en vlinderkleppen toegevoegd. Bij de schuifafsluiter, zie de foto hieronder, wordt de doortocht afgesloten door een met een schroefspindel bewogen wigvormige gietijzeren schijf. De schijf is voorzien van bronzen afdichtingsringen en kan tot even voorbij de binnen-bovenkant van de boring worden opgetrokken. De afsluiters worden uitgevoerd met een zogenaamde stijgende of niet-stijgende spindel. Bij de uitvoering met de stijgende spindel bevindt de spindelmoer zich buiten de afsluiter waardoor de schroefdraad van de moer en de spindel niet vervuilen en goed gesmeerd kunnen worden. De spindel wordt door middel van een handwiel, al dan niet met een overbrenging, bewogen. Omdat het wigvormige afsluitorgaan al met een geringe krachtsinspanning muurvast op de zitting wordt gedrukt, is het raadzaam na het

sluiten het handwiel iets terug te draaien, zodanig dat de afdichtingsringen net lossen.

Een onhebbelijkheid van dit type afsluiter is dat de uitsparing onder in de afsluiter waar het afsluitorgaan bij sluiting in zakt, wordt opgevuld met slib of andere vaste delen waardoor deze niet meer sluit. De enige oplossing is dan de gehele installatie droog te zetten en het euvel via de persleiding te verhelpen of de afsluiter geheel of gedeeltelijk uit te bouwen.

In het verleden werd de noodzaak voor afsluitmiddelen weleens omzeild door de pomp ruim boven het hoogst mogelijke boezem- of buitenpeil op te stellen. Het water wordt dan in eerste instantie hoger opgevoerd dan noodzakelijk is; vanwege de hevelwerking kost dit nauwelijks extra energie. Als de hevel verbroken is, kan er geen water terugstromen. Bij een dergelijke oplossing is er wel een vacuüminstallatie nodig.



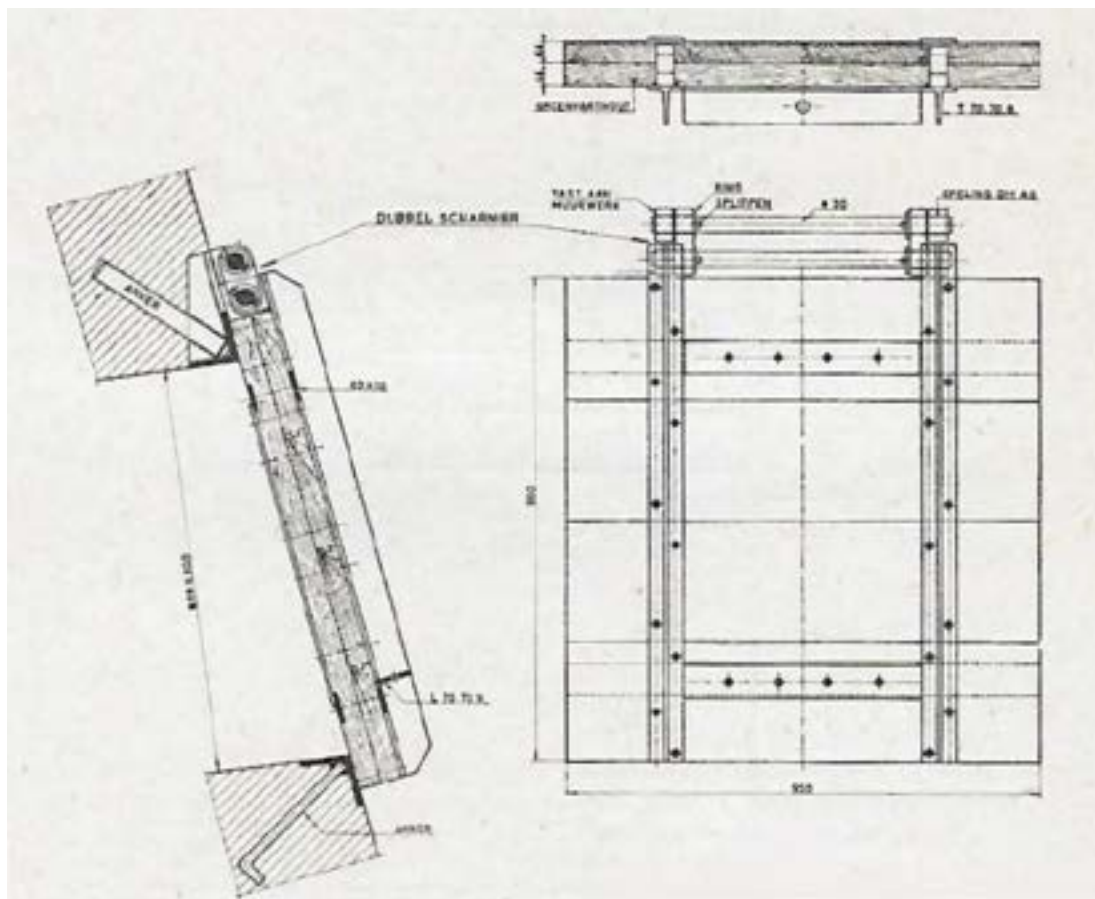
Schuifafsluiter

4.29.2.6 Wachtdeur/Terugslagklep

Om te voorkomen dat er water terugstroomt als het opvoerwerktuig stopt of wordt stopgezet, is het pompsysteem van een wachtdeur of een terugslagklep voorzien. De wachtdeur draait om een verticale as en wordt doorgaans toegepast in een open leidingsysteem, terwijl de terugslagklep een horizontale draaiingsas heeft en uitsluitend wordt toegepast bij een gesloten leidingsysteem.



Zowel de wachtdeur als de terugslagklep werken door middel van niveauverschil; dat wil zeggen waterdruk. Kleine wachtdeuren, zoals die bij kleine schepraderen worden toegepast, hebben een - soms dubbel opgeklampte- houten deur en idem aanslagframe. De gehengen zijn van gietijzer of van smeedstaal gemaakt. Grote pompeenheden -zoals bij het Ir. D.F. Woudagemaal- hebben wachtdeuren die qua constructie vergelijkbaar zijn met de puntdeuren van een suatie- of schutsluis. Deze deuren zijn voor een waterdichte afdichting niet dubbel opgeklampt, maar worden gebreeuwd. Bij gemalen die op zout of brak water uitslaan, zijn we vanwege de daarin voorkomende paalworm niet vrij in de keuze van de houtsoort. We zijn dan aangewezen op een aantal tropische houtsoorten, zoals demerara groenhart, basralocus, teak of het iets minder tegen paalworm resistente azobé. De terugslagklep en het aanslagframe werden in het verleden ook van een dubbel opgeklampte harde en watervaste houtsoort gemaakt en voorzien van gietijzeren of smeedstalen gehengen.



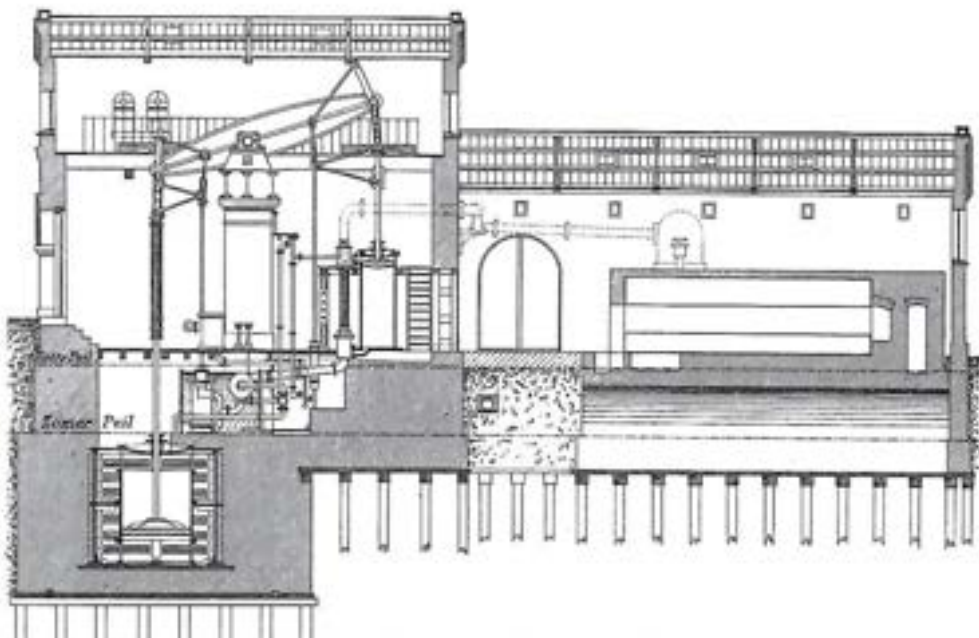
Houten terugslagklep (met dubbel scharnier)

Modernere uitvoeringen zijn inclusief het aanslagframe geheel van gietijzer en later van geconserveerd staal, aluminium of roestvast staal gemaakt. Voor de afdichting en het dempen van de klep bij het sluiten, zijn de afdichtingsranden van de klep voorzien van een rubberprofiel. Belangrijke details bij kleppen zijn dat de gehengen bij het scharnierpunt van een slobgat zijn voorzien of dubbel scharnierend zijn uitgevoerd.

Dit voorkomt dat de gehengen breken als zich bij het sluiten tussen de bovenkant van de klep en de aanslag een hard voorwerp bevindt. Verder moet de klep dusdanig zwaar zijn dat voordat de stroomrichting omkeert bij het stoppen de klep gesloten is. Gebeurt dit niet, dan kan de sluitkracht als gevolg van het terugstromende water zo groot worden dat de klep vervormt of anderszins beschadigd raakt. Terugslagkleppen worden daarom vaak gebalanceerd. Dit is de reden dat we op een klep zware ijzeren delen aantreffen die geen functie hebben voor de stijfheid van de constructie, maar bijdragen aan de balans. Bij moderne, vaak als een doos uitgevoerde, kleppen wordt de aldus gevormde holle ruimte gedeeltelijk met een vloeistof gevuld om de klep te balanceren. Als vloeistof wordt olie of antivries gebruikt.

4.29.3 Zuigerpompen

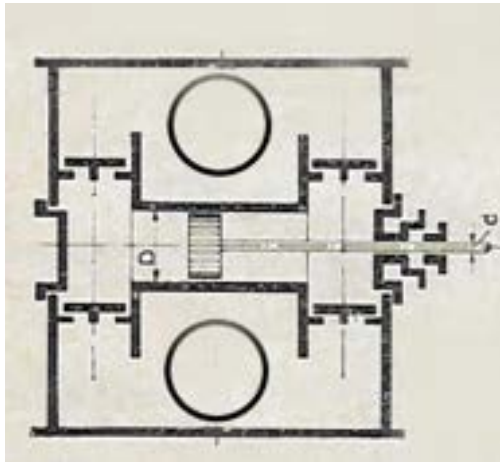
De eerste stoomgemalen in Nederland waren uitgerust met zuigerpompen. Voor de invoering van de stoommachine was dit pomptype nog nooit toegepast voor de bemaling in Nederland. De vroege installaties werden zonder uitzondering uit Engeland geïmporteerd, waar de zuigerpomp zich bewezen had in de steenkoolmijnen. In Engeland werden zij dan ook heel toepasselijk als 'Miner's Friend' of 'An Engine to Raise Water by Fire' aangeduid. De lineaire beweging van de aandrijvende, meestal verticaal opgestelde, stoommachine sloot goed aan bij die van de antieke zuigerpomp. Maar waar de mijnwaterpomp relatief geringe hoeveelheden water naar grote hoogtes moest opvoeren, moest de bemalingspomp grote hoeveelheden water over slechts een paar meter opvoeren. Bovendien was het polderwater vaak vervuild met grote hoeveelheden vegetatie en soms harde voorwerpen, terwijl de verontreinigingen die de mijnwaterpomp te verwerken kreeg slechts bestonden uit eenvoudig met een zuigkorf op te vangen steentjes of steenkoolgruis.



Wester Stoomgemaal (dubbel werkende verticaal opgestelde zuigerpomp)

Bij de zuigerpompen die we van de bemalingsinstallaties in Nederland kennen, worden de volgende principes onderscheiden:

1. De enkel- en de dubbelwerkende pomp. Bij een dubbelwerkende pomp wordt bij elke slag water opgevoerd; hetzij aan de ene zijde, hetzij aan de andere zijde van de zuiger of plunjer. Enkelwerkende pompen voeren slechts één keer per twee slagen water op.



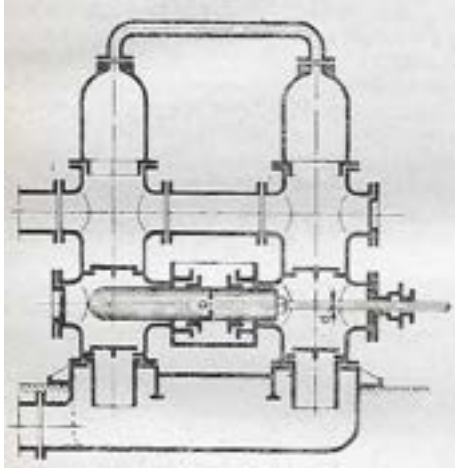
Dubbelwerkende zuigerpomp

2. Alleen zuigend of zuigend en persend. In het eerste geval, bijvoorbeeld de pompen van het gemaal De Cruquius, wordt het water net als met een schepemmer van een laag naar hoger gelegen punt -de stortvloer- gebracht. Het te verpompen water wordt weliswaar door de bewegende zuiger aangezogen, maar er is vanwege het ontbreken van een gesloten afvoerleiding geen sprake van het onder druk brengen van het water. Wel wordt het water naar het gewenste boezem- of buitenpeil geperst.

Bij de zuig-perspomp wordt eerst het water aangezogen en vervolgens weggeperst via een pompkamer of een gesloten leidingsysteem. Een dergelijk pompsysteem is bij het door Fijnje van Salverda ontworpen poldergemaal in Dreumel en het Wester Stoomgemaal in Rotterdam toegepast. Het grote verschil met het vorige pompprincipe is dat deze min of meer gesloten zuigerpomp in principe ook boven polderpeil en horizontaal kan worden opgesteld en daarmee beduidend beter toegankelijk is voor onderhoud.

Een voorbeeld hiervan is het stoomgemaal van de polder Abbenbroek uit 1879. Het boven polderwaterniveau opstellen van een zuigerpomp stelt overigens aanmerkelijk hogere eisen aan de zuigerafdichting, de ongehinderde doortocht en de vuilgevoeligheid van de zuig- en perskleppen van de betreffende pomp. De pomp is vanwege de grote ruimte tussen de zuig- en persklep niet zelf aanzuigend.

3. De aard van het pomporgaan: zuiger of plunjer. Een zuigerpomp heeft een verdringer in de vorm van een cilindrische schijf, terwijl die van een plunjerpomp gezien kan worden als een verdikte zuigerstang die als zodanig ook bij een enkelwerkende pomp dienst doet.



Dubbelwerkende plunjerpomp

4.29.4 Werking en opbrengst verschillende pomptypen

Bij de hierboven genoemde pompen wordt het water door middel van een heen- en weergaande verdringer (zuiger of plunjer) van de zuigzijde naar de perszijde gevoerd. We noemen deze pomp horizontaal of verticaal als de verdringer respectievelijk in horizontale of in verticale richting beweegt.

Wanneer de pompruimte tussen de zuig- en persklep gevuld is met water en de verdringer beweegt zich van de binnenste dode stand naar de buitenste dode stand, dan daalt de druk in de pompcilinder en kan de luchtdruk het water in de zuigleiding aanvoeren en de zuigklep open drukken; we zeggen dan dat de pomp aanzuigt. Is de middellijn van de verdringer D m, dan is het oppervlak F :

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \text{ [m}^2\text{]}$$

Maakt de verdringer een slag van s m, dan wordt de volgende hoeveelheid water aangezogen:

$$Q = F \cdot s \text{ [m}^3\text{]}$$

In het buitenste dode punt keert de bewegingsrichting van de verdringer om, waarna deze weer naar binnen beweegt. Door de druktoename in de pompcilinder sluit de zuigklep en opent de persklep, zodat gedurende de naar binnen gerichte slag het bij de vorige slag aangezogen volume weggeperst wordt.

Gedurende een omwenteling van de kruk (of twee slagen) is het slagvolume Q weggeperst. Maakt de enkelwerkende pomp n omwentelingen per minuut, dan is dus theoretisch de wateropbrengst:

$$Q_{th} = F \cdot s \cdot n \text{ [m}^3\text{/min]}$$

Voor een dubbelwerkende pomp -waar dus elke slag water oplevert- is de opbrengst:

$$Q_{th} = 2 \cdot F \cdot s \cdot n \text{ [m}^3\text{/min]}$$

Bij de dubbelwerkende pomp moet, vooral bij de plunjerpomp, ook de stangdiameter in rekening worden gebracht. Als we het oppervlak van de stang f noemen, dan wordt de formule voor de capaciteit voor deze pomp:

$$Q_{th} = (2 \cdot F - f) \cdot s \cdot n \text{ [m}^3\text{/min]}$$

De werkelijke effectieve opbrengst aangeduid met Q_e is door verschillende oorzaken kleiner. In de eerste plaats kan de pomp door lekkage van bijvoorbeeld de pakkingbus lucht aanzuigen die een even groot volume water inneemt. Vervolgens zullen de zuig- en perskleppen nooit precies sluiten als de verdringer zich in de dode stand bevindt, maar pas later, wanneer deze al van richting is omgekeerd. Als gevolg van dit verschijnsel stroomt bij elke slag een hoeveelheid water van de perszijde naar de pompcilinder en van de pompcilinder naar de zuigzijde terug.

Steeds zal dus de werkelijke opbrengst Q_e kleiner zijn dan de theoretische opbrengst Q_{th} . Hiervoor is in de techniek het begrip volumetrisch rendement ingevoerd. Het volumetrisch rendement ontstaat uit de volgende verhouding:

$$\eta_v = \frac{Q_e}{Q_{th}}$$

Een praktische waarde voor het volumetrisch rendement bij goed uitgevoerde pompen is 0,9-0,98. Behalve met het naar binnen lekken van lucht moet vooral bij polderwater ook rekening worden gehouden met in het water opgeloste lucht, die zich afscheidt in de zuigbuis en zich verzamelt in het hoogste punt van de pomp. Vooral de op machinekamerniveau (droog) opgestelde pompen zullen hiervan hinder ondervinden en zal het volumetrisch rendement lager zijn dan hiervoor is aangegeven. Tijdens de persslag zal overigens de vrijgekomen lucht weer oplossen. Het is daarom van groot belang dat de pomp zo geconstrueerd en opgesteld is dat de lucht via de perskleppen kan worden afgevoerd en dat zich geen luchtophoping kan voordoen.

4.29.5 Theorie van de zuigwerking van een pomp

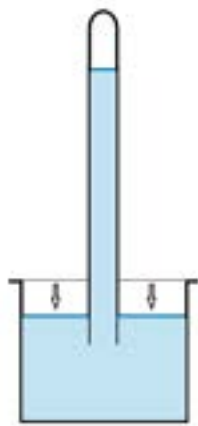
In een aan één kant gesloten buis die -na gevuld te zijn- met het open einde in de vloeistof gedompeld wordt, kan de druk van de luchtdruk om de buis, evenwicht maken met een kolom vloeistof in de buis. Bij de zogenaamde bakbarometer meten we op deze wijze de luchtdruk. We vullen de buis met kwik en drukken de luchtdruk uit in mm kwikkolom. Deze druk neemt af met de toename van de hoogte boven de zeespiegel. Zie hiervoor de tabel op de volgende bladzijde.

Hoogte boven de zee-spiegel in m	0	100	200	300	400	500	600	800	1000	2000
Luchtdruk in mm kwik-kolom	760	751	742	733	724	716	707	690	674	598
Luchtdruk in m waterkolom	10,3	10,2	10,1	9,9	9,8	9,7	9,6	9,4	9,2	8,1

Luchtdruktabel boven zeeniveau bij gemiddelde barometerstand

Bij een barometerstand van 760 mm kwikkolom zal dus de druk van de buitenlucht evenwicht maken met een kolom kwik van 760 mm, wanneer daar boven het absolute luchtledige heerst. Brengen we boven de kwikkolom een druppel ether, dan verdampt deze en de kolom komt zoveel lager te staan als de dampspanning van de ether.

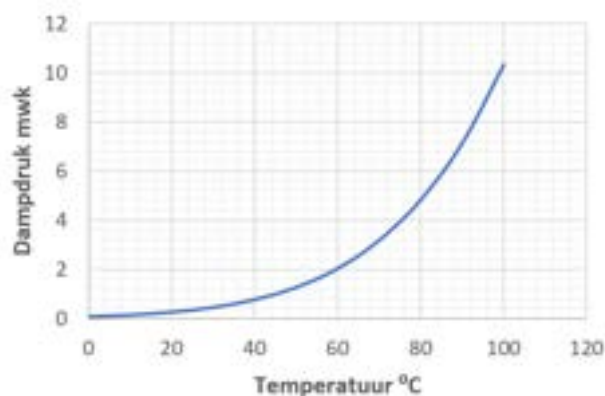
Bevindt zich in de buis water, dan zal bij een barometerstand van 760 mm kwik van een soortelijk gewicht van $13,6 \text{ kg/dm}^3$ de luchtdruk een waterkolom van 10,3 m in evenwicht houden als boven de waterkolom geen druk aanwezig is. Het soortelijk gewicht van water van 4°C is 1 kg/dm^3 .



$$p = \frac{760 \cdot 13,6}{1 \cdot 1000} = 10,336 \text{ [mwk]}$$

Principe barometer

Boven de waterkolom bevindt zich echter waterdamp. We kunnen deze dampspanning niet verwaarlozen, zoals we uit de stoomtabel kunnen afleiden en hier in onderstaande grafiek wordt weergegeven. We weten dat de maximum druk van verzadigde waterdamp van 20°C 0,24 mwk is, zodat boven een kolom water met een temperatuur van 20°C steeds een druk van ten minste



0,24 mwk aanwezig is. Dit laatste is van belang bij het begrijpen van de werking van een pomp in het algemeen en in het bijzonder voor pompen die boven de vloeistofspiegel staan opgesteld of die een vloeistof met hoge temperatuur moeten verpompen.

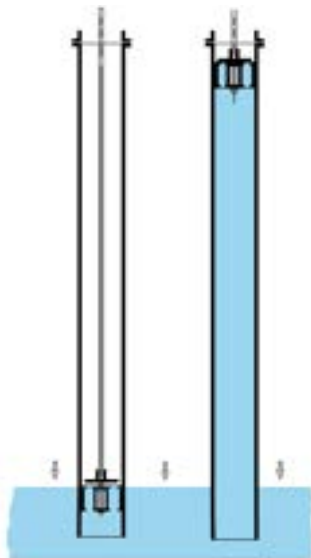
Dampdruk water bij verschillende temperaturen

Bij een barometerstand van 76 cm kwikkolom zal dus een kolom water van 20 °C in evenwicht gehouden kunnen worden die $10,33 - 0,25 = 10,09$ m hoog is.

Bewegen we een zuiger -die we eerst tot in het waterniveau hebben laten dalen tot er geen lucht meer onder aanwezig is- langzaam omhoog, dan zal het water de zuiger tot het niveau van 10,09 m volgen.

Bewegen we de zuiger met een zekere snelheid omhoog, dan moet het water dat in rust was, onder in de buis op snelheid worden gebracht. Hiervoor is een zekere druk nodig die we als volgt kunnen verklaren aan de hand van de hieronder getekende figuur van een vat met een uitstroomopening op een hoogte h van de vloeistofspiegel in dat vat. Wanneer uit de opening een waterdeeltje stroomt met een massa m en een snelheid van c m/sec, dan heeft dit deeltje het volgende arbeidsvermogen van beweging (A.V.B.):

$$A. V. B. = \frac{1}{2} m \cdot c^2 \quad [\text{kgm}]$$



Om de hoogte h van de waterspiegel tot de uitstroomopening constant te houden, moet ter hoogte van de waterspiegel een massadeeltje worden toegevoegd. Dit massadeeltje heeft ten opzichte van de uitstroomopening een arbeidsvermogen van plaats (A.V.P.) van:

$$A. V. P. = m \cdot g \cdot h \quad [\text{kgm}]$$

Hierin is g de versnelling van de zwaartekracht in m/sec^2 .

Principe werking zuigerpomp

Wanneer we de stromingsweerstand verwaarlozen, moeten de beide arbeidsvermogens aan elkaar gelijk zijn. Dus moet:

$$\frac{1}{2} m \cdot c^2 = m \cdot g \cdot h \quad [\text{kgm}]$$

Dus:

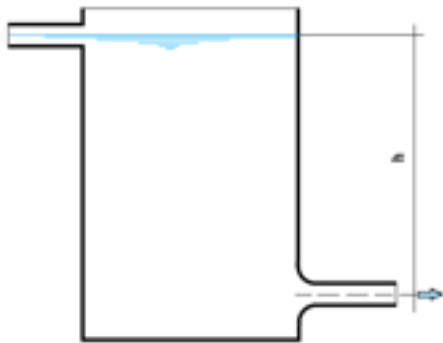
$$c^2 = 2 \cdot g \cdot h$$

Of de uitstroomsnelheid is:

$$c = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad [\text{m/sec}]$$

De vloeistofhoogte bedraagt:

$$h = \frac{c^2}{2g} \quad [\text{m}]$$



Vergelijk A.V.P. en A.V.B.

4.29.6 Bepaling statische en snelheidshoogte

Hierin is h uitgedrukt in m vloeistofkolom. Een vloeistofkolom van h meter oefent op een vlak van 1 m^2 een kracht uit die gelijk is aan het gewicht van h kubieke meter vloeistof. Als γ (gamma) het soortelijk gewicht uitgedrukt in kg/m^3 is, dan is de druk die deze kracht veroorzaakt:

$$p = \gamma \cdot h \quad [\text{kg/m}^2]$$

Deze afgeleide vergelijking kunnen we daarom ook schrijven als:

$$p = \gamma \cdot \frac{c^2}{2g} \quad [\text{kg/m}^2]$$

Wanneer een vloeistof stroomt met een snelheid van $c \text{ m/sec}$ kan zij door deze snelheid loodrecht op de stromingsrichting een druk uitoefenen die we kunnen uitdrukken in mvk of in kg/m^2 . Deze druk werkt niet op de wanden en kan daarom niet met een manometer worden gemeten die haaks op die wand is aangesloten. Bij het afleiden van de hiervoor gegeven formules is ervan uitgegaan dat de beschikbare statische hoogte volledig wordt omgezet in snelheidshoogte wat -zoals we later zullen zien- niet altijd het geval is.

Omdat we bij berekeningen aan pompen van gemalen met de vloeistof polderwater te maken hebben, wordt de term mvk meestal weergegeven met mwk of in sommige oude studieboeken met m W.K. Verder geven de manometers die we gebruiken meestal de druk weer in kg/cm^2 en niet de bij de afgeleide formules gebruikte kg/m^2 . Een waterkolom met een oppervlak van 1 m^2 en 10 m hoog weegt 10.000 kg .

Als we dit gewicht verdelen over 1 cm² in plaats van 1 m²: dus delen door 100 x 100, dan krijgen we 1 kg/cm². We maken geen grote fout als we bij berekeningen 10 mwk gelijkstellen aan 1 kg/cm².

Voorbeeld:

De zuiger van het hiervoor gegeven voorbeeld van het principe van een zuigerpomp beweegt met een snelheid van 2 m/sec omhoog, terwijl het polderwater 20 °C is.

Vraag:

Tot welke hoogte zal het water de zuiger met dezelfde snelheid blijven volgen als de barometerstand 75 cm kwik is?

Hoe hoog zal de absolute druk onder tegen de zuiger zijn, wanneer deze op een hoogte van 4 m boven de waterspiegel om de pompcilinder heen is gekomen?

Hoe hoog zal bij deze stand die druk zijn, wanneer de zuiger daar stilstaat?

Oplossing:

De luchtdruk p bij de vraag over het volgen van de zuiger in de lange cilinder is:

$$p = \frac{750 \cdot 13.6}{1 \cdot 1000} = 10,2 \text{ [mwk]}$$

Door het op snelheid brengen van het water onder in de cilinder heeft het een dynamische druk verkregen van:

$$h = \frac{c^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} \approx 0,2 \text{ [mwk]}$$

De dampdruk van het water, dat is de minimum druk die onder de zuiger kan heersen, volgens de hier voor gegeven grafiek of stoomtabel is 0,24 mwk. Noemen we de gevraagde hoogte x , dan geldt:

$$10,2 = x + 0,24 + 0,2 \text{ [mwk]}$$

Of anders geformuleerd:

$$x = 10,2 - (0,24 + 0,2) = 9,76 \text{ [mwk]}$$

Komt de zuiger op deze hoogte, dan zal het water achterblijven op de zuigerbeweging, maar met afnemende snelheid verder stijgen totdat het op de volgende hoogte tot rust komt:

$$10,2 - 0,24 = 9,96 \text{ [mwk]}$$

Bij de vraag over de druk onder tegen de bewegende zuiger bij 4 meter, wordt van de luchtdruk 0,2 mwk omgezet in dynamische druk en was 4 mwk nodig om de waterkolom onder de zuiger omhoog te houden. De absolute statische druk, gerekend vanaf 0, is dus:

$$p_{\text{abs}} = 10,2 - (0,2 + 4) = 6 \text{ [mwk}_{\text{abs}}]}$$

De dampdruk van het water heeft hierop geen invloed, deze geeft alleen het minimum aan dat bereikt kan worden. Had het water bijvoorbeeld een temperatuur van 90 °C waarbij een dampspanning hoort van 7,14 mwk, dan zou de hoogte van 4 meter niet bereikt kunnen worden, maar slechts een hoogte van:

$$h = 10,2 - (7,14 + 0,2) = 2,86 \text{ [mwk]}$$

De absolute druk onder de zuiger als deze stilstaat, is:

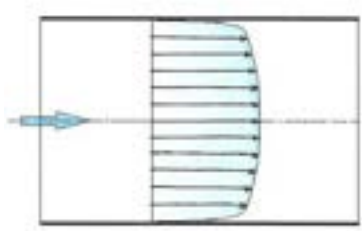
$$p_{abs} = 10,2 - 4 = 6,2 \text{ [mwk}_{abs}]$$

Wanneer het water dat de zuiger volgt daarbij nog andere weerstanden ondervindt zoals bijvoorbeeld wrijvingsweerstand tijdens het stromen, dan kunnen die ook in mwk worden uitgedrukt en moeten deze van de beschikbare theoretisch beschikbare stijghoogte als gevolg van de luchtdruk worden afgetrokken. Zijn deze verliezen bijvoorbeeld 1,5 mwk dan wordt de absolute druk onder de zuiger:

$$p_{abs} = 10,2 - (0,2 + 4 + 1,5) = 4,5 \text{ [mwk}_{abs}]$$

4.29.7 Stromingsweerstand

Bij de stroming van een vloeistof door een buis onderscheiden we laminaire stroming en turbulente stroming.



Als een vloeistof met een geringe snelheid door een buis stroomt, blijkt dat de snelheid van de vloeistof aan de wand geringer is dan de snelheid in het midden van de buis. De vloeistof beweegt laagsgewijs; dit is wat we laminaire stroming noemen. Als de vloeistofsnelheid opgevoerd wordt, zullen -in plaats van laagsgewijs verplaatsen van de vloeistof- de vloeistofdeeltjes door elkaar gaan bewegen bij een bepaalde snelheid. We spreken dan van een turbulente stroming.

Verdeling snelheid laminaire stroming

Bij nadere bestudering van dit verschijnsel is vastgesteld dat de overgang van een laminaire naar een turbulente stroming afhankelijk is van de stroomsnelheid, de buisdiameter en van de viscositeit van de vloeistof. Reynolds heeft aangetoond dat het al of niet laminair zijn van een stroming afhankelijk is van het naar hem genoemde kengetal van Reynolds. Een stroming is laminair als:

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} \leq 2320$$

Dit onbenoemde getal ingevoerd in de eerder afgeleide formule voor het drukverlies geeft:

$$h_w = \zeta \cdot \frac{c^2}{2g} [\text{mwk}]$$

Door fabrikanten en leveranciers van buisleidingen en seriematig gefabriceerde appendages zijn de weerstandswaarden proefondervindelijk bepaald of met behulp van ervaringscijfers afgeleid. Deze waarden zijn in tabellen en grafieken samengevat en zijn voor de ontwerper van een hydraulisch systeem beschikbaar.

Onderdeel	Weerstandsgetal (ζ zeta)
Zuigmond met rechte hoeken	0,8 - 1,0
Zuigmond afgerond trompetvormig	0,1 - 0,2
Intrede in de zuigklep	0,1
Schuifafsluiter	0,1 - 0,3
Kleppen en terugslagkleppen	2,0 - 5,0
Leiding (recht per meter $d = 0,90$ m, $v = 2,5$ m/sec)	0,023
Leidingbocht (knik $30^\circ - 45^\circ$)	0,2 - 0,4
Leidingbocht (knik 90°)	1,2
Rechte uitstroomstuk	1,0 - 1,1

Weerstandsgetalen voor gemaalonderdelen

In deze tabel worden een aantal weerstandsgetalen van bij gemalen voorkomende pomponderdelen en systeemappendages weergegeven.

Uit deze tabel kan worden afgeleid dat scherpe bochten en nauwe en of gesmoorde doortochten, zoals kleppen, in een hydraulisch systeem veel weerstand opleveren en zoveel mogelijk vermeden moeten worden.

4.29.8 Opvoerhoogte

In de pomptechniek komen we met betrekking tot de druk of de opvoerhoogte een aantal termen tegen die van belang zijn om te kennen:

4.29.8.1 Statische opvoerhoogte

Met de statische opvoerhoogte wordt bedoeld het verschil in mwk tussen het polderpeil en dat van de boezem, c.q. van het water waarheen opgevoerd wordt. Deze hoogte noemen we ook wel de geodetische of geometrische opvoerhoogte en wordt aangeduid met H_{stat} . Dit is de hoogte waarover de pomp het water zou moeten opvoeren als er geen verliezen zouden zijn.

4.29.8.2 Manometrische opvoerhoogte

De pomp moet echter ook de weerstand in de zuig- en de persleiding kunnen overwinnen. De statische opvoerhoogte met daarbij opgeteld de drukverliezen in de leidingen noemen we de manometrische opvoerhoogte; aangeduid met H_{man} . Deze opvoerhoogte wordt net als de statische opvoerhoogte ook uitgedrukt in mwk. Bij een zuigerpomp in bedrijf kunnen we deze vinden door de absolute druk in de perswindketel te verminderen met die van de zuigwindketel en het niveauverschil tussen de twee ketels hierbij op te tellen. De manometrische opvoerhoogte is samen met de capaciteit een gegeven dat door de leverancier of de fabrikant van de pomp wordt verstrekt aan de gebruiker. In de hiervoor genoemde drukverliezen van de leidingen is de omzetting van statische in dynamische druk inbegrepen. Dit verlies wordt tweemaal in rekening gebracht omdat, anders dan bij een centrifugaalwaaierpomp, deze dynamische druk in de zuigwindketel niet weer wordt omgezet in statische druk, maar verloren gaat door wervelingen.

4.29.8.3 Theoretische opvoerhoogte

We noemen de manometrische opvoerhoogte met daarbij opgeteld de drukverliezen voor het overwinnen van de weerstanden en het versnellen van de watermassa bij het zuigen en persen in de pomp zelf, de theoretisch opvoerhoogte; aangeduid met H_{th} . De theoretische opvoerhoogte is dus ook gelijk aan de statische opvoerhoogte met daarbij opgeteld de drukverliezen in de pompleidingen en de pomp zelf.

Om een opvoerhoogte H_{man} te verkrijgen, moet aan het water een drukverhoging van H_{th} gegeven worden. We noemen de verhouding tussen die twee het hydraulisch rendement η_h dat wordt uitgedrukt in procenten van H_{man} .

Het hydraulisch rendement van de pomp is dus:

$$\eta_h = \frac{H_{\text{man}}}{H_{\text{th}}} \cdot 100 [\%]$$

De theoretische opvoerhoogte wordt vooral gebruikt voor het bepalen van het benodigde aandrijfvermogen van de pomp.

4.29.9 Windketels

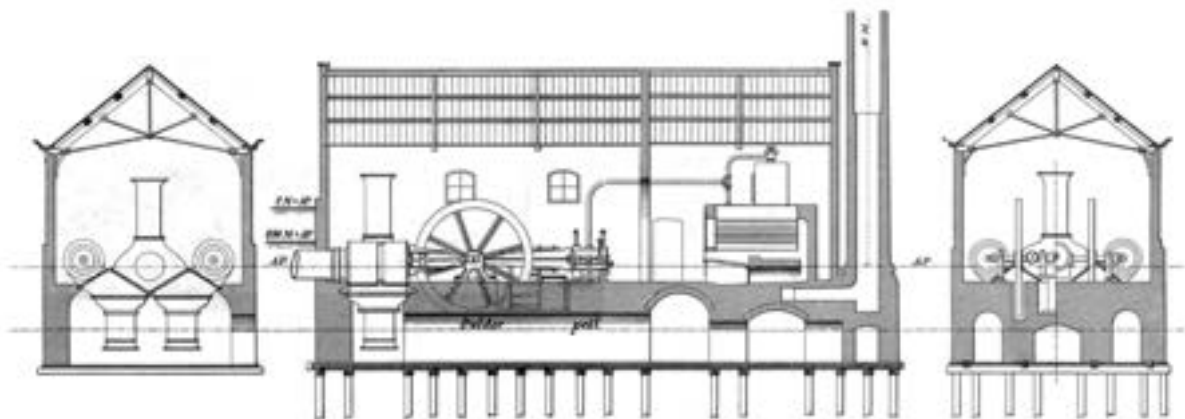
Het pomplichaam van de zuiger- of de plunjerpomp maakt geen eenparige heen en weer of op en neer gaande beweging. De snelheid varieert van 0 naar maximum en omgekeerd en wanneer de zuig- en de persleiding direct op de pompcilinder aangesloten zijn, zal de snelheid van het water in deze leidingen in diezelfde mate veranderlijk zijn. Bij een enkelwerkende pomp zal gedurende de zuigende slag het water in de persleiding in rust zijn, net als het water in de zuigleiding bij de persende slag. Om een meer gelijkmatige snelheid van het water in de zuig- en persleiding te krijgen, brengen we zo dicht mogelijk bij de pomp in elke leiding een zogenaamde windketel aan die als bufferreservoir werkt, waarin boven het water een luchtruimte aanwezig is. Neemt bijvoorbeeld gedurende het zuigen het volume water in de zuigwindketel af, dan wordt het luchtvolume evenveel groter en daalt de druk van de lucht.

De drukverandering is kleiner naarmate het luchtvolume in de windketel groter is ten opzichte van het slagvolume van de pomp. Het drukverschil tussen de luchtdruk van de buitenlucht en de druk in de windketel verandert dan ook minder en daarmee ook de snelheid van het water in de leiding tussen de pers- en zuigwindketel. Een geheel overeenkomstige redenering geldt voor de perswindketel.

Voor een enkelwerkende zuiger- of plunjerpomp die wordt aangedreven door middel van een kruk-drijfstaangmechanisme en met een drukschommeling van ongeveer 5% houden we een luchtvolume aan van 11x het slagvolume. Bij een dubbelwerkende pomp is dat een stuk gunstiger en kunnen we volstaan met 4x het slagvolume. Bij een bemalingspomp met een capaciteit van ongeveer 60 m³/min, een zuigerdiameter van 800 mm en een slag van 1000 mm, zou dit betekenen dat het volume van de windketel bij een enkelwerkende pomp 5,5 m³ zou moeten zijn. Ook bij de dubbelwerkende pomp is nog een aanzienlijk luchtvolume nodig van 2 m³ om de drukschommeling in toom te houden.

Bij gemalen, behalve de gemalen die waren uitgerust met boven de waterlijn opgestelde pompen, ontbraken de windketels. De pompen van die gemalen zijn onder het polderwaterniveau opgesteld en werden met behulp van balansarmen rechtstreeks door de stoommachine aangedreven.

Door de gemiddelde zuigersnelheid van de stoommachine laag te houden en op het eind en het begin van de slag gecontroleerd af te remmen of op snelheid te brengen, traden minder grote versnellings-, maar ook vertragskrachten op. Bovendien konden de pompen via de zuig- en perskleppen water naleveren.

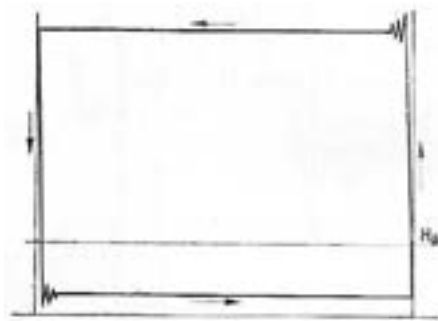


Gemaal Abbenbroek (tweeling dubbelwerkende zuigerpomp)

De boven de waterlijn opgestelde bemalingspompen die meestal ook een expansiestoommachine en dus een kruk-drijfstaangmechanisme hebben, hadden wel windketels of zoals bij het gemaal Abbenbroek een soort druktoren. Van deze overigens weinig toegepaste installaties is helaas van de inrichting van de toegepaste pomp nog maar weinig meer bekend.

4.29.10 Vermogen

Net als bij een stoommachine en de verbrandingsmotor wordt bij zuiger- en plunjerpompen het drukverloop in de cilinder grafisch voorgesteld door een aan de pomp opgenomen indicateurdiagram. Ook kunnen we met behulp hiervan de eventuele gebreken in de constructie of de werking vaststellen. In de figuur hiernaast is linksboven het einde van de slag bereikt en keert de bewegingsrichting van de zuiger om, waarbij de druk snel daalt. Als de persklep precies in het



dode punt sluit, zal bij afwezigheid van lucht door de onsamendrukbaarheid van het water deze drukdaling plotseling en volgens een verticale lijn moeten plaatsvinden. Omdat de persklep altijd iets later en niet ineens volledig sluit, vloeit nog een kleine hoeveelheid water uit de persruimte terug in de pompcilinder. Ook zal bij afnemende druk enige lucht oplossen. Samen met het terugvloeiende water uit de persruimte zorgt dit ervoor dat de lijn iets schuin staat of bij veel lucht zelfs afbuigt.

Theoretisch indicateurdiagram zuigerpomp

Bij het verder bewegen van de zuiger opent, als de druk ver genoeg gedaald is om de weerstand van de zuigklep te overwinnen, de zuigklep. Zodra de klep opent, wordt de weerstand kleiner en neemt de druk weer plotseling toe; er treden drukgolven op die door de indicateur worden opgetekend. Afhankelijk van de snelheid van de zuiger en het functioneren van de windketels zal een min of meer rechte iets naar onder toe doorbuigende horizontale lijn ontstaan die de absolute zuigdruk weergeeft. De drukstijging tijdens het begin van de persende slag zal ook volgens een hellende verticale lijn worden opgetekend. Ook hier zal, om dezelfde reden als bij de zuigklep, de persklep niet spontaan geopend blijven en drukgolven veroorzaken. De perslijn wordt hier als een vlakke lijn voorgesteld. In de werkelijkheid zal deze iets bol verlopen. In het diagram stelt in een bepaalde verhouding het drukverschil tussen de bovenste en de onderste lijn de theoretische opvoerhoogte voor, dat wil zeggen de manometrische opvoerhoogte met daarbij opgeteld de verliezen in het leidingsysteem.

De afstand tussen de loodlijnen van de verticalen geeft, ook weer in verhouding, de hoeveelheid verpompt water weer, dus het oppervlak van het diagram als het theoretische vermogen.

Het indicateurvermogen van de pomp kan daarom geschreven worden als:

$$P_i = \frac{Q_{th} \cdot H_{th} \cdot 1000}{75 \cdot 60} = \frac{Q_{th} \cdot H_{th}}{4,5} \text{ [pk]}$$

Of:

$$P_i = \frac{Q_{th} \cdot H_{th}}{4,5} \text{ [pk]}$$

Hierin is Q_{th} in m³/min en H_{th} in mwk uitgedrukt.

Het aan de zuigerstang of de pompas toe te voeren vermogen is echter groter omdat het zogeheten effectieve vermogen groter moet zijn omdat een gedeelte verloren gaat door wrijving in de pomp en de aandrijving. Net als bij een stoommachine voeren we nu het begrip mechanisch rendement of mechanisch nuttig effect in. Het mechanisch rendement wordt voorgesteld door:

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{P_i}{P_e}$$

Het aan de pompas of de zuigerstang toe te voeren vermogen wordt dan als volgt bepaald:

$$P_e = \frac{Q_{\text{th}} \cdot H_{\text{th}}}{4,5 \cdot \eta_{\text{mech}}} [\text{pk}]$$

4.29.11 Constructieve aspecten

Voor zuiger- en plunjerpompen moeten een aantal constructieve aspecten in acht worden genomen. Een aantal die van toepassing zijn op de pompen voor polderwater worden hier toegelicht aan de hand van voorbeelden van bemalingsinstallaties.

4.29.11.1 Hoofdafmetingen

De verhouding van de slag en de diameter van de verdringer kiezen we groter naarmate de opvoerhoogte groter is, om te grote stangkrachten te voorkomen. Voor een opvoerhoogte tot 40 mwk hanteren we:

$$\frac{s}{D} = 0,7 - 1,4$$

De slag in verhouding tot de zuigerdiameter van de pompen van het stoomgemaal De Cruquius is bijvoorbeeld 1,6 en die van het Wester Stoomgemaal 1,2. Hoe kleiner de slag is, hoe groter het toerental van de aandrijvende (stoom)machine mag zijn, terwijl bij een gelijkblijvende opbrengst het slagvolume van de pomp kleiner kan zijn. De zuigersnelheid en daarmee ook de hydraulische verliezen, nemen daarbij wel toe.

De gemiddelde zuigersnelheid kan tot 2,4 m/sec bedragen: deze voor pompen betrekkelijk hoge snelheid komt vooral voor bij pompen die rechtstreeks -zonder kruk-drijfstangmechanisme- door de stoommachine worden aangedreven.

4.29.11.2 Cilinders en klepkasten

In normale gevallen is het materiaal van de pompcilinder, de klepkast en het pomphuis van gietijzer. De wanddikte s kan wanneer zij klein is ten opzichte van de cilindermiddellijn, en dus de spanning gelijkmatig over de doorsnede is verdeeld, berekend worden met de formule:

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \sigma}$$

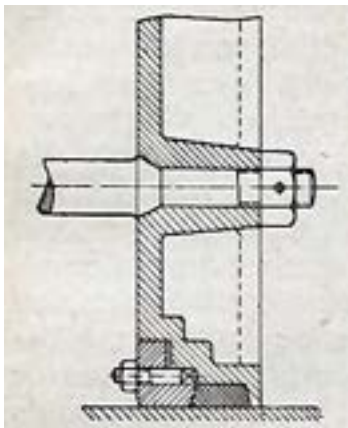
Hierin is p de inwendige druk in kg/cm^2 , D de inwendige diameter in cm en σ de toelaatbare materiaalspanning in kg/cm^2 . In verband met de veranderlijke, dikwijls stotende belasting, nemen we σ toelaatbaar kleiner naarmate het toerental of -beter gezegd- de zuigersnelheid groter wordt.

4.29.11.3 Plunjers

Het materiaal van de plunjers is gietijzer, brons of staal. Plunjers van gietijzer of brons worden bij niet al te kleine diameter hol gegoten. Bij het verpompen van brak water worden de plunjers van brons gemaakt of bekleed met een bronzen voering. Het einde van de plunjer wordt meestal bol uitgevoerd om vooral bij snellopende pompen de botsingsverschijnselen te verminderen. De dichting van de plunjer in de cilinderwand wordt verkregen door een pakkingbus of door de plunjerstang of de plunjer zelf te laten lopen in een bronzen bus, waarin zij nauwkeurig past. Bij een lengte van 3x de diameter van de plunjer wordt een goede afdichting verkregen. Soms wordt een dergelijke bus van een witmetalen voering voorzien met labyrintgroeven. De plunjer moet over de gehele lengte zuiver glad worden gedraaid. Verder hoeven alleen de pakkingdrukker en de grondring die voor de geleiding zorgen zuiver op maat uitgedraaid te worden.

4.29.11.4 Zuigers

Het materiaal van de zuiger bij bemalingspompen is meestal van gietijzer. De dichting van de zuiger bestaat vaak uit een week dichtingsmateriaal, zoals gevlochten strengen hennep die door het losse deksel van de zuiger samengedrukt worden tegen de trapeziumvormige kamer aan de omtrek van de zuiger. Soms gebruiken we hiervoor de hardere geïmpregneerde strengen hennep die in een



rechthoekige kamer worden aangebracht en voor het plaatsen in de cilinder op de gewenste cilindermaat worden gedraaid.

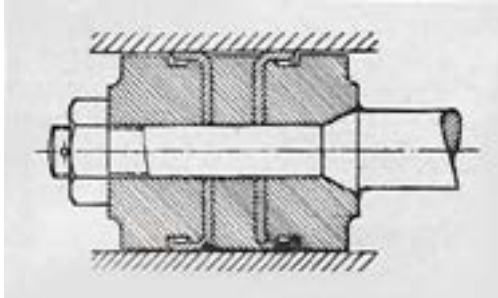
Ook pokhout dat door het water zelf gesmeerd wordt, bewijst in de vorm van houten klossen die pas gedraaid worden goede diensten. We moeten er hierbij goed op letten dat het kopse gedeelte van het hout naar de cilinderwand is gericht.

Eenmaal verwerkt en gebruikt als zuigerafdichting mag pokhout niet meer droog worden, omdat het dan krimpt en de goede eigenschappen van deze bijzondere houtsoort verloren gaan. Pokhout is naast de toepassing in de scheepvaart bij de schroefaskoker van zeegaande schepen ook veel toegepast bij de lagers van grote bemalingspompen.

Zuiger met henneppakking

Verder zien we dat ook leer voor de afdichting van de zuigers of de plunjers is toegepast. De zuigersnelheid mag vanwege slijtage niet hoger zijn dan 1 m/sec. Het leer wordt met behulp van een matrijs in de juiste vorm geperst en tussen de uit drie ringen bestaande zuiger geklemd. De afdichting wordt verkregen doordat de opstaande rand door de waterdruk tegen de cilinderwand geperst wordt. Nadelen van leer zijn dat het sterk slijt als gevolg van ijzerroest en evenals pokhout niet mag uitdrogen.

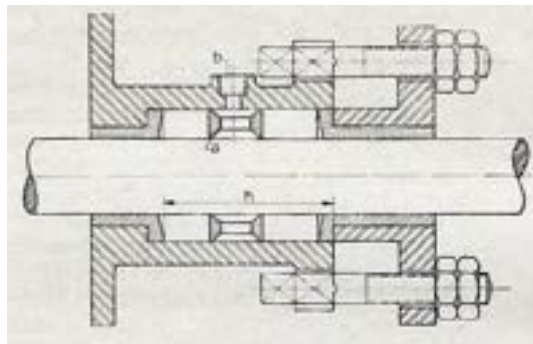
Bij de zuigerpomp moet de pompcilinder van binnen zuiver op maat uitgedraaid of gekotterd worden. De zuiger wordt bewerkt al naar gelang de soort toegepaste afdichting en wordt met enige speling in de cilinder aangebracht.



Zuiger met leren pakking

4.29.11.5 Pakkingbussen

Voor de afdichting van de zuiger, plunjer of plunjerstang bij polderbemaalingspompen wordt meestal een min of meer conventionele pakkingbus met zachte pakking toegepast; zie afbeelding hieronder. De pakkingkamer wordt in tweeën gedeeld door een zogenaamde lantaarnring waar onder druk water kan worden toegevoerd. Hierdoor wordt vermeden dat bij het zuigen lucht naar binnen gezogen wordt, die het volumetrisch rendement zou verminderen. Als pakking worden vaak hennep of in talk gedrenkte katoenstrengen toegepast. De strengen hebben een vierkante doorsnede en moeten met behulp van het drukstuk voorzichtig worden aangedrukt. Het te sterk aanhalen van de drukstukmoeren heeft tot gevolg dat de stang onherstelbaar wordt beschadigd en er overmatige lekkage zal blijven optreden. Er is een groot scala aan weke pakkingsoorten in de handel waarvan één speciale aandacht verdient. Dat is de zogenaamde wigmariet pakking. Deze bestaat uit smalle



zeer dunne bandjes zacht metaal, bijvoorbeeld witmetaal met grafiet, die tot strengen ineengedraaid worden en op dezelfde manier als de strengen katoen of hennep in de pakkingkamer worden aangebracht. Als deze pakking na het aanbrengen uiterst voorzichtig wordt aangedrukt, vormt zich een nauwsluitende afdichting rond de stang met ook goede glij-eigenschappen.

Pakkingbus voor weke pakking

Voor de dikte van de pakkingstrengen nemen we:

$$s = 2 \sqrt{d} \div 2,5 \sqrt{d} \text{ [mm]}$$

Hierin is s de dikte van de pakking en d de diameter van de stang of plunjer. Voor de lengte van de pakkingkamer nemen we ongeveer $8 \times s$, terwijl het voldoende is dat de pakkingdrukker over een lengte van $3 \times s$ kan worden aangehaald.

Bij het opnieuw verpakken van de pakkingbus moeten we ervoor zorgen dat het lantaarnstuk a juist tegenover de watertoevoer b wordt aangebracht. Meestal is dat in het midden van de kamer. Bij het aanbrengen van wigmariet pakking moeten we door opmeten de juiste plaats vaststellen. We brengen eerst 3 tornen pakking aan, dan het lantaarnstuk en vervolgens de laatste 3 tornen pakking. Het lantaarnstuk heeft een lengte ter dikte van 2 tornen pakking.

4.29.11.6 Kleppen en zittingen

Voordat polderwater naar een opvoerwerktuig wordt gevoerd, passeert het een zogenaamd krooshek. Hier worden zoveel mogelijk de in het water aanwezige vaste delen opgevangen. Desondanks worden naast zachte ook harde voorwerpen naar het opvoerwerktuig aangevoerd en zijn we bij zuiger- en plunjerpompen aangewezen op een deels zachte klepafdichting. Verder komt in het polderwater slietvormige vervuiling voor, die vooral bij de doortocht vernauwende klepconstructies verstopping kan veroorzaken of tussen de klepafdichting kan blijven steken. Vervuiling van de kleppen leidt zonder meer tot capaciteitsverlies en kan, bij boven het polderpeil opgestelde pompen, zelfs tot het afslaan van de pomp leiden.

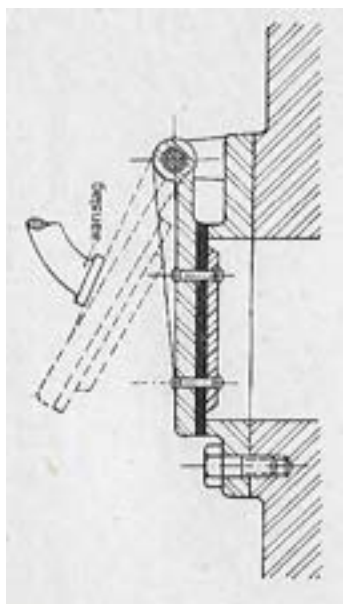
Bij de boven de waterlijn opgestelde pompen, zoals bij het gemaal Abbenbroek, had men het voordeel dat weliswaar het pompbedrijf moest worden onderbroken maar dat men, door het openen van de ruimte waarin de kleppen zijn aangebracht, de vervuiling relatief eenvoudig kon verwijderen en zodoende het probleem kon oplossen.

Bij de onder de waterlijn opgestelde pompen, zoals bij de pompen van de inmiddels geamoveerde gemalen in Dreumel (H.F. Fijnje van Salverda) en het Wester Stoomgemaal in Rotterdam, moest

men de installatie droog zetten om een probleem met een klep op te kunnen lossen. Bijna zonder uitzondering hadden alle met zuigerpompen uitgeruste gemalen problemen met de kleppen en alle modificaties ten spijt heeft dit nooit geleid tot een generieke oplossing.

Een redelijke oplossing die in tweede instantie is gevonden en ook toegepast is bij het gemaal in Dreumel is de hangende scharnierklep, waarvan hiernaast een voorbeeld is gegeven. De kleppen, die ontworpen zijn voor met vaste stoffen verontreinigde vloeistoffen, hebben aan de bovenzijde een scharnierpunt en worden met het bijbehorende aanslagframe in smalle stroken, boven elkaar in een kleppenraam geplaatst.

De klep, die te vergelijken is met de conventionele houten terugslagklep bij gemalen, heeft een grote doortocht en valt door zijn eigen gewicht dicht. In de figuur zorgt een leren plaat die tussen een metalen plaat en de eigenlijke klep vastgeklonken zit voor de afdichting.



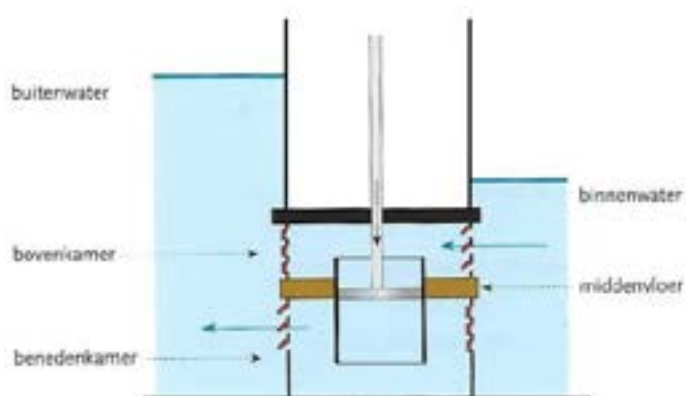
Scharnierklep

Om ervoor te zorgen dat het leer over de gehele omtrek op de dichtingsrand drukt, is het scharnier voorzien van een slobgat of enige ruimte om de pen. Latere uitvoeringen zijn in plaats van het speciaal gelooide leer voorzien van plaatrubber met een canvas inlage.

De kleppen kunnen ook in een horizontale positie worden toegepast. In alle gevallen verdient het de voorkeur de klep van een aanslag te voorzien om te voorkomen dat deze achterover klappt en zijn functie verliest.

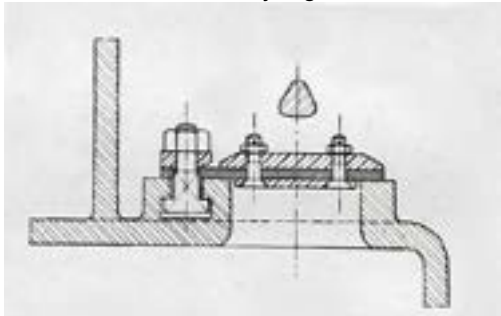
De gietijzeren klepframes worden met bouten op het klepraam vastgezet. Door de randen van de ortocht royaal af te ronden, wordt de weerstand over de klep beperkt en blijft er minder makkelijk vuil achter hangen. De hoogte van de kleppen mag niet te groot zijn, omdat het anders te lang duurt bij het einde van de slag voor de klep sluit. De richting van de vloeistofstroom is dan omgekeerd en laat de klep met grote kracht op de zitting neerkomen. Een nog betere werking wordt verkregen door de klep iets schuin achterover op te stellen. Het gewicht van de klep zorgt er dan voor dat de klep gesloten is voordat de vloeistofstroom is omgekeerd en voorkomt daarmee het op de zitting klappen.

De volgende figuur laat de werking zien van het pompprincipe van Fijnje dat bij het gemaal in Dreumel en op nog een aantal andere plaatsen in Nederland is toegepast. De dubbelwerkende pompen werden met behulp van een balansarm rechtstreeks aangedreven door de stoommachine. Uit de figuur blijkt dat de kleppen slecht toegankelijk onder de waterlijn opgesteld waren.



Dubbelwerkende zuigerpomp (onder de waterlijn opgesteld)

Een variant op de hiervoor beschreven klep is die waarbij het scharnier en de afdichting één geheel vormen. In de beschrijvingen van dit soort kleppen wordt nog gesproken over gummi platen, tegenwoordig rubber genoemd. Ook deze klepuitvoering werd in vierkante of rechthoekige vorm uitgevoerd en kan zowel horizontaal als verticaal worden opgesteld.

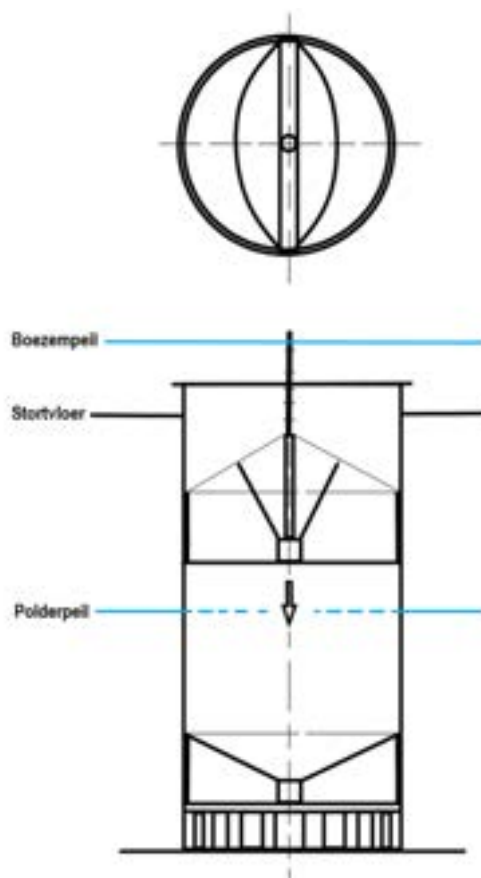


In de getekende uitvoering is de klepkast voorzien van een sleuf waarin de hamerkopbouten voor de bevestiging van de klep zijn aangebracht en is de klep horizontaal opgesteld.

Scharnierklep met rubberen afdichting

Bij de enkelwerkende pompen van de Haarlemmermeer, in de gemalen Leeghwater, Lynden en De Cruquius, zijn enkelwerkende zuigerpompen toegepast. Bij deze pompen zijn de zuigkleppen in de cilinder en de perskleppen in de zuiger aangebracht. Het onderste deel van deze pompen staat onder het polderpeil opgesteld. Deze pompen hebben geen windketels en zijn uitgerust met halve ellipsvormige scharnierkleppen die schuin staan opgesteld (ongeveer 30°) en draaien om de rechte zijde van een halve ellips. De zuigkleppen bij dit type pomp zijn op dezelfde manier geconstrueerd als de perskleppen. De afdichting tegen de cilinderwand vindt plaats met behulp van hardleren randen op de klepdelen.

In de volgende figuur wordt schematisch de werking van de pomp weergegeven. Bij het naar beneden bewegen van de zuiger sluiten de kleppen aan de onderzijde van de cilinder en stroomt het in de cilinder aanwezige water via de kleppen in de zuiger naar de bovenzijde van de cilinder. Op dat moment wordt er geen water verplaatst. Bij de opgaande slag wordt het water naar boven weggeperst en wordt tegelijkertijd onder de zuiger eenzelfde hoeveelheid aangezogen. Het aanzuigen van een nieuwe hoeveelheid water en het wegpersen van het water dat zich al in de cilinder bevond, vindt dus tegelijkertijd plaats. Voor de opgaande slag van de pomp is dus de meeste energie nodig.



Doorsnede klepopstelling pompen gemaal De Cruquius

4.29.11.7 In bedrijf stellen zuigerpomp

In het algemeen moeten we vanwege de grote schadelijke ruimte van droog opgestelde zuigerpompen voor polderbemaling deze eerst vullen met water voordat ze in bedrijf kunnen worden gesteld. Deze noodzaak wordt op de volgende manier verklaard:

Bij de binnenste stand van de zuiger van een enkelwerkende pomp zal tussen de zuig- en de persklep een zekere ruimte overblijven, die de schadelijke ruimte vormt als de pomp als luchtpomp zou worden gebruikt. De inhoud van deze ruimte kan worden uitgedrukt in verhouding tot het slagvolume V , bijvoorbeeld $x \cdot V$.

Nemen we aan dat bij de binnenste stand van de zuiger deze ruimte al gevuld is met lucht van atmosferisch druk P_a , doordat in de persleiding ook deze druk heerst. Beweegt nu de zuiger naar buiten tot in het andere dode punt, dan wordt het volume van de lucht $V + x \cdot V$.

De druk P_p die dan in de schadelijke ruimte en de cilinder heerst, is dan volgens de wet van Boyle:

$$P_a \cdot x \cdot V = P_p \cdot (V + x \cdot V) \text{ [mwk]}$$

Of anders geschreven:

$$P_p = \frac{P_a \cdot x \cdot V}{V + x \cdot V} \text{ [mwk]}$$

Of vereenvoudigd geschreven:

$$P_p = P_a \frac{x}{1 + x} \text{ [mwk]}$$

De schadelijke ruimte kan wel 3 tot 4 keer het slagvolume van de pomp bedragen. Als we uitgaan van een atmosferische druk van 10 mwk en een schadelijke ruimte van 4 keer het slagvolume, dan wordt de absolute druk P_p in de zuigruimte aan het einde van de zuigslag:

$$P_p = 10 \frac{4}{1 + 4} = 8 \text{ [mwk]}$$

De onderdruk, dus de druk die het water moet opzuigen en de weerstand over de zuigklep die overwonnen moet worden, is dan:

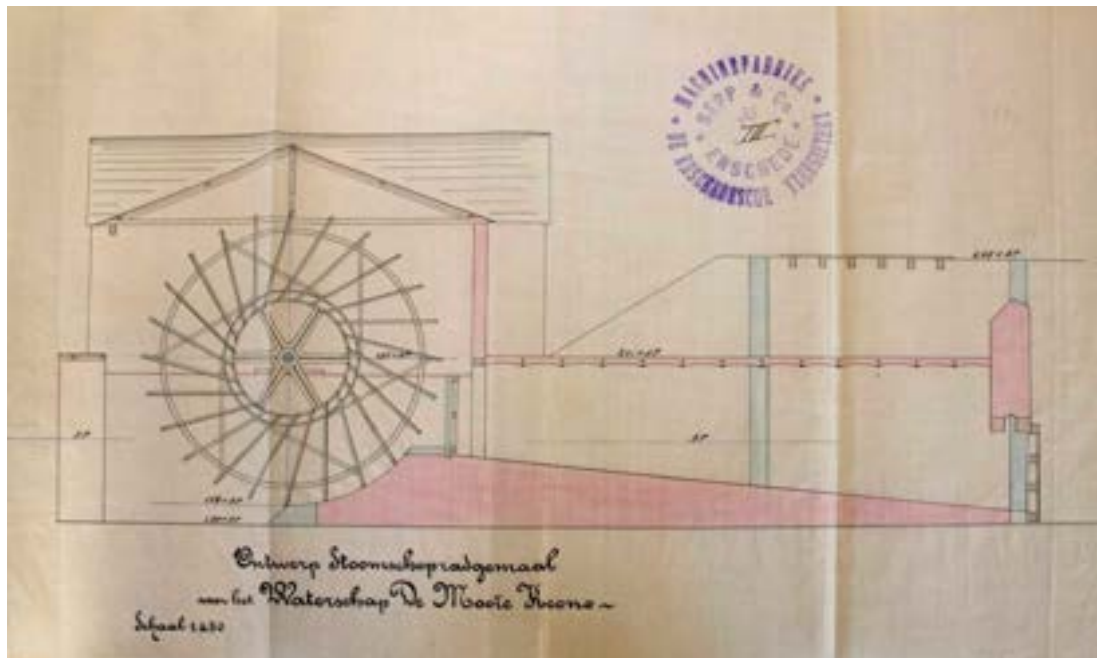
$$P_p = 10 - 8 = 2 \text{ [mwk]}$$

Deze onderdruk zal in het algemeen niet voldoende zijn en dus moeten we de pompcilinder en de aangrenzende ruimte met water vullen. In de meeste gevallen gebeurt dit door met behulp van een kortsluitleiding tussen het buitenwater en de pomp, water in de pompruimte tussen de zuig- en de persklep te laten stromen totdat alle lucht uit de zuigleiding is gezogen en de pomp aanslaat. Niet te grote luchthoeveelheden zullen met de waterstroom worden meegenomen en bij de uitmonding van het systeem dit verlaten.

Lekkages in de zuigleiding of het aanzuigen van lucht als het polderpeil zover gedaald is dat dit in de buurt van de zuigmond komt, kunnen aanleiding zijn voor het afslaan van de pomp tijdens bedrijf.

4.29.12 Schepraderen

Het scheprad is het oudste en tot nu toe het langst en meest vaak toegepaste opvoerwerktuig in de bemalingstechniek. Hoewel er bij de windwatermolens veel ervaring was opgedaan met het scheprad werden bij de introductie van de door stoommachines aangedreven gemalen deze uitgerust met zuigerpompen. Hierbij werd de lineaire beweging van de stoommachine met een balansarm of rechtstreeks op de zuiger van de pomp overgebracht. Een scheprad vereist een langzame roterende beweging die met tandwielen moet worden overgebracht. Dit heeft door de aanmerkelijk grotere vermogens van eerst de stoommachine en later ook de verbrandingsmotoren ten opzichte van die van de windmolen in de beginperiode van deze aandrijfwerktuigen dan ook voor de nodige problemen met de overbrengingen gezorgd.



Voorbeeld van een stalen scheprad in de Keenesluis

Sinds de ontwikkeling van het scheprad in de 15^{de} eeuw hebben geen ingrijpende en principiële ontwikkelingen plaatsgevonden. De schepraderen waren oorspronkelijk van hout wat de vorm en de afmetingen beperkte. In de jaren zestig van de 19^{de} eeuw verschenen de eerste nagenoeg geheel uit gietijzer en staal opgebouwde schepraderen en werd na verloop van tijd ook geëxperimenteerd met de schoepvorm om het rendement te verbeteren.



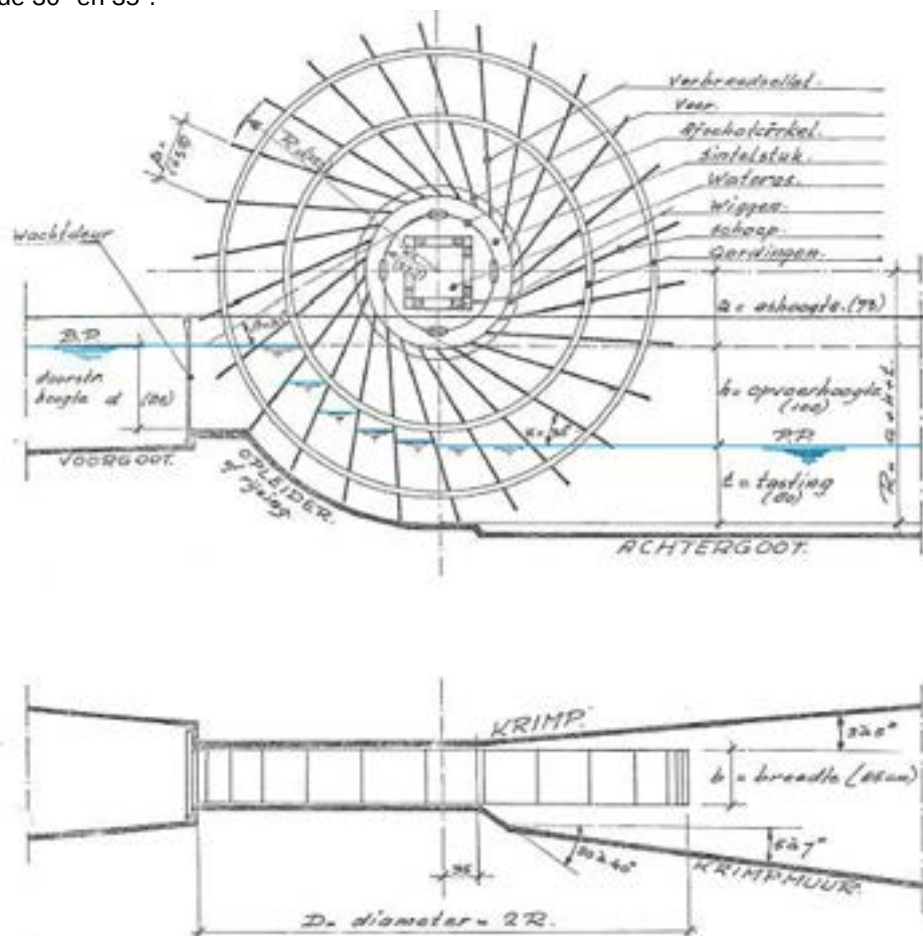
Houten scheprad



Stalen scheprad

Het scheprad bestaat uit twee ronde schijven of spaakwielen van gietijzer, de zogenaamde sintelstukken. Bij de oude schepradconstructies zijn deze sintelstukken met eikenhouten wiggen op het vierkante deel van de gietijzeren as bevestigd. Bij jongere constructies worden de sintelstukken met kopspieën op een verdikt gedeelte van een ronde stalen as bevestigd.

Aan de sintelstukken zijn tangenciaal de veren met daaraan de schoepen of borden bevestigd, rakend aan een denkbeeldige cirkel; de zogenaamde afschotcirkel. Door deze wijze van bevestiging kan de ruimte tussen de schoepen goed leegstromen en wordt het zogenaamde over de kop malen, het mee terugnemen van het water, voorkomen. Een nadeel hiervan is dat de schoepen aan de instroomzijde onder een geringe hoek met de waterspiegel staan en op het water gaan slaan. Naast het lawaai dat dit veroorzaakt is dit verschijnsel schadelijk voor de bevestiging van het scheprad op de as en de hieraan gekoppelde tandwieloverbrenging. De hellingshoek van de schoepen wordt bepaald door de grootte van de afschotcirkel. De hoek van intrede α mag niet te groot zijn omdat dan de hoek van uittrede β te klein wordt en het water niet goed kan uitstromen. Gestreefd wordt naar een hoek van intrede die varieert tussen de 25° en 30° , en een hoek van uittrede β die varieert tussen de 30° en 35° .



Benaming en maatvoering van een voorbeeld scheprad

De schoepen zijn soms van metaal, maar bij voorkeur van hout. Eventueel meegevoerde harde voorwerpen, zoals hout of ijs, kunnen het houten bord doen breken, maar verder geen schade aanrichten. Bij metalen borden zullen naast het bord zelf de veren en de gordingen schade oplopen en in die gevallen opnieuw gericht moeten worden. Een of twee hoepels, de zogenaamde gordingen aan beide zijden van het rad, verbinden rondom de uiteinden van de schoepen.

Verder worden om de vier schoepen tussen de buitenste gording en het sintelstuk schoren aangebracht. Deze schoren voorkomen dat de schoepen achterovergedrukt worden.

Met een speling van 10 tot hooguit 20 mm draait het scheprad tussen de beide krimpmuren van de goot of de zogenaamde krimp.

Om de speling tussen rad en krimp zo gering mogelijk te maken, worden bij stalen schoepen zogenaamde verbreedsel-latten langs de zijkanten aangebracht. Het relatief zachte grenen hout, dat hiervoor gebruikt wordt, moet nagenoeg zonder speling aangebracht worden waarna het tijdens bedrijf langs de ruwe krimpmuur op maat schuurt. De axiale speling wordt bij een glijlagerconstructie vaak met eenvoudige taatsen en drukbouten op de koppen van de scheprad-as ingesteld. Het spreekt voor zich dat de axiale speling van het rad zo gering mogelijk moet worden gehouden.

De vorm van de instroomgoot is zodanig dat er voldoende water tussen de schoepen kan stromen. Is dit niet het geval, dan zal het rad minder water opbrengen bij een grotere opvoerhoogte. Hetzelfde effect wordt teweeggebracht als het krooshek vervuild is of als de aanvoer van water stagneert.

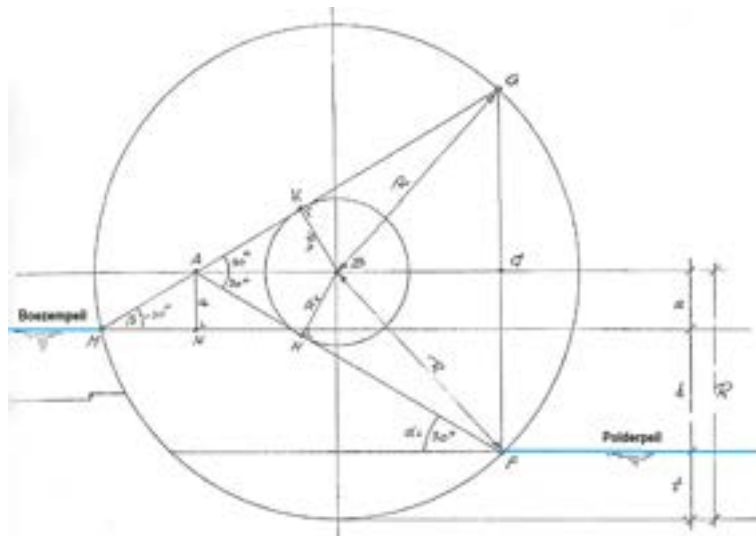
Een ander belangrijk punt voor het goed functioneren van het scheprad is de hoogte van de opleider. Deze is afhankelijk van de tasting, de opvoerhoogte en de diameter van het scheprad.

Is de opleider te laag, zoals bij de figuur van het houten scheprad is getekend, dan zal bij de rondgang van het rad telkens bij het bereiken van de bovenkant van de opleider een hoeveelheid buitenwater terugstromen in het compartiment tussen twee schoepen. Dit terugstromen kost, vooral bij lage radsnelheden, extra energie. Hetzelfde negatieve effect doet zich voor bij een te gering aantal schoepen.

Een ander belangrijk punt is de verhouding tussen de tasting en de doorstroomhoogte boven de opleider. Het veranderen van stroomsnelheid kost energie en moet voorkomen worden en het is de reden dat bij de streefpeilen op de boezem c.q. het buitenwater en de polder de natte profielen aan de in- en uitstroomzijde in die situatie gelijk worden gehouden. Omdat de breedte van de goot aan de in- en uitstroomzijde gelijk is, zal de waterhoogte boven de opleider minimaal de hoogte van de tasting moeten hebben.

De schoeplengte is bepalend voor het kerend vermogen van het scheprad: dus de hoogste boezem- of buitenwaterstand met daarbij opgeteld de opstuwing tijdens het malen. Is deze onvoldoende, dan loopt een deel van het opgevoerde water terug naar de instroming. In de rechter figuur van het stalen scheprad is dat door het gearceerde gedeelte schetsmatig weergegeven.

Aan de hand van de hiervoor aangegeven voorwaarden en uitgangspunten voor een scheprad om goed te kunnen functioneren, kunnen de hoofdafmetingen worden bepaald en het rad worden geconstrueerd.



Figuur voor het bepalen van de hoofdafmetingen van een scheprad

De bekende gegevens voor het tekenen van de figuur zijn de opvoerhoogte h : het verschil tussen het boezem- of buitenpeil en dat van het polderpeil. Dit verschil varieert meestal tussen de 70 en 150 cm. Bij grotere opvoerhoogten wordt de diameter van het rad te groot, zoals we hierna kunnen afleiden. Verder stijgen als gevolg van het grote drukverschil de spleetverliezen en daalt daardoor het rendement.

De tasting t varieert tussen de 70 tot 110 cm. Ook een te grote tasting resulteert in een grotere diameter van het rad, maar biedt wel de mogelijkheid verder af te malen c.q. in te spelen op een toekomstige polderpeildaling.

Uit de figuur kan worden afgeleid dat de diameter van de afschotcirkel is:

$$R_1 = h \cdot \tan \alpha \text{ [m]}$$

In het voorbeeld zijn de in- en uitstroomhoeken gelijk gehouden en bedragen beide 30° . De tangens van deze hoek is 0,57735, zodat geschreven kan worden:

$$R_1 = 0,57735 \cdot h \text{ [m]}$$

De straal van het rad R kan worden berekend met behulp van de driehoek BHF. Hierbij is a de hoogte die de as boven het boezem- of buitenpeil wordt opgesteld.

$$R = \sqrt{(2a + h)^2 + (0,57735 \cdot h)^2} \text{ [m]}$$

Voor de straal van het rad kan ook worden geschreven:

$$R = a + h + t \text{ [m]}$$

Door de uitkomsten van beide formules aan elkaar gelijk te stellen, zijn a en t uit te drukken in h en t respectievelijk de bekende opvoerhoogte en de aan te nemen tasting. De uitkomst van deze rekenexercitie voor de straal is:

$$R = 2,05 \cdot t + 0,89 \cdot h \text{ [m]}$$

En voor de opstelhoogte:

$$2,05 \cdot t + 0,89 \cdot h = a + h + t \text{ [m]}$$

Of:

$$a = 1,05 \cdot t - 0,11 \cdot h \text{ [m]}$$

Is voor een gegeven situatie de opvoerhoogte 1,50 m en de tasting 1,00 m, dan is de straal van het rad:

$$R = 2,05 \cdot 1 + 0,89 \cdot 1,50 = 3,385 \text{ [m]}$$

De straal van de afschotcirkel is:

$$R_1 = 0,57735 \cdot 1,50 = 0,866 \text{ [m]}$$

En de opstelhoogte van het rad boven het boezem- of buitenpeil:

$$a = 1,05 \cdot 1 - 0,11 \cdot 1,50 = 0,885 \text{ [m]}$$

De afstand tussen de schoepen aan de omtrek wordt in de regel op 60 à 70 cm gehouden. Een te grote afstand leidt tot capaciteitsverlies, omdat de ruimte tussen de schoepen verder voorbij het tastpunt tot het polderpeil is gevuld. Verder leidt het tot grotere spleetverliezen, omdat het drukverschil per schoep groter wordt.

De breedte van de schepraderen voor windmolens bedraagt 35 tot 60 cm waarbij een verhouding van de tasting t tot de breedte b van 3 : 2 wordt aangehouden. Een grotere breedte leidde tot windmolens met een groter vermogen of hogere gemiddelde windsnelheden om te kunnen malen. Bij schepraderen die worden aangedreven door stoommachines geldt deze beperking niet en zien we dan ook aanzienlijk bredere schepraderen toegepast of raderen die parallel aan elkaar geschakeld zijn. Bij deze laatste optie worden de assen verbonden door een al dan niet verschuifbare koppeling waarmee een gedeelte van de capaciteit kan worden uitgeschakeld.

4.29.12.1 Capaciteit

Wanneer het rad een boog, gelijk aan de onderlinge afstand van twee schoepen heeft doorlopen, wordt een hoeveelheid water verplaatst, gelijk aan de inhoud van de watermassa tussen twee schoepen, te rekenen als de schoepen het diepst in het water staan.

Tijdens een omwenteling is dat:

$$2\pi \left(R - \frac{1}{2} t \right) \cdot 0,9 \text{ [m}^3\text{]}$$

We noemen dit de waterkrul. Deze hoeveelheid moet worden verminderd met de inhoud van de ondergedompelde schoepengedeelten, alsmede het waterverlies ontstaan door het terugstromen van water langs de beschoeping. Bij goed geconstrueerde en uitgevoerde schepraderen bedraagt dit verlies ongeveer 10%.

Het toerental n van een scheprad is zeer gering en bedraagt 5 à 8 omwentelingen per minuut. Als we het geschatte verlies en het toerental in voorgaande formule invoeren, kunnen we de capaciteit als volgt berekenen:

$$Q_{th} = n \cdot b \cdot t \cdot 2\pi \left(R - \frac{1}{2} t \right) \cdot 0,9 \text{ [m}^3\text{/min]}$$

Hierin is:

Q_{th}	De berekende capaciteit van het scheprad	m ³ /min
R	De straal van het scheprad	m
n	Het toerental van het scheprad	omw/min
b	De breedte van het scheprad	m
t	De indompeldiepte van de schoep	m
0,9	Correctiefactor voor het door de beschoeping ingenomen volume	

Als het toerental van het hiervoor gegeven voorbeeld 7 omw/min is, dan bedraagt de capaciteit:

$$Q_{th} = 7 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1,00 \cdot 1,00 \cdot 2\pi \left(3,385 - \frac{1}{2} 1,00 \right) \cdot 0,9 = 76 \text{ [m}^3\text{/min]}$$

4.29.12.2 Vermogen

Het vermogen van 1 pk is gelijk aan 75 kgm/sec en het gewicht van 1 l water: 1kg. Als de capaciteit en de opvoerhoogte van het scheprad bekend zijn, kunnen we met deze wetenschap op de volgende wijze het theoretisch benodigde vermogen aan de as van het scheprad berekenen:

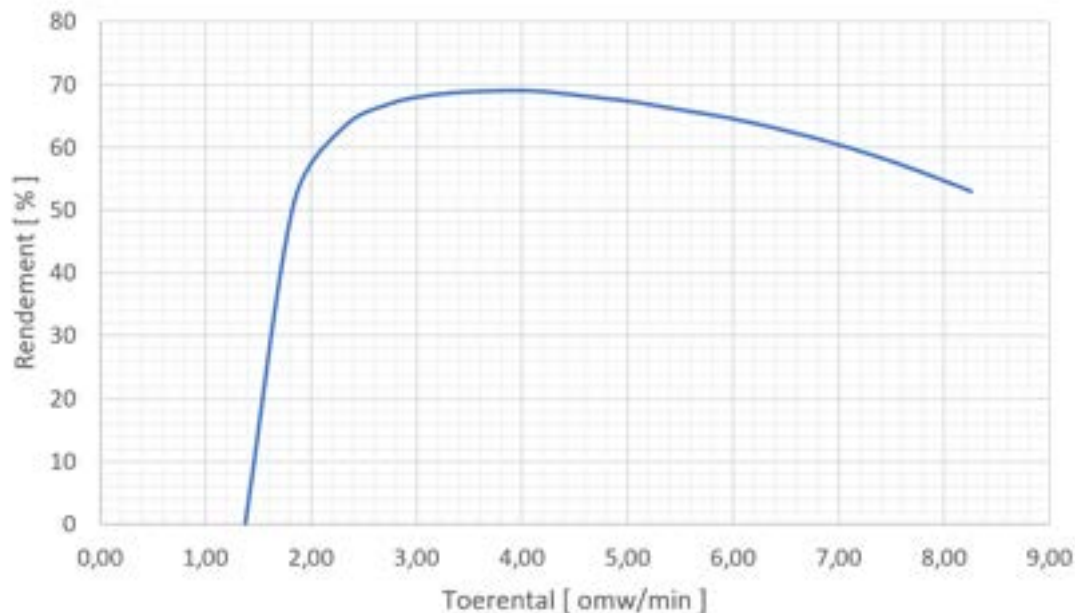
$$P_{th} = \frac{Q_{th} \cdot 1000 \cdot h}{60 \cdot 75} = \frac{Q \cdot h}{4,5} \text{ [pk]}$$

Het theoretisch benodigde vermogen aan de as van het scheprad uit het voorgaande voorbeeld is dan:

$$P_{th} = \frac{76 \cdot 1,5}{4,5} = 25 \text{ [pk]}$$

Dit vermogen werd voorheen met wpk (water paardenkrachten) aangeduid en was een maat voor de grootte van het gemaal. Tegenwoordig gebruiken we hiervoor de capaciteit van het opvoerwerktuig met daarbij de gedefinieerde opvoerhoogte.

Het uiteindelijke door het aandrijfwerktuig te genereren vermogen, dus wat beschikbaar komt aan de as van de stoommachine, kan worden bepaald als het rendement van de overbrenging en van het opvoerwerktuig bekend is. In het verleden is door diverse instanties onderzoek gedaan naar het rendement van een scheprad. Uit die onderzoeken blijkt dat het rendement van een goed geconstrueerd scheprad inclusief de overbrenging in de orde van grootte ligt van 50-70% en bij benadering verloopt, zoals in onderstaande grafiek wordt weergegeven.



Schepradrendement versus toerental

Uit de grafiek kan worden afgeleid dat het hoogste rendement wordt bereikt bij ongeveer 4 omw/min van het scheprad. De stromingsverliezen als gevolg van een geringer debiet spelen bij dit toerental een geringere rol. Om het scheprad onder alle omstandigheden te kunnen laten functioneren, zal voor de bepaling van het vermogen van het aandrijfwerktuig uitgegaan moeten worden van de meest ongunstige situatie; dus 50%. In het geval van het hiervoor gegeven voorbeeld:

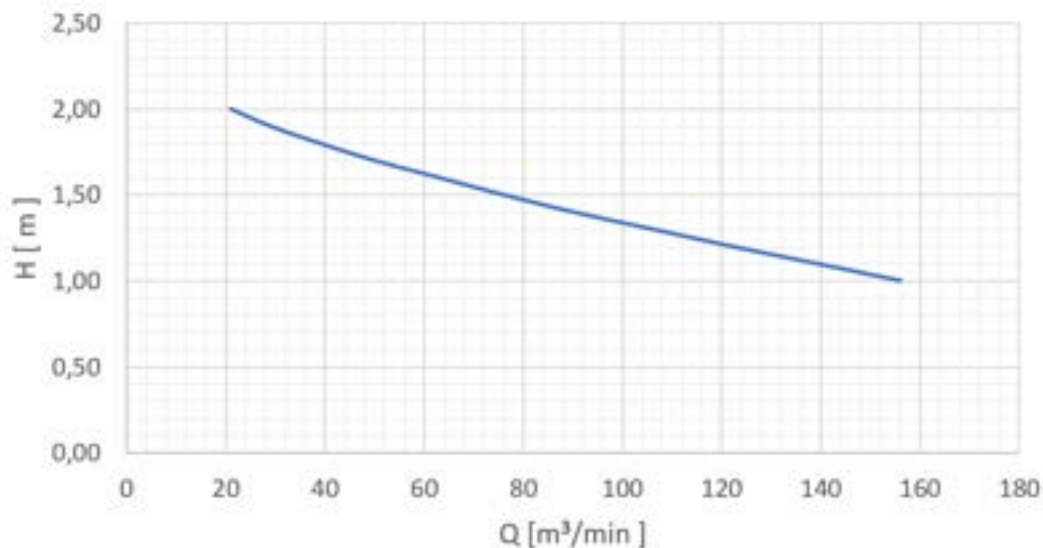
$$P_a = \frac{25}{\frac{50}{100}} = 50 \text{ [apk]}$$

Tussen de opvoerhoogte H en de capaciteit Q bestaat een relationeel verband dat met behulp van een grafiek kan worden aangegeven.

Uitgaande van een vast boezem- of buitenpeil en een constant toerental ziet de grafiek van het hiervoor gegeven voorbeeld eruit zoals hieronder is aangegeven. De ontwerpcapaciteit van dit scheprad, zoals hiervoor berekend, is 76 m³/min bij een statische opvoerhoogte van 1,50.

De tasting die in het ontwerppunt 1,00 m bedraagt, wordt als het polderpeil stijgt steeds groter en resulteert als gevolg daarvan in een steeds grotere capaciteit. Deze capaciteit kan zo ver oplopen dat de stoommachine het gevraagde vermogen niet meer kan opbrengen en er alleen gemalen kan worden door het toerental te verminderen. Omgekeerd zal de capaciteit afnemen als het polderpeil onder het streefpeil daalt. De stoommachine wordt dan minder belast. Door het toerental van de stoommachine te verhogen, kan dan de verminderde capaciteit worden gecompenseerd.

Het nastreven van een polderpeil onder dat van het streefpeil zal zich in de praktijk niet makkelijk voordoen anders dan wanneer als gevolg van maaiveldaling in de loop van de tijd de bemalingsinstallatie te hoog is komen te staan. Een hoog polderpeil daarentegen komt vaak voor en behoeft de nodige kennis en kunnen van de machinist van de machinerieën om hier op een verantwoorde wijze mee om te gaan.



Q - H-relatie scheprad

In het verleden heeft men om de maaiveldaling het hoofd te bieden weleens bestaande schepraderen laten zakken of vervangen door een rad met een grotere diameter. Hierbij werd dan vaak omwille van de investeringskosten een aantal essentiële uitgangspunten geweld aangedaan.

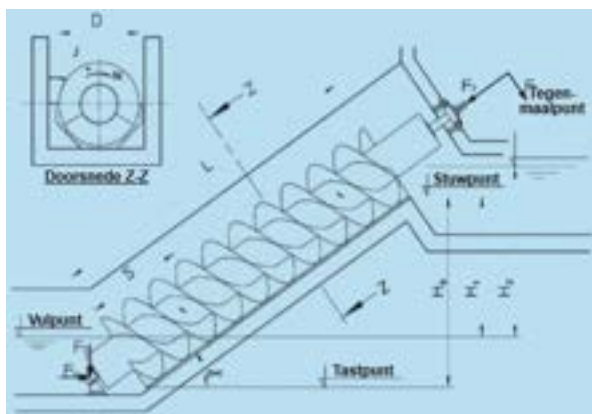
4.29.13 Vijzels

Het principe van de vijzel is in de derde eeuw voor Chr. al bekend als de schroef van Archimedes. Na de uitvinding van de tonmolen, waarbij een schroeflint in een buis is bevestigd die meedraait, werd dit opvoerwerktuig ook ingezet voor bemaling in Nederland. De vijzel, zoals wij die nu kennen voor de bemaling, werd in 1634 als uitvinding van Symon Hulsbos geïntroduceerd. Eerst bij de windwatermolen en vanaf 1825 ook in gemalen voorzien van mechanische aandrijving, zoals een stoommachine.

De vijzel bestaat uit de vijzelbalk (een spil), die omgeven is door twee of drie schroeflinten. De dikke balk is aan de boven- en de onderzijde voorzien van een stalen as die is opgelegd in draaipunten

met glij-, rol- of kogellagers. Het bovenlager is naast de radiaal lagering ook voorzien van een axiaal lagering om de trekkracht veroorzaakt door het gewicht van de vijzel en dat van het te verplaatsen water op te vangen.

De vijzel wordt onder een hoek tussen de 22° en 30° met de horizontaal in een halfronde goot, of opleider, opgesteld. Voor een grote opstellingshoek, dus een steil geplaatste vijzel, moet de spoed van de schroeflinten in verhouding tot de diameter kleiner zijn dan voor een vijzel met een kleine hoek om een gelijke vulling te behouden. Het onderste deel van de vijzel bevindt zich onder water. Waar onder de waterlijn de goot en de beschoeping beginnen, noemen we het tastpunt. Aan de andere zijde van de balk waar de beschoeping en de goot eindigen, noemen we het stort- of stuwpunt. Verder wordt nog onderscheiden het vulpunt: het laagst mogelijke polderpeil waarbij net voldoende water tussen de beschoeping toetreedt om deze geheel te vullen, en het tegenmaalkant: het boezem- of buitenpeil boven het stortpunt waar het opgevoerde water niet over de vijzelbalk terugstroomt.



Omdat het water in de goot van de vijzel tijdens het malen in de draairichting gezien scheef staat wordt de goot iets doorgetrokken of van een zogenaamde maalkant voorzien. Zou men dit niet doen dan stroomt een aanzienlijke hoeveelheid water terug richting de instroming en gaat een deel van de capaciteit verloren.

Benaming vijzelonderdelen (Landustrie Sneek)

De vijzelas is met een klauwkoppeling bevestigd aan een tussenas. Op de tussenas zit bij de oude installaties een conisch tand- of kamwiel dat samenwerkt met een eveneens conisch rondsel. Bij jongere installaties vervalt de tussenas en is het conische tandwiel rechtstreeks op vijzelas geplaatst. Hedendaagse en soms ook oude aangepaste vijzelinstallaties bij museale stoomgemalen zijn met behulp van een flexibele koppeling gekoppeld aan een gesloten haakse tandwieloverbrenging. De rondselas is voorzien van een riemschijf of een kamwiel dat samenwerkt met respectievelijk een kleine riemschijf of rondsel.

4.29.13.1 Constructie

Aankankelijk werden vijzels samengesteld uit hout. De doorgaans eikenhouten balk of spil werd voorzien van drie vaak uit grenenhouten duigen samengestelde schroeflinten. De duigen werden naast elkaar in de, van tevoren in de balk gehakte, ondiepe groeven gestoken die aan de omtrek en vaak ook op het werkvlak met behulp van dunne stalen strippen bijeen werden gehouden. Bij de houten vijzels werden vaak slechts twee schroeflinten toegepast. Op de beide aseinden werd een gietijzeren of een stalen muts met astap geklemd. Hierbij moest uiterste zorg worden besteed aan de uitlijning van de twee astappen en de hartlijn van de cilindervorm van de beschoeping.

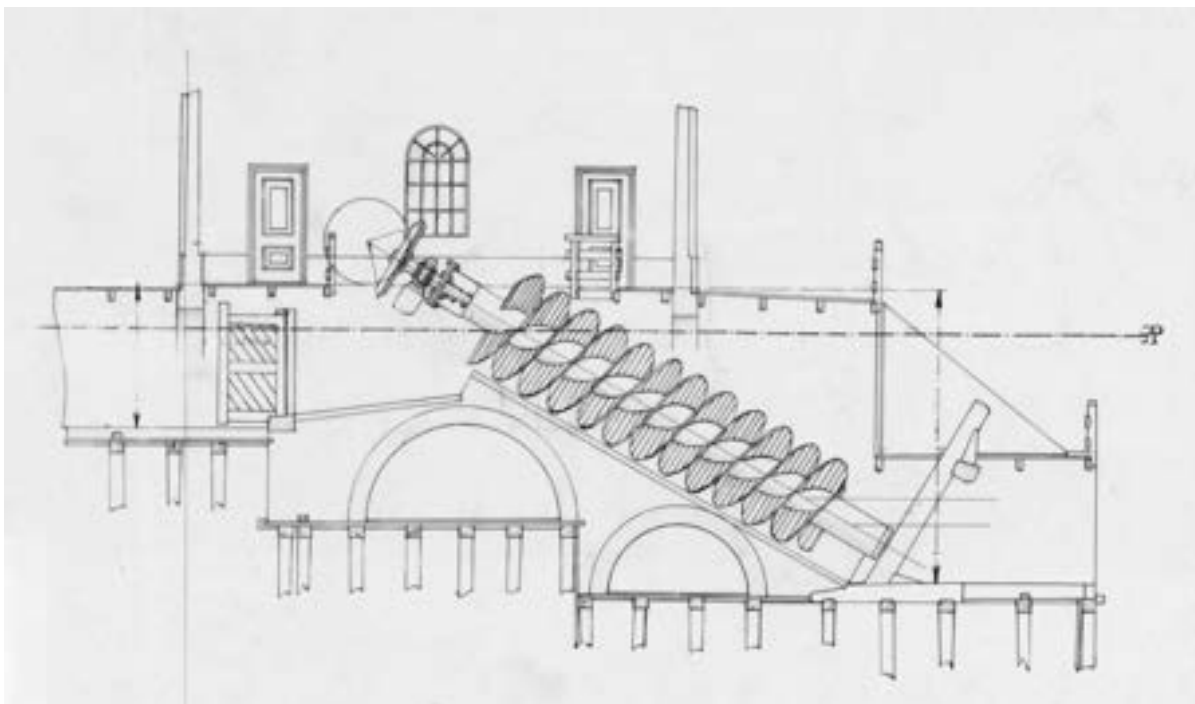
Grote afwijkingen leiden tot slijtage van de lagers of van de duigen van de beschoeping.

Als gevolg hiervan kan de vijzel in de veelal gemetselde goot aanlopen en ontstaat er een te grote speling en als gevolg daarvan bovenmatig lekverlies. Ook kan te zwaar aanlopen tot breuk van de kammen van de houten tandwielen leiden. Het spreekt voor zich dat voor het maken van een houten vijzel het nodige vakmanschap vereist is.



Houten vijzel

Bij de hieronder weergegeven vijzelinstallatie van het voormalige stoomgemaal in Ursem wordt getoond dat zowel het boven- als het onderlager van de vijzel worden afgesteund op een zware houten balkconstructie. Het onderlager, hier ook gelijk het taatslager, vaak bestaande uit niet meer dan een bronzen bus of pot, is in een schuin opgestelde balk ondergebracht.



Houten vijzelopstelling in het stoomgemaal van Ursem

644/726

4.29.13.2 Opleider

De opleider werd vroeger gemaakt van metselsteen. De stenen werden op de kant en met de strek in de lengterichting van de opleider vermetseld. Het uiteindelijke resultaat was tamelijk ruw, wat men soms voor lief nam of oploste door het ruwe zichtvlak van een laag specie te voorzien. Tegenwoordig worden de opleiders gemaakt met behulp van een dunne metalen mal of worden ingedraaid. Bij de methode met de metalen mal wordt de vijzel met de mal in het werk boven de ruw in beton voorgevormde opleider opgesteld. Na het opstellen wordt de aldus gevormde kist gedicht en van bovenaf volgegooten met slappe betonmortel. Na verharding wordt de vijzel gelicht en de mal weggenomen.

Bij de indraaimethode wordt een van de schroeflinten aan de top voorzien van een u-vormig gootje van dun plaatmateriaal ter dikte van de lekspleetwijdte, of er wordt over de lengte van de bechoeping een stalen snaar gespannen. Vervolgens wordt de vijzel inclusief de overbrenging in de uiteindelijke positie opgesteld en voorzien van een langzaam draaiende elektrische hulpaandrijving. We laten de vijzel met behulp van de aandrijving langzaam draaien en voegen van onder af cementmortel toe tussen de beschoeping. Het teveel aan mortel wordt door de beschoeping naar boven toe meegenomen, net zo lang tot de gehele opleider is gevuld. Na verharding wordt het u-vormige gootje of de snaar verwijderd en blijft er een gladde, nauwkeurig met overal dezelfde lekspleetwijdte gevormde opleider over.

4.29.13.3 Capaciteit

De nominale opbrengst van een vijzel Q_n is de inhoud van de twee of drie waterkrullen tussen de schoepen die per minuut worden opgebracht. Door prof. ir. J. Muysken is in de jaren dertig van de vorige eeuw deze opbrengst berekend. De opbrengst is als volgt te berekenen:

$$Q_n = q \cdot n \cdot D^3 \text{ [m}^3/\text{min]}$$

Hierin is q een waarde afhankelijk van de vijzelvorm, namelijk die van de verhouding van de spoed S tot de vijzeldiameter D , van de verhouding van de vijzeldiameter D tot de diameter van de balk d , en verder van de hellingshoek van de vijzel, het aantal omwentelingen n en de diameter D . De waarden voor q zijn in de volgende tabel weergegeven.

d/D	Hellingshoek 22°		Hellingshoek 26°			Hellingshoek 30°	
	S = D	S = 1,2 D	S = 0,8 D	S = D	S = 1,2 D	S = 0,8 D	S = D
0,3	0,288	0,291	0,238	0,250	0,249	0,214	0,213
0,4	0,304	0,329	0,248	0,275	0,281	0,228	0,236
0,5	0,300	0,330	0,244	0,276	0,298	0,277	0,250
0,6	0,274	0,305	-	0,258	0,284	-	0,237

Waarden q voor bepalen debiet (stalen vijzels en 3 gangen)

Uit de tabel valt af te leiden dat bijna in alle gevallen een verhouding van $d/D = 0,45$ de grootste opbrengst geeft. In de praktijk wordt deze verhouding weinig aangetroffen en kiezen we voor een dikte van de balk van 0,35-0,4 van de vijzeldiameter. Dit is uit constructief oogpunt -doorbuiging van

de balk- voldoende. Bij langere vijzels, langer dan 3 à 4 m, zullen we ten koste van de opbrengst voor een groter verhoudingsgetal kiezen om overmatig doorbuigen te voorkomen.

Tijdens de werking van de vijzel lekt er onvermijdelijk een constante hoeveelheid water weg naar beneden. Het water stroomt van boven naar beneden, iedere gang wordt bijgevuld door het lekwater van de gang erboven. Volgens prof. Muysken is dit verlies voor een vijzel met een diameter D en een lekspleetwijdte s ongeveer:

$$Q_l = 150 \cdot s \cdot D \cdot \sqrt{D} \text{ [m}^3/\text{min]}$$

De lekspleetwijdte s wordt met behulp van de volgende, empirisch bepaalde, formule afgeleid van de diameter van de vijzel. Deze luidt:

$$s = 0,0045 \sqrt{D} \text{ [m]}$$

Door substitutie s in voorgaande formule:

$$Q_l = 150 \cdot 0,0045 \sqrt{D} \cdot D \cdot \sqrt{D} \text{ [m}^3/\text{min]}$$

Of:

$$Q_l = 0,675 \cdot D^2 \text{ [m}^3/\text{min]}$$

Voor een onder een hoek van 30° opgestelde vijzel met een diameter van 1,8 m, een toerental van 30 omw/min, een d/D verhouding van 0,5 en een S = D betekent dit een nominale opbrengst van:

$$Q_n = q \cdot n \cdot D^3 = 0,250 \cdot 30 \cdot 1,8^3 = 43,7 \text{ [m}^3/\text{min]}$$

Het lekverlies bedraagt:

$$Q_l = 0,675 \cdot D^2 = 0,675 \cdot 1,8^2 = 2,2 \text{ [m}^3/\text{min]}$$

Dit betekent een verlies van 5% van de berekende nominale opbrengst. In de praktijk wordt in verband met de meer of minder zuivere afwerking van de opleider voor het lekverlies 5 % aangenomen.

In het voorbeeld bedraagt de berekende lekspleetwijdte:

$$s = 0,0045 \sqrt{D} = 0,0045 \sqrt{1,8} = 0,006 \text{ [m]}$$

Met behulp van een mal, snaar, of een andere gerenommeerde techniek om vijzelopleiders in te draaien, is deze speling bij niet al te lange vijzels terug te brengen tot 3 mm en -in het geval van ons voorbeeld- het lekverlies daardoor tot de helft te reduceren.

In gunstige omstandigheden is de werkelijke opbrengst van de vijzel iets hoger dan de op de bovenstaande wijze berekende hoeveelheid. De voornaamste reden hiervan is dat het water hoger in de gangen komt te staan dan het laagste punt waarover het kan wegstromen.

Bij verschillende, in het verleden uitgevoerde, proefnemingen bedroeg de werkelijke opbrengst 13 tot 20% meer. De formule voor de werkelijke opbrengst waar doorgaans mee gerekend wordt, luidt daarom:

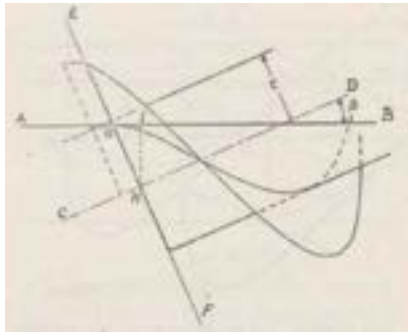
$$Q = 1,15 \cdot q \cdot n \cdot D^3 \text{ [m}^3/\text{min]}$$

Voor het voorbeeld betekent dit een werkelijk waterverzet van:

$$Q = 1,15 \cdot q \cdot n \cdot D^3 = 1,15 \cdot 0,250 \cdot 30 \cdot 1,8^3 = 50,3 \text{ [m}^3/\text{min]}$$

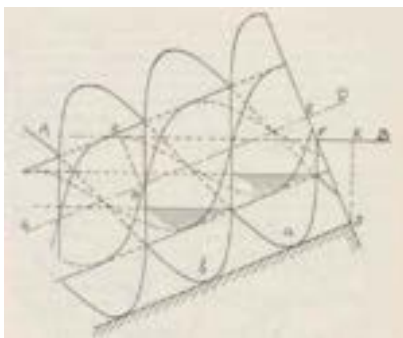
Hierna worden de voorwaarden voor een dergelijke opbrengst puntsgewijs nader toegelicht:

De binnenwaterstand moet op of boven het vulpunt liggen zodat er met volle schoepen wordt gemalen. Het na te streven polderpeil moet dus ruimschoots boven de bovenkant van de balk, ter plaatse waar de beschoeping begint, liggen. In de figuur hiernaast is dit punt met de letter G aangegeven. We noemen dit het vulpunt. Tijdens het malen ontstaat een zogenaamde verhanglijn om het water naar het gemaal te kunnen laten stromen. Bij het gemaal staat dan tijdens het malen het water een aantal centimeters lager dan het streefpeil in de polder.



Vulpunt vijzel

De buitenwaterstand mag niet hoger liggen dan het tegenmaalpunt omdat dan een deel van het al opgevoerde water over de vijzelbalk terugstroomt. Om aan deze voorwaarde te voldoen, wordt het hart van de vijzelbalk aan de bovenzijde op 0,10 tot 0,15 m boven de hoogst voorkomende buiten waterstand gelegd. Beter is om bij het bepalen van het zogenaamde tegenmaalpunt gebruik te maken van de tabel van de door Muijsken bepaalde factoren voor verschillende vijzelvormen en opstellingshoeken.



Het tegenmaalpunt ligt op een hoogte $S - K$ boven het stortpunt S en wordt met F in de figuur hiernaast aangegeven.

$$S - K = f \cdot D \text{ [m]}$$

Tegenmaalpunt vijzel

Voor de vijzel met een diameter van 1,8 m uit het eerder gegeven voorbeeld betekent dit:

$$S - K = f \cdot D = 0,33 \cdot 1,8 = 0,594 \text{ [m]}$$

Het tegenmaaspunt ligt bij de vijzel uit ons voorbeeld dus ongeveer 0,60 m of 1/3 D boven het stortpunt. Dit wordt als een algemeen geldende waarde gehanteerd.

d/D	Hellingshoek 22°		Hellingshoek 26°			Hellingshoek 30°	
	S = D	S = 1,2 D	S = 0,8 D	S = D	S = 1,2 D	S = 0,8 D	S = D
0,3	0,39	0,33	0,39	0,32	0,26	0,35	0,27
0,4	0,42	0,36	0,43	0,36	0,29	0,37	0,30
0,5	0,47	0,40	0,47	0,40	0,33	0,40	0,33
0,6	0,50	0,43	-	0,43	0,36	-	0,37

Waarden f voor het bepalen tegenmaaspunt (stalen vijzels en 3 gangen)

Dat de lekverliezen tot een minimum moeten worden beperkt, is overduidelijk. Al eerder is aangegeven dat een zo klein mogelijke lekspleet hiertoe bijdraagt. Door goed lageronderhoud tijdens gebruik kunnen we de bij de nieuwbouw bereikte lekspleet handhaven. Overmatige lagerslijtage kan bij vijzels lang onopgemerkt blijven en tot het slijten van de schoeptoppen leiden. Een bekend euvel en veroorzaker van lager- en vijzelschade zijn gebroken of doorgeroeste vetleidingen naar het onderlager.

De vijzel moet het juiste aantal omwentelingen maken. Een laag toerental gaat ten koste van de capaciteit en ook van het rendement. Bij een te hoog toerental wordt als gevolg van de wrijving het op te voeren water over de vijzelbalk getrokken en zal er water dat aan de beschoeping kleeft door de centrifugaalkracht naar buiten worden geslingerd en langs de opleider naar beneden wegstromen. Beide verschijnselen veroorzaken een rendementsverlies.

Het wegslingeren van het water noemen we buizen en dit hoeft zich bij goed ontworpen en mechanisch aangedreven vijzelgemalen niet voor te doen.

Voor de ontwerp-toerentalen van vijzels is een aantal verschillende formules voorhanden. De meest bij de huidige praktijk passende formule is die van Horsch:

$$n = \frac{50}{\sqrt[2]{\frac{D}{3}}} \text{ [omw/min]}$$

Voor de vijzel met een diameter van 1,8 m betekent dit:

$$n = \frac{50}{\sqrt[2]{\frac{1,8}{3}}} = 34 \text{ [omw/min]}$$

Verder wordt door Horsch aanbevolen geen groter toerental te gebruiken dan hierna wordt aangegeven om het over de balk draaien c.q. wegslingeren van het water te voorkomen:

$$n \leq \frac{64}{\sqrt[2]{\frac{2}{3}D}} [\text{omw/min}]$$

4.29.13.4 Vermogen

Het vermogen van 1 pk is gelijk aan 75 kgm/sec en het gewicht van 1 l water is 1kg. Als de capaciteit en de opvoerhoogte van de vijzel bekend zijn, kunnen we met deze wetenschap op de volgende wijze het theoretisch benodigde vermogen aan de as van de vijzel berekenen:

$$P_{va} = \frac{Q \cdot 1000 \cdot h}{60 \cdot 75} = \frac{Q \cdot h}{4,5} [\text{pk}]$$

Als het maximale peilverschil tussen de polder en het boezem- of buitenwater 2,5 m is, dan bedraagt het theoretisch benodigde vermogen aan de as van de vijzel uit voorgaand voorbeeld:

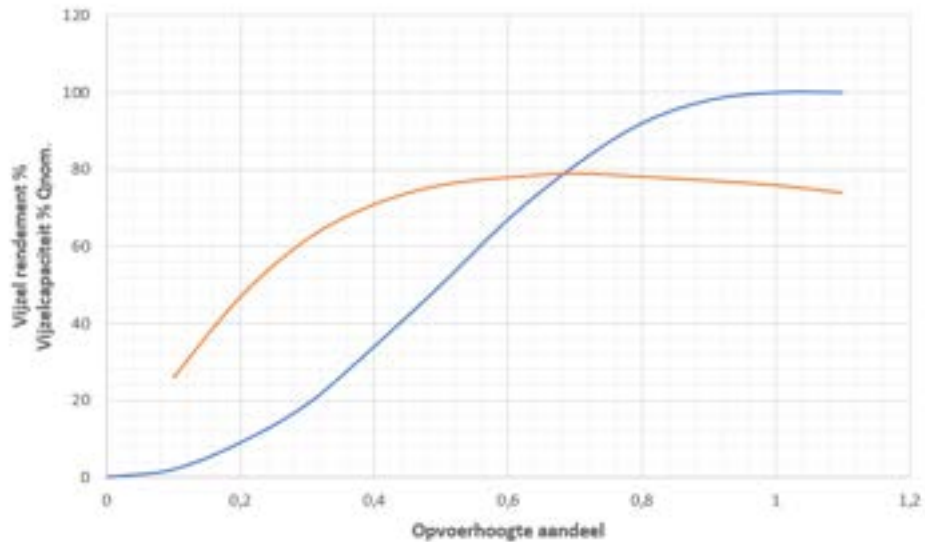
$$P_{va} = \frac{50,3 \cdot 2,5}{4,5} = 28 [\text{pk}]$$

Een goed uitgevoerde vijzel heeft een totaalrendement, dus inclusief de aandrijving, dat varieert tussen de 60 en 65%. Het vermogen dat aan de as van het aandrijfwerktuig uit het voorbeeld beschikbaar moet komen, is bij een rendement van 60%:

$$P_{va} = \frac{50,3 \cdot 2,5}{4,5 \cdot \frac{60}{100}} = 47 [\text{pk}]$$

Het vermogen van de aandrijving moet in dit voorbeeld dus ongeveer 50 pk te bedragen.

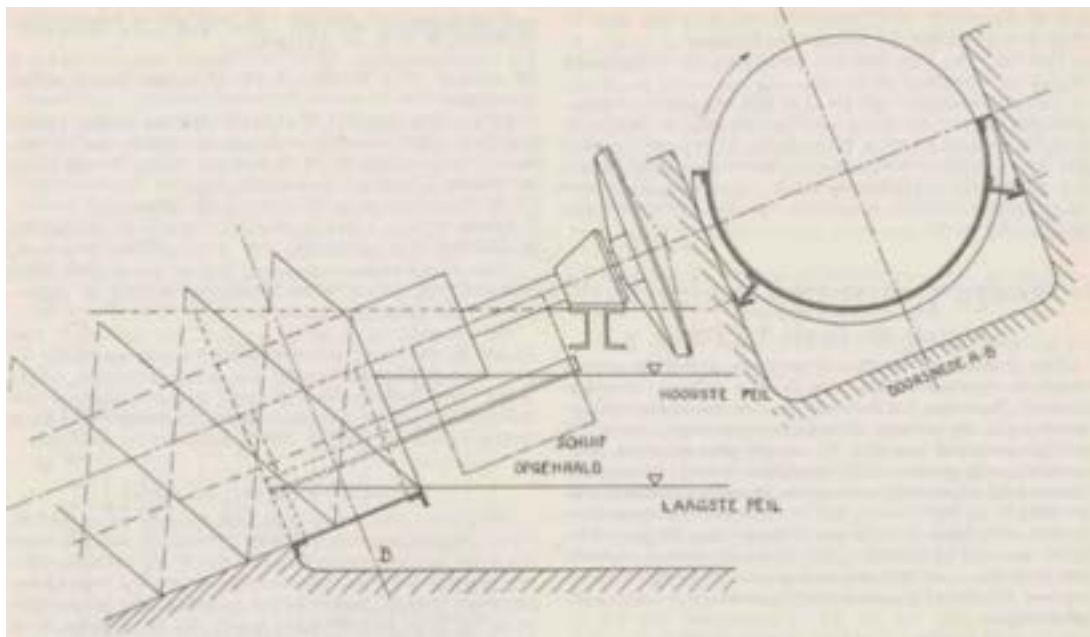
De capaciteit en het rendement van de vijzel veranderen als het polderpeil onder dat van het vulpunt komt te liggen. Omdat de schoepen niet meer volledig gevuld zijn, neemt de capaciteit af. Echter als gevolg van dat de vijzel minder diep in het water steekt, neemt het rendement eerst gering toe. Uit de grafiek hierna valt ook af te lezen dat het omgekeerde plaatsvindt als het polderpeil boven het vulpunt komt te liggen.



Capaciteit en rendement vijzel bij gebruik onder het vulpunt

De x-as van de grafiek hierboven geeft het aandeel weer van het niveauverschil tussen het tastpunt en het vulpunt. Dit betekent dat bij 0,5 het polderpeil waarbij gemalen wordt precies halverwege het tastpunt en het vulpunt ligt en bij 1 het polderpeil samenvalt met het vulpunt.

Een nadeel van de vijzel is dat als het boezem- of buitenpeil lager ligt dan het stortpunt van de vijzel het water toch tot de hoogte van het stortpunt moet worden opgevoerd.

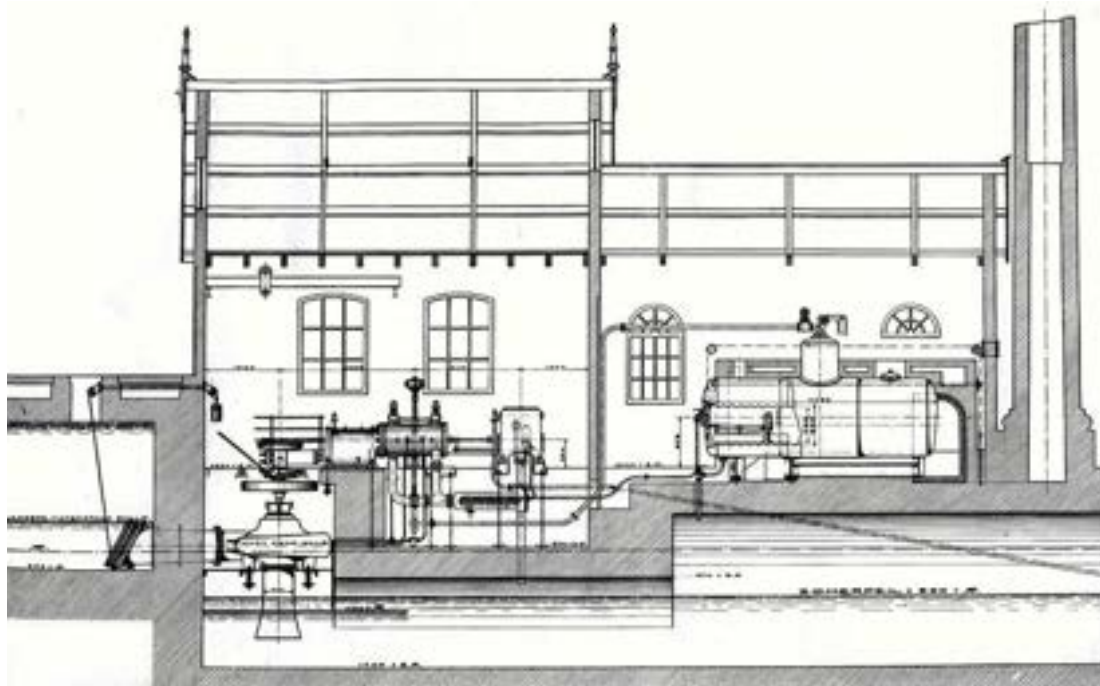


Vijzel met verstelbare opleider

De opvoerhoogte is in dat geval groter dan het werkelijke verschil tussen het binnen- en buitenwater. Waar grote verschillen in de buitenwaterstanden voorkomen, worden daarom vijzels toegepast met een verstelbare opleider of twee voor verschillende opvoerhoogtes geschikte vijzels. De stalen verstelbare opleider kan als schuif worden uitgevoerd, maar ook als een om het laagste stortpunt scharnierende klep. In alle gevallen moet door de machinist van het gemaal handmatig het juiste stortpunt worden ingesteld en zal het vermogen van de aandrijving moeten worden bepaald voor de grootste opvoerhoogte.

4.29.14 Stromingspompen

Het principe van de stromingspomp met een centrifugaalwaaier bestaat al heel lang. De eerste toepassing ervan voor de bemaling in Nederland heeft echter tot 1862 moeten wachten. Dit was een door een stoommachine aangedreven centrifugaalwaaierpomp van Engelse makelij voor de Bullewijker- en Holendrechtterpolder. De centrifugaalpomp bleek een succes en is in de jaren daarna vrij snel algemeen toegepast.



Gemaal Dreumel (horizontale centrifugaalwaaierpomp)

De toenmalige stoommachines hadden een vrij laag toerental, zodat het noodzakelijk was een riem- of kamwieloverbrenging toe te passen om aan het vereiste en hogere toerental van de pomp te kunnen voldoen. Ook het probleem dat de pomp gevuld moest zijn om te kunnen werken, moest opgelost worden en leidde soms tot niet direct voor de hand liggende oplossingen, zoals bijvoorbeeld een liggende en onder de waterspiegel opgestelde pomp en een aandrijving met een stoommachine met een liggend vliegwiel.

4.29.14.1 Centrifugaalwaaierpomp

Het basisprincipe van een stromingspomp is dat bewegingsenergie aan het te verpompen medium wordt toegevoegd en dat die bewegingsenergie vervolgens deels in de pomp, maar ook daarbuiten wordt omgezet in druk; dat wil zeggen het opvoeren van het medium naar een hoger geodetisch niveau. Bij het toevoegen van energie wordt gebruik gemaakt van een waaier in de een of andere vorm. In de techniek worden de stromingspompen benoemd naar de vorm van de waaier en daaruit kunnen we vervolgens een aantal karakteristieke eigenschappen afleiden. Met behulp van de stromingsleer worden deze eigenschappen hierna toegelicht en beter begrijpbaar gemaakt.

4.29.14.2 Stroming van vloeistoffen

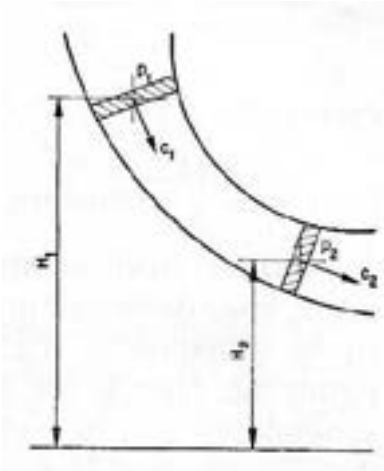
Onder een stationaire stroming van een vloeistof verstaan we een stroming waarbij in iedere doorsnede van een zogenaamde stroombuis gedurende gelijke tijddelen, hoe klein ook genomen, eenzelfde gewicht aan vloeistof passeert, zodat in een willekeurig punt van de vloeistof, de druk en de snelheid onveranderd blijven. In de vloeistofmechanica wordt voor een dergelijke stroming het volgende bewezen:

$$\frac{p_1}{\gamma} + H_1 + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + H_2 + \frac{c_2^2}{2g}$$

Dit bewijs noemen we de wet van Bernoulli waarbij p de druk is, γ het soortelijk gewicht van de vloeistof is en g de versnelling van de zwaartekracht.

Is de stroombuis horizontaal, dus $H_1 = H_2$, dan gaat de vergelijking over in:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g}$$



Of als we de druk direct in meters waterkolom uitdrukken:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g}$$

Stroombuis

De termen p_1/γ en p_2/γ , c.q. h_1 en h_2 , stellen de statische drukhoogten of statische druk voor en kunnen gemeten worden met een open meetbuis. De term $c^2/2g$ heet de dynamische drukhoogte, deze druk is niet rechtstreeks te meten.

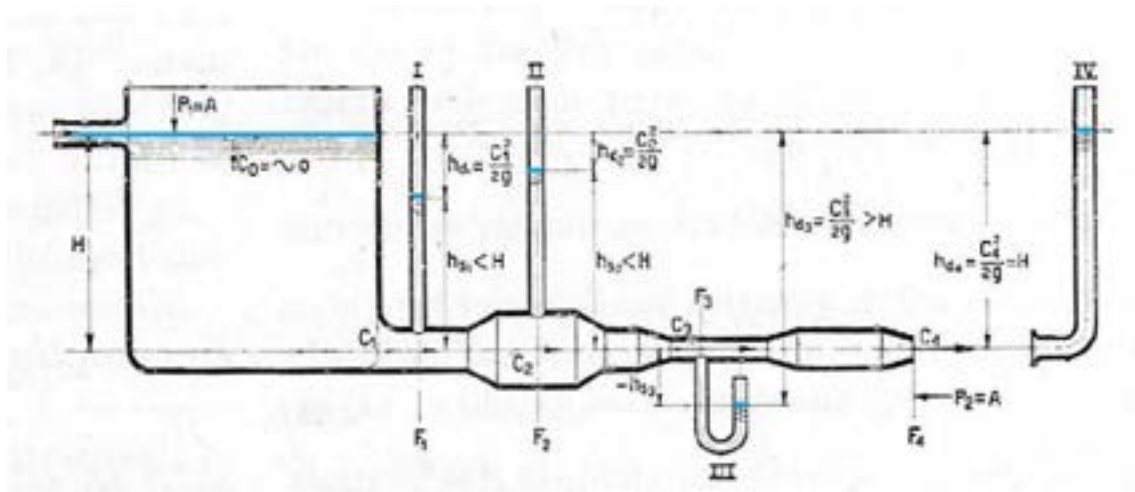
De vergelijking kan ook als volgt worden geschreven:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} = H \text{ [mwk]}$$

Of in woorden: de som van de statische druk en dynamische druk in een horizontale stroombuis is constant.

De volgende figuur stelt een stroombuis voor met verschillende doorsnedes.

Met behulp van de continuïteitsformule kan worden aangetoond dat de vloeistofsnelheid omgekeerd evenredig is met de doorsnede van de buis.



Stroombuis met verschillende doorsnedes

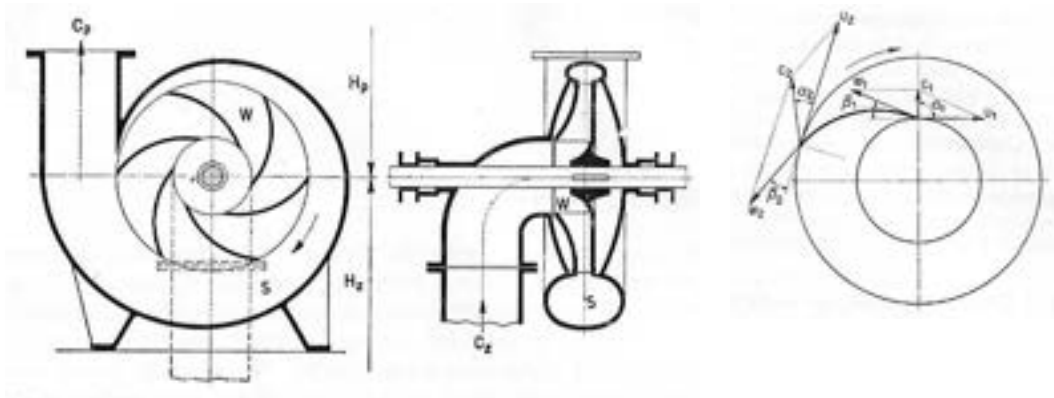
Bij de verschillende meetpunten zien we dan ook dat de dynamische druk bij de buisdelen met een grote doortocht lager is dan bij die delen waar de buis nauwer is. Het omgekeerde geldt voor de statische druk. Bij de doorsnede C4 is de statische druk geheel omgezet in dynamische druk, zodat geschreven kan worden:

$$H = h_1 + \frac{c_1^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} = h_3 + \frac{c_3^2}{2g} = \frac{c_4^2}{2g} \text{ [mwk]}$$

Deze wetmatigheid geldt bij de stroming in de waaier van een stromingspomp.

4.29.14.3 Strooming in de waaier

Hieronder staat een eenvoudig voorbeeld van een centrifugaalwaaierpomp met daarbij een tekening waarin de snelheidsdriehoeken zijn aangegeven van de waterdeeltjes als de pomp in bedrijf is.



Centrifugaalwaaierpomp

Wanneer de pomp werkt, stroomt het water vanuit de zuigleiding in axiale richting van de as de waaier in. In de waaier krijgen de stroomlijnen van het water een andere richting en stroomt het water met de absolute intreesnelheid tussen de schoepen. We nemen aan dat c_1 tussen de schoepen radiaal gericht is. Wanneer we een waterdeeltje observeren, onmiddellijk na de intrede in de waaier, kunnen we de absolute beweging van dat deeltje samengesteld denken uit een beweging langs de schoep (relatieve beweging) en een beweging met de waaier mee. De eerste beweging gebeurt met een snelheid die we de relatieve intreesnelheid noemen en aanduiden met w_1 en de tweede beweging, de tangentiële omtreksnelheid, aangeduid met u_1 . De resultante van deze twee snelheden is de absolute intreesnelheid c_1 . De hoeken, die c_1 en w_1 met de omtreksnelheid u_1 of het verlengde daarvan maken, zijn respectievelijk α_1 en β_1 . Voor een stootvrije intrede moet de richting van de schoep raken aan de gevonden richting van w_1 .

Na de intrede stroomt het waterdeeltje tussen de twee schoepbladen door naar de buitenomtrek van de waaier. Bij het verlaten van de waaier heeft het deeltje -wanneer een ideale stroomtoestand verondersteld wordt- een relatieve uittreesnelheid w_2 in de richting van de raaklijn aan de schoep aan de uittreeszijde en een omtreksnelheid gelijk aan die van de buitenkant van de waaier. De resultante van deze twee snelheden is de absolute uittreesnelheid c_2 . Met deze snelheid treedt dus het waterdeeltje de waaier uit en het slakkenhuis binnen. De hoeken α_2 en β_2 , waardoor de richtingen van c_2 en w_2 zijn bepaald, worden gemeten vanaf de raaklijn aan de waaieromtrek.

Als we de statische druk bij de intrede van de waaier h_1 stellen, dan is de totale druk aan de zuigzijde:

$$H = h_1 + \frac{c_1^2}{2g} \text{ [mwk]}$$

Als we de statische druk na het verlaten van de waaier h_2 stellen, dan is de totale druk aan de perszijde:

$$H = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} [\text{mwk}]$$

Deze totale drukken zijn niet aan elkaar gelijk, omdat in de waaier drukverhoging heeft plaatsgevonden. Stellen we het drukverschil voor door H_E , dan is:

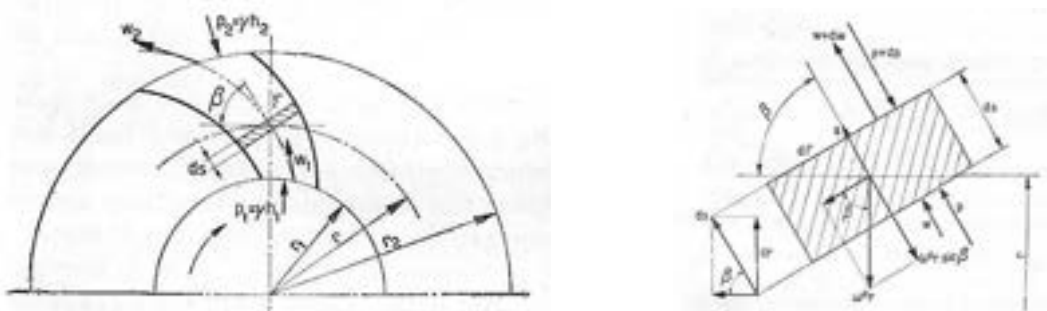
$$H_E = h_1 - h_2 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} [\text{mwk}]$$

De waarde $h_2 - h_1$ wordt de spleetoverdruk genoemd en is het verschil in statische druk aan de perskant en aan de zuigkant van de waaier.

Zoals bij zuigerpompen het verschil van de drukken tijdens de pers- en de zuigslag gelijk is aan de geodetische opvoerhoogte vermeerderd met de totale weerstandshoogte, dus gelijk aan $H + H_w$, komt H_E overeen met dezelfde grootte. Een voorwaarde hierbij is dat de waaier een oneindig aantal schoepen moet hebben met een oneindig kleine dikte. We noemen daarom H_E de ideale theoretische opvoerhoogte of ook wel de opvoerhoogte volgens Euler, de wetenschapper die zich intensief met de stromingsleer bezighield.

4.29.14.4 Spleetoverdruk

Voor het bepalen van de spleetoverdruk is in de volgende figuur de vloeistofmassa getekend tussen twee schoepen met daarnaast een detail met de bijbehorende maten, hoeken en snelheden, aan de hand waarvan de formule voor de spleetoverdruk wordt afgeleid.



Figuren ten behoeve van de afleiding van de spleetoverdruk

Bij de intrede is de statische druk $p_1 = h_1 \cdot \gamma$ en de relatieve snelheid w_1 ; bij de uittrede zal de druk op de vloeistof $p_2 = h_2 \cdot \gamma$ en de relatieve snelheid w_2 zijn. Op een willekeurige plaats tussen de schoepen is het oppervlak van de doortocht F . Wij beschouwen daar een schijfje ter dikte van ds en meer in het bijzonder een vloeistofdeeltje met oppervlak dF uit het midden van dat schijfje. Onmiddellijk onder dit deeltje is de druk $p - h \cdot \gamma$, onmiddellijk daarboven $p + dp$; de relatieve snelheden zijn respectievelijk w en dw .

Als dit deeltje geen beweging in de stroomrichting, dus ook niet in radiale richting heeft, doorloopt het een cirkel met de straal r , en heeft het een centripetale (middelpunttrekkende) versnelling a van:

$$a = \omega^2 \cdot r \quad [\text{m/sec}^2]$$

Hierin is r de afstand tot de as en ω de hoeksnelheid van de waaier en dus ook van het beschouwde deeltje. De ontbondene van deze versnelling volgens een raaklijn aan de stroomrichting naar onder is:

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot \sin \beta \quad [\text{m/sec}^2]$$

Bij een werkende pomp heeft het waterdeeltje een beweging door de waaier waarbij de hoeksnelheid toeneemt van ω tot ω_2 en waarvan de versnelling door a voorgesteld wordt.

De totale versnelling volgens de raaklijn aan de stroomrichting is dus:

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot \sin (\beta - \alpha) \quad [\text{m/sec}^2]$$

Om het deze versnelling te geven, is een kracht K nodig:

$$K = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin (\beta - \alpha) \quad [\text{kg}]$$

We noemen K de middelpunttrekkende of centripetale kracht. Deze kracht is volgens de wet der traagheid nodig om een materieel punt met een eenparige snelheid in een cirkelvormige baan te laten bewegen.

Zou deze kracht er niet zijn, dan zou het punt een rechtlijnige beweging hebben. Omgekeerd oefent het punt op de omgeving een even grote tegengestelde kracht uit die we de middelpuntvliedende kracht of centrifugale kracht noemen en die zorgt voor het drukverschil op het beschouwde deeltje. Met behulp van integraalrekening kan aan de hand van het bovenstaande worden bepaald dat de spleetoverdruk is:

$$h_1 - h_2 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad [\text{mwk}]$$

Wanneer, zoals voorkomt, de relatieve snelheid $w_1 > w_2$, dan hoeft alleen het teken in de formule veranderd te worden. Vullen we de afgeleide waarde voor de spleetoverdruk in de formule voor de ideale theoretische opvoerhoogte in, dan krijgen we:

$$H_E = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad [\text{mwk}]$$

Hiermee is de Eulerse opvoerhoogte H_E geheel in snelheidshoogte uitgedrukt.

Werken we deze formule verder uit, door op de snelheidsparallelogrammen de cosinusregel toe te passen en de gevonden waarden voor w_1^2 en w_2^2 in de voorgaande formule vervangen voor H_E , dan is:

$$H_E = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \text{ [mwk]}$$

Omdat de weerstand langs de intreezijde overal gelijk is, wordt meestal aangenomen dat de vloeistof onder de invloed van de atmosferische druk radiaal in de waaier stroomt met de snelheid c_1 . De hoek α_1 is dan 90° waarvan de cosinus 0 is. De ideale theoretische opvoerhoogte kan dan worden geschreven als:

$$H_E = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \text{ [mwk]}$$

Dit is de hoofdformule voor de opvoerhoogte van centrifugaalpomp en dit wordt de formule van Euler genoemd. Wordt de term $c_2 \cdot \cos \alpha_2$ op de omtreksnelheid u_2 geprojecteerd, dan krijgen we:

$$H_E = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} \text{ [mwk]}$$

Deze opvoerhoogte geldt alleen voor een ideale stromingstoestand, dus een waaier met een oneindig aantal oneindig dunne schoepen. In de praktijk heeft de waaier echter een beperkt aantal schoepen met enige dikte, als gevolg waarvan het water onvoldoende wordt geleid op zijn stroombanen, zodat geen ideale stroming ontstaat. Dit veroorzaakt verlies in pershoogte, dus ook in opvoerhoogte, maar heeft zoals algemeen wordt aangenomen geen energieverlies tot gevolg. De pershoogte en dus de opvoerhoogte, die opgewekt kan worden in een pomp zonder botsing, wervelingen door een waaier met een ideale stromingstoestand, noemen we de theoretische opvoerhoogte, aangeduid met H_{th} in mwk.

Tussen H_E en H_{th} bestaat een bepaalde verhouding, die geen specifieke naam heeft, en die we aanduiden met de letter k . Deze verhouding kan geschreven worden als:

$$k = \frac{H_{th}}{H_E}$$

Voor de theoretische opvoerhoogte kan dus geschreven worden:

$$H_{th} = k \cdot H_E \text{ [mwk]}$$

De factor k is onder andere afhankelijk van het aantal schoepen en van de schoepelhoeken en kan alleen op een omslachtige wijze worden bepaald. Uit proeven blijkt dat deze factor varieert tussen de circa 0,7 en circa 0,8.

In de pomp treden de volgende verliezen op die niet alleen verlies in pershoogte en dus in opvoerhoogte tot gevolg hebben, maar ook energieverlies veroorzaken. Deze inwendige verliezen zijn:

- Verlies door wrijving van het water in de waaier en in het perskanaal van het pomphuis
- Verlies door inwendige vloeistofwrijving als gevolg van wervelingen die ontstaan bij de omzetting van snelheids- in drukenergie, in eventueel aanwezige leidschoepen en in het perskanaal van het pomphuis
- Verlies door botsing van het water tegen de intreezijde van de schoepen. Deze verliezen stijgen aanzienlijk naarmate de richting van de relatieve intreesnelheid meer afwijkt van de schoephoeek

Deze inwendige verliezen of weerstanden die we gezamenlijk h_{wi} kunnen stellen, zijn de oorzaak dat de manometrische opvoerhoogte H_m kleiner is dan de theoretische, zodat:

$$H_{th} = H_m + h_{wi} \quad [\text{mwk}]$$

De werkelijke opvoerhoogte H is weer kleiner dan de manometrische opvoerhoogte H_m . Als gevolg van de uitwendige weerstanden h_{wu} in de zuig- en persleiding, als gevolg van snelheidshoogte verlies en door wrijving.

De manometrische opvoerhoogte is dus:

$$H_m = H + h_{wu} \quad [\text{mwk}]$$

De theoretische opvoerhoogte kan dus ook geschreven worden als:

$$H_{th} = H + h_{wu} + h_{wi} \quad [\text{mwk}]$$

De theoretische opvoerhoogte is blijkbaar de som van de werkelijke opvoerhoogte, de uitwendige weerstandshoogte en de inwendige weerstandshoogte.

Het verlies aan opvoerhoogte en aan energie dat wordt veroorzaakt door de inwendige weerstanden, drukken we uit in het hydraulisch rendement η_h van de pomp.

$$\eta_h = \frac{H_m}{H_{th}} \cdot 100 \quad [\%]$$

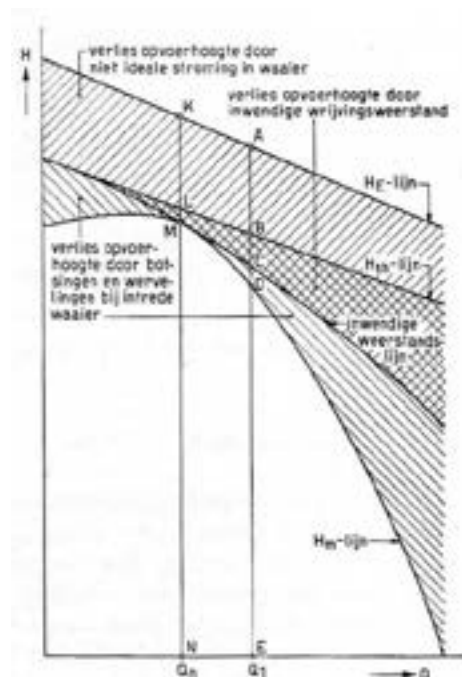
Of:

$$H_m = \eta_h \cdot H_{th} \quad [\text{mwk}]$$

Het hydraulisch rendement is dus een maat voor de inwendige verliezen van de pomp. Dit is in belangrijke mate afhankelijk van de constructie van de waaier en van het perskanaal van het pomphuis en stijgt in het algemeen met het toenemen van de capaciteit van de pomp. Voor polderwaterpompen met in de regel grote capaciteiten ligt dit hydraulische rendement tussen de 60-80%.

Het verloop van de opbrengst van een centrifugaalpomp en de bijbehorende opvoerhoogte is hieronder in een rechthoekig assenstelsel weergegeven. Dit geeft een beeld van de verliezen die optreden in het ontwerp punt en daarbuiten. Bij een andere opbrengst dan waarvoor de pomp geconstrueerd is, bijvoorbeeld als Q_1 groter is dan Q_n , ontstaan er botsingen en wervelingen bij de instroomzijde van de schoepen. Deze inwendige verliezen veroorzaken uiteraard ook verlies in opvoerhoogte.

Door de grotere stroomsnelheid is ook het verlies in opvoerhoogte toegenomen als gevolg van de inwendige wrijving. Bij Q_1 stellen de ordinaten voor:



- A – E De opvoerhoogte volgens Euler
- B – E De theoretische opvoerhoogte
- D – E De manometrische opvoerhoogte
- A – B Verlies van opvoerhoogte door niet ideale stroming
- B – C Verlies van opvoerhoogte door inwendige wrijvingsweerstand
- C – D Verlies van opvoerhoogte door botsingen en wervelingen
- B – D Verlies van opvoerhoogte door botsingen en wervelingen en inwendige wrijvingsweerstand, aangeduid met h_{wi}

Verband tussen opbrengst en opvoerhoogte (Q - H)

Als we nu voor alle opbrengsten tussen $Q = 0$ en $Q = \text{maximum}$ het verlies in opvoerhoogte bepalen als gevolg van de inwendige weerstand, dan kunnen we de H_m -lijn tekenen. Een proefondervindelijk vastgestelde $Q - H$ kromme heeft hetzelfde karakter als hierboven is getekend.

4.29.14.5 Capaciteit

De theoretisch door de pomp te verzetten hoeveelheid water is te berekenen aan de hand van de pompafmetingen en de radiale in- of uitreesnelheid van het water bij de waaier.

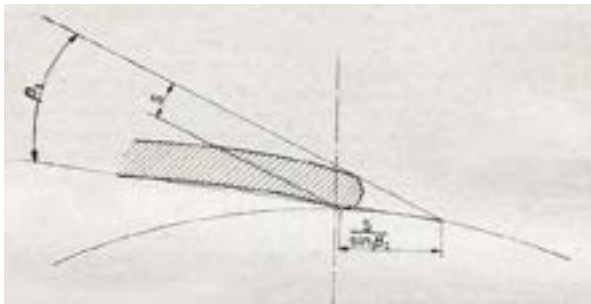
De formule hiervoor luidt:

$$Q_{th} = \pi \cdot D \cdot b \cdot c_{rad} \cdot \varphi$$

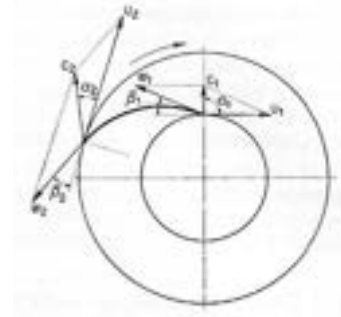
Hierin is:

Q_{th}	De theoretische capaciteit	m ³ /min
D	De diameter van de waaier aan in- of uitstroomzijde	m
b	De doortochtbreedte van de schoep aan in- of uitstroomzijde	m
C_{rad}	De radiale in- of uitstroomsnelheid	m/sec
φ	De vernauwingsfactor	%

De vernauwingsfactor wordt berekend aan de hand van het aantal schoepen, de schoepdikte en de hoek β uit de snelheidsdriehoek bij in- of uittrede: lees de hoek die de vector van de relatieve snelheid maakt met de vector van de omtreksnelheid.



Radiale doortocht vernauwing schoep



Snelheidsdriehoeken bij in- en uittrede

De vernauwingsfactor φ (phi) wordt gevonden met:

$$\varphi = \frac{\pi \cdot D - z \cdot \frac{s}{\sin \beta}}{\pi \cdot D}$$

Hierin is:

D	De diameter van de waaier aan in- of uitstroomzijde	mm
z	Het aantal schoepen	
s	De schoepdikte	mm

4.29.14.6 Opgenomen vermogen en nuttigeffect

Voor het bepalen van het vermogen voor de aandrijving van een pomp moeten we inzicht hebben in het hydraulisch, volumetrisch en het mechanisch rendement.

Het hydraulisch rendement is:

$$\eta_h = \frac{H_{man}}{H_{th}} [\%]$$

Hierin is H_{th} de theoretische opvoerhoogte, berekend op grond van de stromingsvergelijkingen. H_{man} is de som van de manometerwaarde op de zuig- en de persbuis van de pomp, vermeerderd met het hoogteverschil tussen die twee meters. Het hydraulisch rendement hangt af van het ontwerp van de pomp en de nauwkeurigheid waarmee deze is afgewerkt en bedraagt tussen de 75-95%. De fabrikant levert normaal gesproken een pomp op grond van de manometrische opvoerhoogte en alleen deze garandeert hij. De pompeenheden voor gemalen zijn vaak dermate groot dat ze niet op een proefstand beproefd kunnen worden. In die gevallen wordt een schaalmodel van de waaier gemaakt en beproefd of er wordt gebruik gemaakt van de gegevens van eerder uitgevoerde pompeenheden. In alle gevallen moet door of vanwege de klant de pomp in het leidingsysteem worden ingepast.

Omdat de prestaties van een polderwaterpomp sterk afhangen van de aanstroomcondities wordt bij het ontwerpproces en de inpassing vaak de fabrikant of de leverancier nauw betrokken.

Bij een polderwaterpomp, als deze boven de waterlijn staat opgesteld, bestaat de kans dat lucht langs de pompas via de pakking bus naar binnen lekt. Deze lucht zal bij geringe hoeveelheden de opbrengst verminderen. Bij het opeenhopen ervan zal de pomp of het leidingsysteem op de hoogst gelegen delen geheel of gedeeltelijk kunnen blokkeren. Er wordt dan minder water verpompt of de pomp slaat af.

Aan de buitenzijde zal door de spleet -die er moet zijn tussen de roterende waaier en het stilstaande pomphuis- als gevolg van het drukverschil tussen pers- en zuigzijde water weglekken, waardoor de opbrengst eveneens kleiner wordt. Om dit laatste te beperken, worden tussen de waaier en het pomphuis soms verwisselbare afsluitingen aangebracht met een zeer kleine spleet, bijvoorbeeld 0,1 mm. De verhouding tussen de effectieve opbrengst Q_e en de theoretische opbrengst Q_{th} noemen we het volumetrisch rendement van de pomp. Het volumetrisch rendement is:

$$\eta_v = \frac{Q_e}{Q_{th}} \quad [\%]$$

Het volumetrisch rendement van een centrifugaalpomp bedraagt tussen de 92-99%.

In de pomp ontstaat wrijving in de lagers en de pakkingbussen. Verder ontstaat er wrijving tussen de draaiende waaier en het stilstaande pomphuis. We noemen dit schijfwrijving; niet te verwarren met de stromingswrijving in de waaier. Deze laatste is in η_h verwerkt. Als gevolg van deze verliezen is het uitwendige vermogen dat nodig is om de pomp aan te drijven groter dan het theoretische vermogen. Is P_i het door het water opgenomen of inwendige vermogen en P_e het aan de as toegevoerde of uitwendige vermogen, dan is:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \quad [\%]$$

Het mechanisch rendement van een centrifugaalpomp bedraagt tussen de 85-95%.

Het product van de hiervoor genoemde rendementen noemen we het totale rendement η . Dit rendement wordt door de pompleverancier bij verschillende capaciteiten met behulp van een grafiek weergegeven.

Het totale rendement kan geschreven worden als:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \quad [\%]$$

Het totale rendement van een centrifugaalpomp bedraagt tussen de 50-80% en bij uitzondering weleens 85%, maar is in ieder geval lager dan bij plunjerpompen.

Het totale rendement wordt afgeleid uit proefstandgegevens van het model of de pomp op ware grootte en berekeningen aan de hand van de waaier-tekening van de betreffende pomp.

Het vermogen dat nodig is aan de pompas dan wel het aandrijfvermogen wordt berekend aan de hand van de -bij de zuigerpompen al uiteengezette- arbeidsvergelijking:

$$P_e = \frac{Q_e \cdot H_{man}}{4.5 \cdot \eta} \quad [pk]$$

Hierin is:

Q_e	De effectieve capaciteit van de pomp	m ³ /min
H_{man}	De manometrische opvoerhoogte	mwk
η	Het totale rendement van de pomp	%

Uiteraard wordt dit aandrijfvermogen ook tijdens de beproeving van de pomp of het model vastgesteld.

4.29.14.7 Specifiek toerental

Bij het ontwerpen van pompen wordt gebruik gemaakt van een specifieke grootte -bij de waterturbinebouw ingevoerd- waarmee de karakteristieke geometrische verhoudingen van waaier, waaier-type en pomphuis kunnen worden vastgesteld. Met behulp deze grootte kan voor een groot deel de keuze voor een bepaald pomptype worden gemaakt. Onder het specifiek toerental wordt verstaan de rotatiesnelheid van een waaier die in verhouding gelijk is gedimensioneerd aan een waaier die ontworpen is voor een capaciteit van 1 m³/sec en een opvoerhoogte van 1 mwk.

$$n_s = \frac{n}{H_{man}} \sqrt{Q \cdot \sqrt{H_{man}}} \quad [omw/min]$$

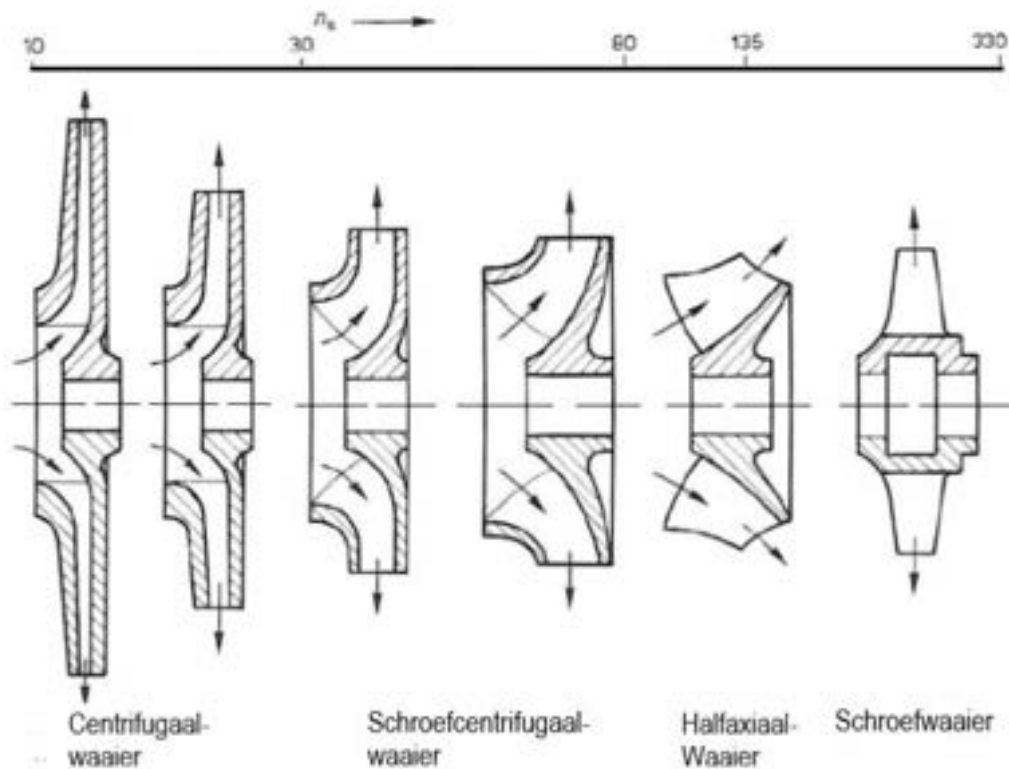
Of anders geformuleerd:

$$n_s = n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad [omw/min]$$

Hierin is:

n_s	Specifiek toerental	omw/min
n	Toerental van de pomp	omw/min
H_{man}	Manometrische opvoerhoogte	mwk
Q	Capaciteit	m ³ /sec

Uit de hiervoor gegeven formule blijkt dat bij gelijkblijvend toerental het specifieke toerental n_s afhankelijk is van de capaciteit Q en de opvoerhoogte H . Naar gelang Q of H meer of minder dominerend is, zijn -zoals hieronder is aangegeven- zeer uiteenlopende waaertypes ontwikkeld.



Specifiek toerental en waaier type

Is het debiet klein en de opvoerhoogte groot, dan is het specifieke toerental laag. De waaier heeft een grote radiale afmeting van de schoepkanalen en een kleine breedte en is vanwege de kleine doortocht ongeschikt als bemalingspomp. Naarmate bij hetzelfde toerental de gewenste opbrengst toeneemt en de opvoerhoogte afneemt, dus de kanaallengte korter en de breedte groter wordt, neemt het specifieke toerental toe en is de pomp aanzienlijk beter geschikt voor het verpompen van polderwater met de daarin aanwezige vaste verontreinigingen. Schroefcentrifugaalpomp hebben een specifiek toerental dat ligt tussen 35-80 omw/min.

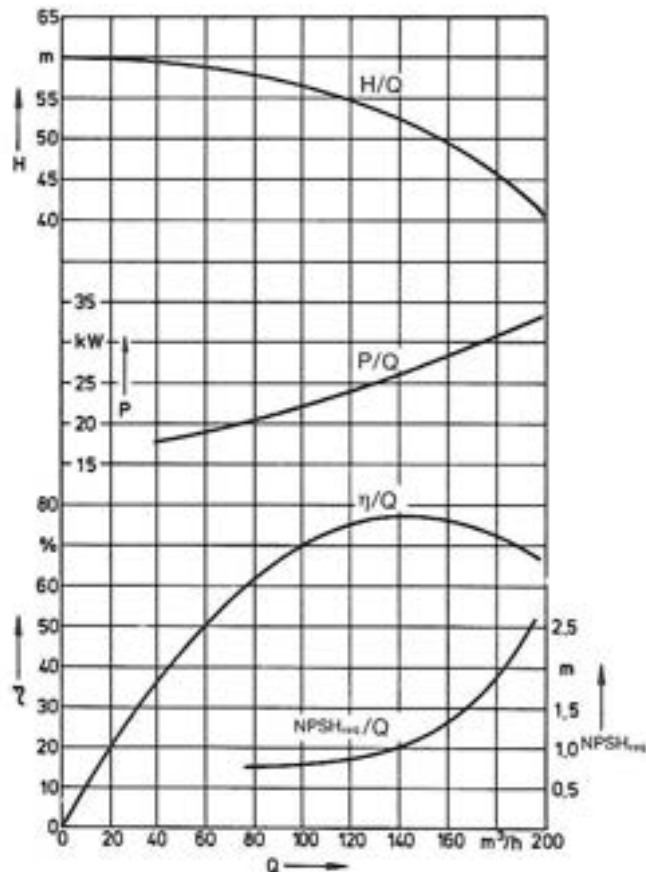
Verdere toename van de volumestroom en afname van de opvoerhoogte leidt tot de constructie van pompen met halfaxiale waaiers met specifieke toerentallen van 80-150 omw/min.

Vanwege de tamelijk complexe bouw zijn dit type pompen weinig toegepast bij polderbemaalingsinstallaties in Nederland.

De schroefpompen kenmerken zich door een zeer grote volumestroom bij een zeer kleine manometrische opvoerhoogte. Het specifieke toerental is hoog en kan tot 330 omw/min bedragen. Dit type pomp is dan ook uitermate geschikt voor polderbemaling.

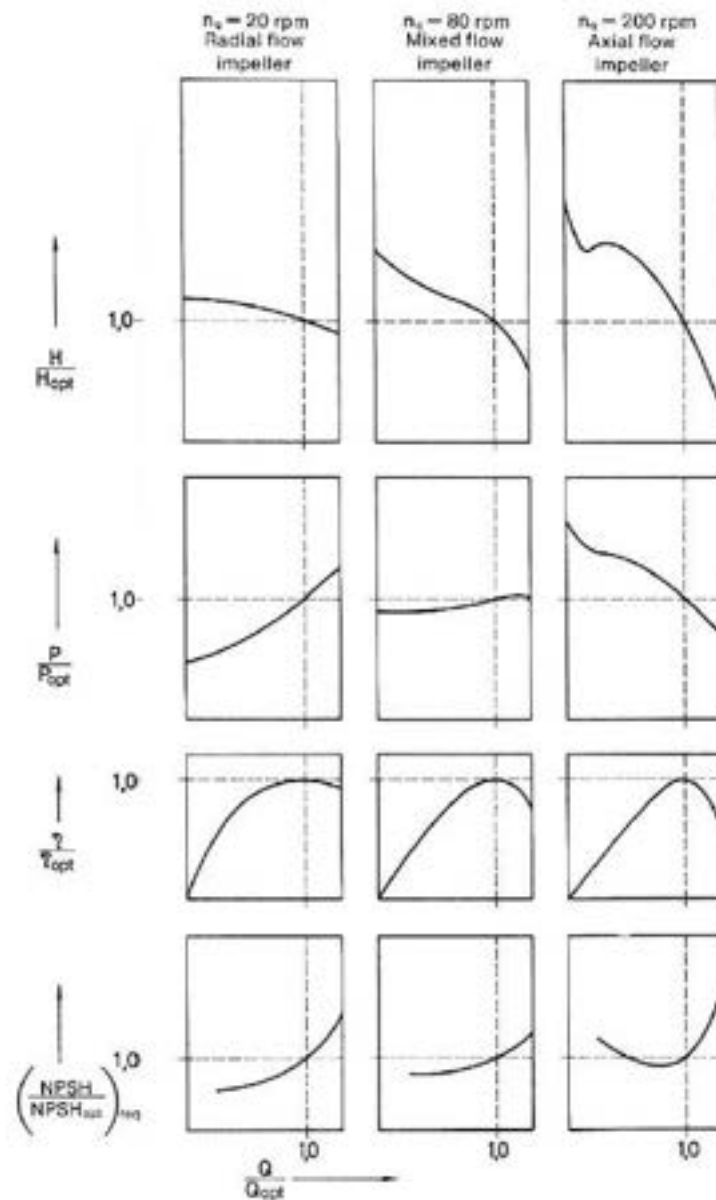
4.29.14.8 Pompprestaties

Bij een centrifugaalpomp met een constant toerental zijn de opvoerhoogte H , het opgenomen vermogen en daarom ook het rendement en de vereiste NPSH (netto positieve zuighoogte) functies van het debiet Q . De karakteristieke relatie tussen de verschillende waarden kunnen in een grafiek worden weergegeven. Een en ander zoals hieronder voor een 1-trapscentrifugaalwaaierpomp met een toerental van 50 omw/min is weergegeven.



Prestatie krommes centrifugaalpomp

De vormen van deze krommes die de prestaties van de pomp weergeven, worden in de basis bepaald door de waarden van de specifieke toerentalsnelheid n_s . Eén en ander wordt met behulp van onderstaande grafieken voor de centrifugaalpomp (radial flow impeller), schroefcentrifugaalpomp (mixed flow impeller) en de schroefpomp (axial flow impeller) geïllustreerd.

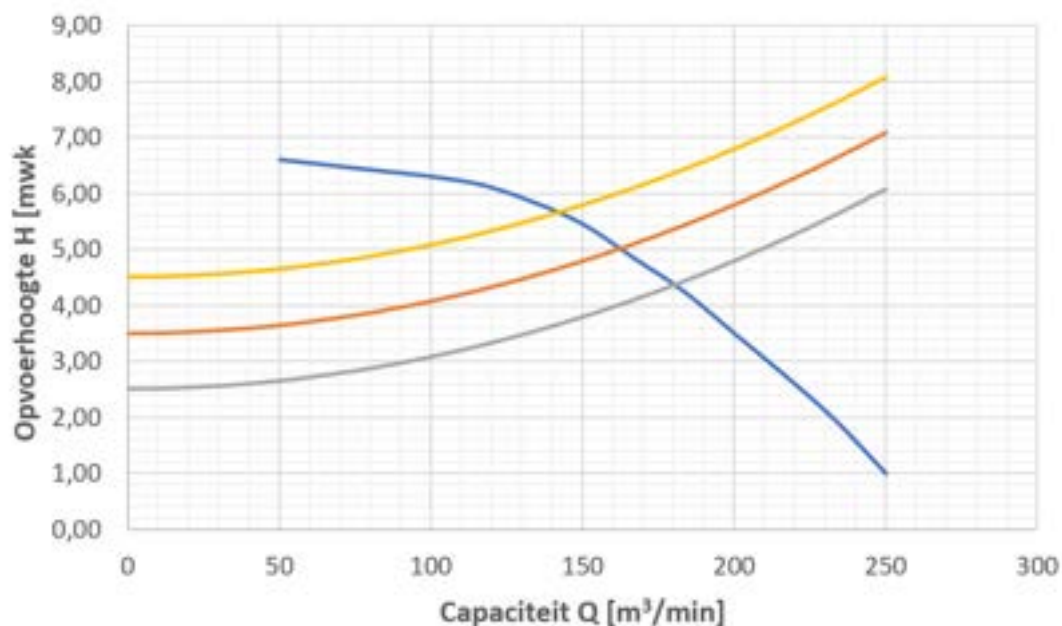


Invloed van het specifiek toerental op de vorm van de krommes

Uit de bovenstaande grafieken kan worden afgeleid dat het vermogensverloop bij verschillende debieten van de schroefcentrifugaalpomp gering is. Dit betekent dat het verschil tussen het maximum te leveren vermogen en het nominale vermogen gering is en er dus niet overgedimensioneerd hoeft te worden. Er hoeft dus niet geïnvesteerd te worden in een (te) grote aandrijving. Deze voor de aandrijving gunstige eigenschap heeft vaak de keuze voor dit pomptype bepaald; zeker toen de aandrijving met elektromotoren, in combinatie met de aanvankelijk nog zwakke elektriciteitsnetwerken, kwam opzetten na het stoomtijdperk (en ook al tijdens het dieseltijdperk).

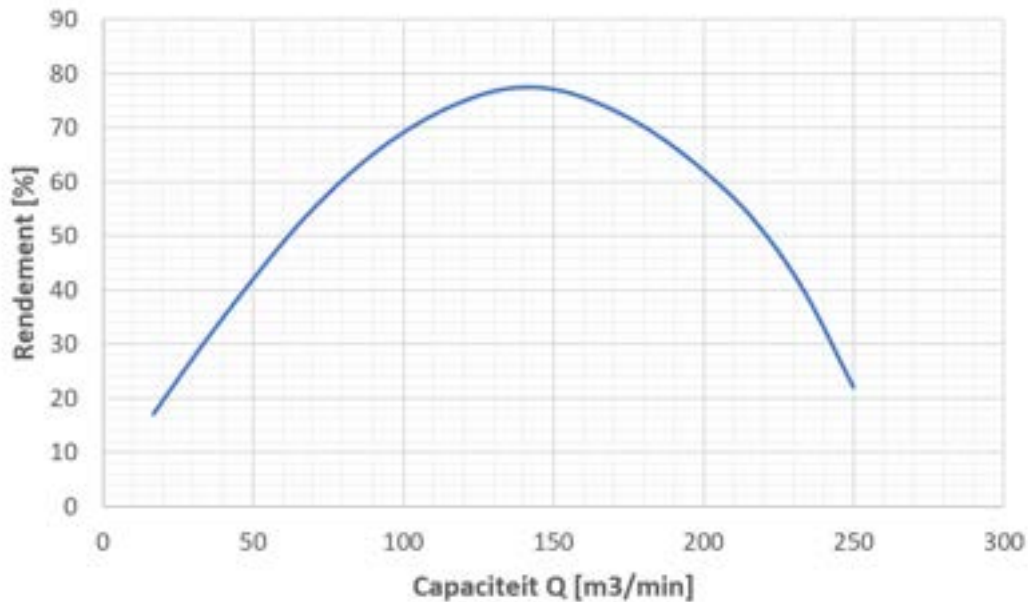
4.29.14.9 Garantiekrommes

Een pompenfabrikant garandeert van zijn product een bepaalde capaciteit, een bepaald hydraulisch rendement en een bepaalde manometrische opvoerhoogte. Aan de hand van de werkelijke opvoerhoogte en de uitwendige weerstanden kan dan bepaald worden of de te kiezen pomp geschikt is voor de gegeven locatie en leidingsysteem. Hij verstrekt hiervan de volgende gegevens in de vorm van grafieken.



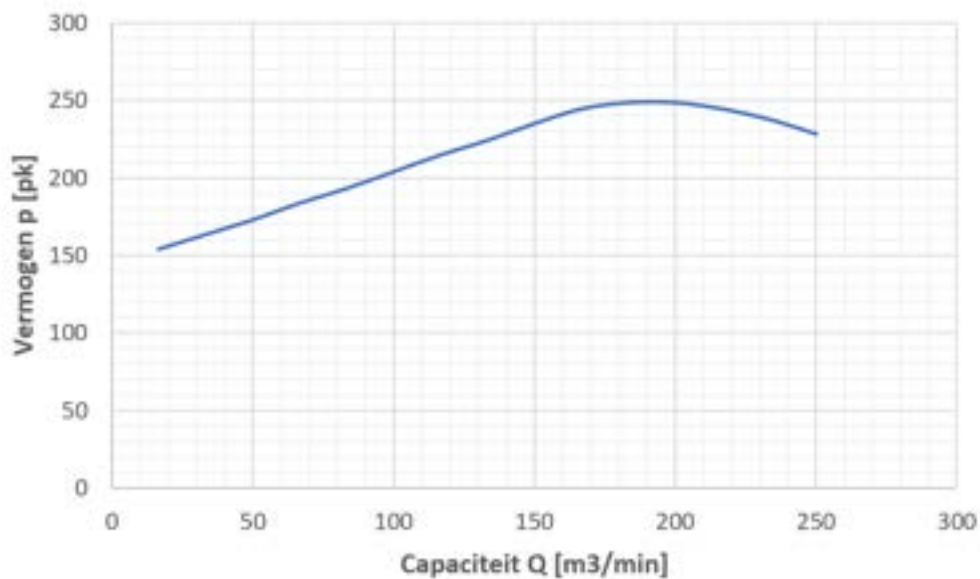
Q - H kromme centrifugaalwaaierpomp met uitwendige weerstandslijnen

Met de Q - H kromme wordt inzicht gegeven in de prestaties van een bepaald pomptype bij één bepaald toerental. In de grafiek, waarvan hierboven een voorbeeld is gegeven, is op de horizontale as de capaciteit uitgezet en op de verticale as de opvoerhoogte. Door de weerstanden in de zuig- en de persleiding te berekenen en deze ook uit te zetten in de grafiek, kunnen we bij elke opvoerhoogte de capaciteit aflezen. Gebruikelijk wordt de capaciteit bij gemalen meestal in m^3/min aangegeven en de opvoerhoogte in mwk. De opvoerhoogte bij een gemaal wordt bepaald door de aflezing van de peilschalen aan de in- en de uitstroomzijde. De pomp uit het voorbeeld zal bij een opvoerhoogte van 3,50 m ongeveer 162 m^3/min water verzetten. Hiervoor moet de oranje weerstandslijn worden gevolgd tot deze de capaciteitskromme snijdt. Als de minimale en de maximale statische opvoerhoogte bekend zijn; hier aangegeven bij respectievelijk 2,50 en 3,50 mwk, dan is ook het werkgebied en dus het waterverzet dat daarbij hoort bepaald. Bij deze pomp ligt dat tussen de 142 en 181 m^3/min . Door de pomp met een hoger of lager toerental te laten draaien, verschuift de blauwe Q - H kromme respectievelijk naar links of naar rechts en krijgen we een ander werkgebied. Deze verscaling zal, omdat dit voor toerenregelbare aandrijvingen van belang is, verderop in deze Leidraad nader worden uiteengezet.



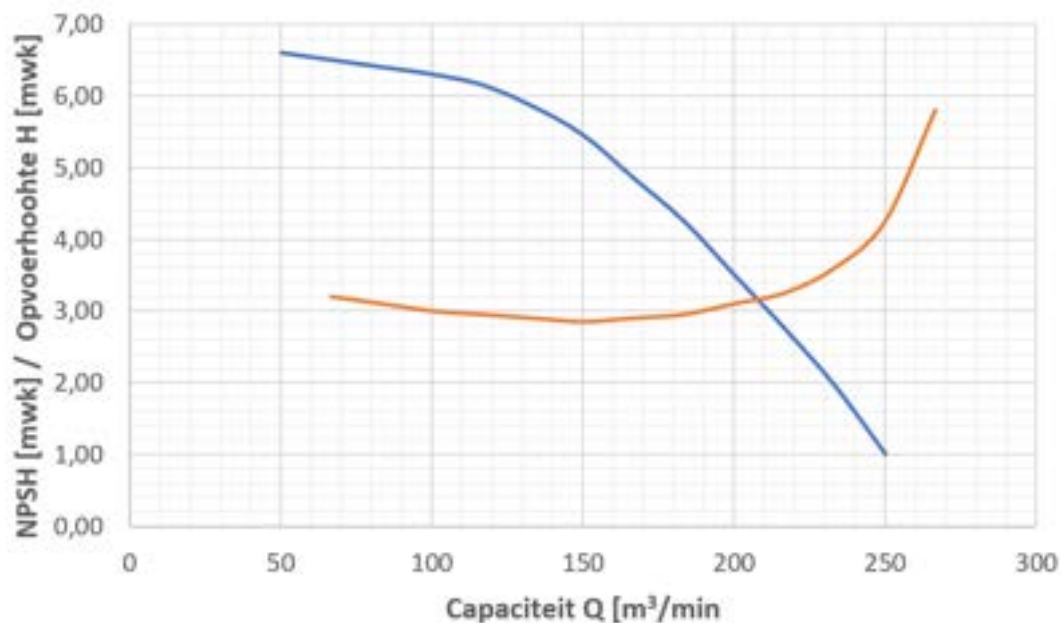
Q - η (eta) kromme

Met behulp van de rendementskromme krijgt de gebruiker inzicht bij welke opvoerhoogte hij op de meest efficiënte wijze water verpompt. In de praktijk kunnen we niet veel met dit gegeven, maar de ontwerper van een installatie zal een pomp kiezen waarvan het hoogste rendement in het werkgebied ligt. Als het werkgebied -zoals hiervoor is aangegeven- bij een capaciteit tussen de 142 en de 181 m³/min ligt, dan is dat in het voorbeeld bijna het geval.



Q - P kromme

De vermogenskromme verschaft de gebruiker inzicht in hoeveel vermogen nodig is aan de pompas onder de verschillende omstandigheden. De ontwerper van een gemaal gebruikt dit vermogen om het vermogen van het aandrijfwerktuig te bepalen. De gebruiker van de pompinstallatie kan deze kromme gebruiken voor het opstellen van bijvoorbeeld een energiebalans; dus hoeveel kg steenkool er nodig is om een bepaalde hoeveelheid water te verplaatsen.



Q – NPSH

Omdat een centrifugaalwaaierpomp is ontworpen voor het verpompen van vloeistoffen is het duidelijk dat deze slechts kan werken wanneer er geen dampvorming kan optreden. Dit is het geval als de druk aan de intreezijde van de schoepen boven de bij de pomptemperatuur behorende dampdruk van de te verpompen vloeistof ligt; in ons geval dus polderwater. Dit betekent dat voor een storingsvrije werking van een pomp de druk aan de zuigflens naast de snelheidshoogte ten minste ook boven de dampdruk van het water moet liggen. Deze druk aan de zuigflens wordt met 'Net Positive Suction Head' of netto positieve zuighoogte (NPSH) aangeduid. Onder de NPSH verstaan we de absolute druk (statisch en dynamisch) aan de zuigflens verminderd met de dampspanning. In formulevorm krijgen we dan:

$$\text{NPSH} = H_{zf} - H_d + \frac{c_z^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m}]$$

Hierin is:

NPSH	Netto positieve zuighoogte	mwk
H_{zf}	De absolute druk aan de zuigflens voor de zuigkant van de waaier van de pomp	mwk
H_d	De dampdruk van het water	mwk
c_z	Watersnelheid bij de zuigflens van de waaier voor het bepalen van de dynamische snelheid van het water	m/sec
g	Versnelling van de waterkracht (9,81)	m/sec ²

De NPSH wordt uitgedrukt in mvk. Ook noemen we de NPSH wel de toestroomhoogte of toeloophoogte, uiteraard ook uitgedrukt in mwk.

We onderscheiden verder nog de vereiste en de beschikbare NPSH. De vereiste NPSH wordt door de pompleverancier opgegeven en geeft de minimumwaarde weer die nodig is om de pomp cavitatie-vrij te laten functioneren. De grootte hangt af van het pompontwerp. De beschikbare NPSH wordt berekend aan de hand van het ontwerp voor het pompsysteem en niet van de pomp. Als regel houden we aan dat de beschikbare NPSH, 0,1-0,15 mwk groter is dan de vereiste NPSH. Elke pomp heeft door zijn constructie een bepaalde toevoerdruk nodig. Deze is afhankelijk van de gewenste opvoerhoogte en volumestroom, de rotatiefrequentie van de waaier en de pompconstructie zelf. We bepalen de vereiste NPSH op de proefstand met behulp van een schaalmodel door de zuigdruk te variëren bij verschillende debieten. Van deze gegevens stellen we een grafiek samen waarin de NPSH een functie is van de volumestroom. Een dergelijke kromme ziet eruit als de gele lijn in de voorgaande figuur.

Bij het ontwerp van een pompinstallatie houden we rekening met het gevaar van cavitatie door bijvoorbeeld de pomp(en) lager of zelfs onder de waterlijn op te stellen. Ook de keuze voor een pomp met een lagere rotatiefrequentie of dubbelzijdige aanstroming kan tot een meer verantwoord pompsysteem leiden.

De beschikbare NPSH kan bepaald worden met behulp van de eerder gegeven formule, volgens:

$$NPSH_{\text{beschikbaar}} = H_{zf} - H_d + \frac{c_z^2}{2 \cdot g} \text{ [mwk]}$$

Hierin is de absolute statische inlaatdruk H_{zf} geschreven als:

$$H_{zf} = H_a - H_z - H_{wz} - \frac{c_z^2}{2 \cdot g} \text{ [mwk]}$$

Hierin is:

H_{zf}	De absolute druk aan de zuigflens voor de zuigkant van de waaier van de pomp	mwk
H_a	De luchtdruk (10 mwk)	mwk
H_z	De zuighoogte, afstand waterspiegel tot het hart van de pomp	mwk
H_{wz}	De weerstand in het zuiggedeelte van de zuigleiding	mwk
c_z	Watersnelheid bij de zuigflens van de waaier voor het bepalen van de dynamische druk van het water	m/sec
g	Versnelling van de zwaartekracht (9,81)	m/sec ²

Ingevuld in de eerdere formule geeft dit:

$$NPSH_{\text{beschikbaar}} = H_a - H_z - H_{wz} - \frac{c_z^2}{2 \cdot g} - H_d + \frac{c_z^2}{2 \cdot g} \text{ [mwk]}$$

Of :

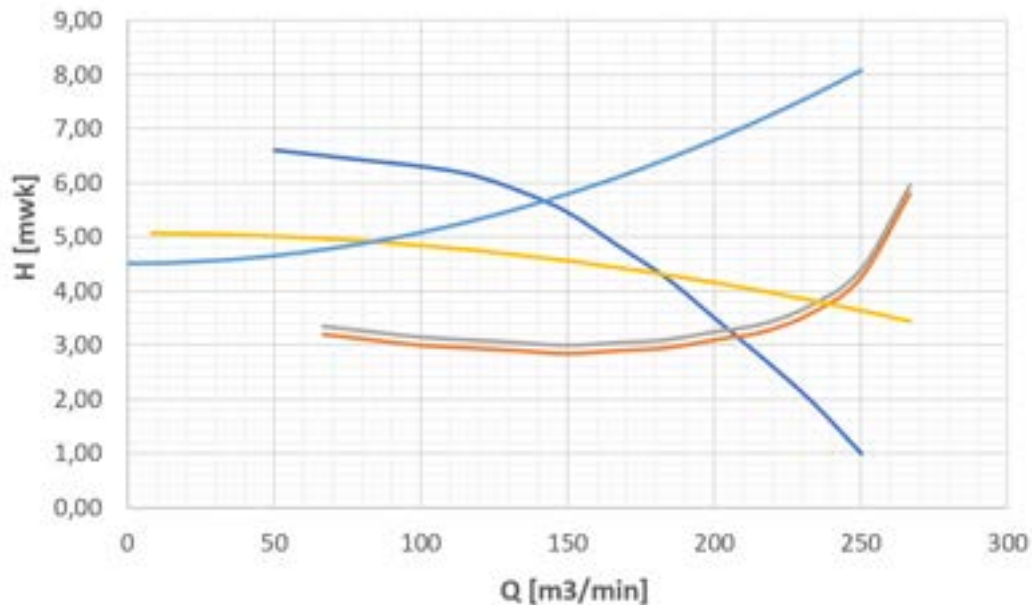
$$NPSH_{\text{beschikbaar}} = H_a - H_z - H_{wz} - H_d \text{ [mwk]}$$

Hiermee kunnen we dus de beschikbare zuighoogte berekenen of voor een gegeven situatie narekenen.

Anderzijds kunnen we, als de vereiste NPSH van de pomp bekend is, de zuighoogte H_z narekenen.

$$H_z = H_a - NPSH_{\text{vereist}} - H_{wz} - H_d \text{ [mwk]}$$

Voor de polderwaterpomp -waarvan hiervoor de verschillende krommes zijn afgebeeld- is voor de grootste opvoerhoogte de beschikbare NPSH berekend bij een watertemperatuur van 30 °C, dus een dampspanning van 0,43 mwk. De resultaten zijn met de gele lijn in de grafiek hieronder weergegeven. De door de fabrikant opgegeven vereiste NPSH (de oranje lijn), is met 0,15 mwk verhoogd (de grijze lijn) om er zeker van te zijn dat de pomp in het snijpunt met de beschikbare NPSH niet caviteert. Dit snijpunt -voorgesteld door de grijze met de gele lijn, rechts in de grafiek- ligt ruimschoots buiten het werkpunt van de pomp op dat moment. Bij geringer opvoerhoogtes neemt weliswaar het debiet toe en schuift het werkpunt van de pomp in de richting van het getekende NPSH-snijpunt, maar dit snijpunt schuift ook op als gevolg van de gunstiger beschikbare NPSH.



Q - NPSH

Hiervoor is aangegeven dat als op enig moment de druk in de pomp daalt onder die van de dampspanning er dampbellen ontstaan die met de vloeistofstroom worden meegenomen naar een gebied met een hogere druk en daar imploderen. Dit imploderen noemen we cavitatie en is hoorbaar als een lichte ruis tot hevig knetteren in de pomp.



Door cavitatie aangetast onderdeel (bovenaanzicht)

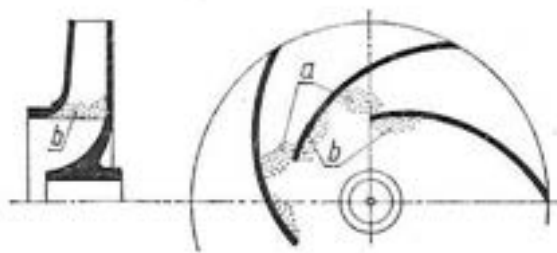


Door cavitatie aangetast onderdeel (doorsnede)

Cavitatie heeft mechanische schade tot gevolg en vermindering van de capaciteit omdat de dampbellen meer ruimte innemen dan het water. Vindt de dampvorming aan de gehele intreezijde van de pomp plaats, dan zal deze afslaan. Dit is echter een situatie die zich eerder bij ketelvoeding waterpompen zal voordoen dan bij de onder aanmerkelijk gunstiger omstandigheden werkende polderwaterpompen.

Cavitatie is fysiek herkenbaar aan putjes met messcherpe randen loodrecht op het vlak van de waaier. Cavitatie ontstaat als gevolg van door stroming gecreëerde onderdruk als gevolg van het moeten volgen van het stroomprofiel door de waterdeeltjes. Een en ander is te vergelijken met een vliegtuigvleugel waar met name aan de ronde voorkant het drukverschil tussen de boven- en de onderkant het grootst is.

Cavitatieschade moet gezocht worden bij de intreezijde van de schoep aan de niet-drukzijde hiervan. Een eenmaal aangetast, dus ruw geworden deel, verergert de situatie en kan ervoor zorgen dat de waaier onherstelbaar beschadigd wordt. Cavitatie heeft niet op elk materiaal dezelfde



invloed. Zo is aangetoond dat de materiaalafname als gevolg van cavitatie bij gietijzer in gewicht 70 keer meer bedraagt dan bij aluminiumbrons. Het aanmerkelijk duurdere aluminiumbrons is dus aanzienlijk beter resistent tegen cavitatie dan gietijzer. Ook de

hedendaagse en veel toegepaste roestvaste staalsoorten komen wat dit betreft in de buurt van het aluminiumbrons.

Locaties waar cavitatie zich voor kan doen

4.29.14.10 Schroefwaaierpompen

Van het principe van de stromingspomp met een schroefwaaier is pas vanaf het begin van de 20^{ste} eeuw gebruik gemaakt voor polderbemaling toen de voor deze pompen vereiste hogere toerentallen via de sneller draaiende elektromotoren mogelijk werden. Deze pomp is, vanwege zijn geschiktheid om grote hoeveelheden water bij relatief geringe opvoerhoogte te verpompen, uitermate geschikt voor de bemaling van polders. Het water in dit type pomp stroomt in axiale richting; dat wil zeggen in lengterichting van de rotatie-as. Bij de hiervoor behandelde centrifugaalwaaierpomp stroomt het water in radiale richting; dus haaks op de rotatie-as. De pompen worden daarom ook wel axiaal- en radiaalwaaierpompen genoemd. De as van de schroefpomp kan verticaal of horizontaal gepositioneerd zijn, waarbij in het laatste geval de pomp meestal boven de waterlijn wordt opgesteld en vanwege de verschijningsvorm met kattenrugpomp wordt aangeduid. Verder worden deze opvoerwerktuigen in gesloten en open vorm toegepast. Bij de open-schroefpomp wordt de hydrauliek tussen de boven elkaar gebouwde zuig- en perskelder geplaatst waarbij de aandrijving op het dek van de perskelder staat. In sommige gevallen kan zelfs een overbrenging achterwege blijven waardoor een zeer eenvoudige en onderhoudsvriendelijke installatie wordt verkregen.

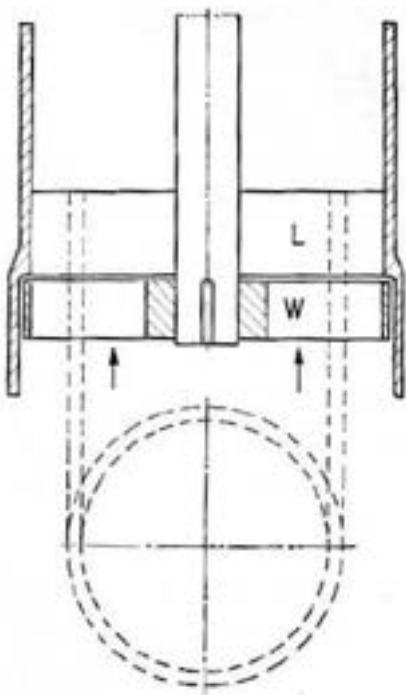
Bij de schroefwaaierpompen speelt de centrifugaalkracht geen rol bij het verkrijgen van de opvoerhoogte. We kunnen -als de naar het middelpunt gerichte kracht buiten beschouwing wordt gelaten- de formule voor de opvoerhoogte op dezelfde manier afleiden als bij de centrifugaalpomp. Beschouwen we in dit verband een smalle concentrische ring van de waaier W en de zich daarachter bevindende leidschoepenkrans L , dan mogen we over deze smalle ring, gerekend van binnen naar buiten, de omtreksnelheid constant denken. In de figuur op de volgende bladzijde is deze ring in een plat vlak uitgeslagen en zijn de schoepen met de bijbehorende snelheidsparallellogrammen getekend die hetzelfde zijn als bij een centrifugaalwaaierpomp.

We vinden dan voor de opvoerhoogte volgens Euler:

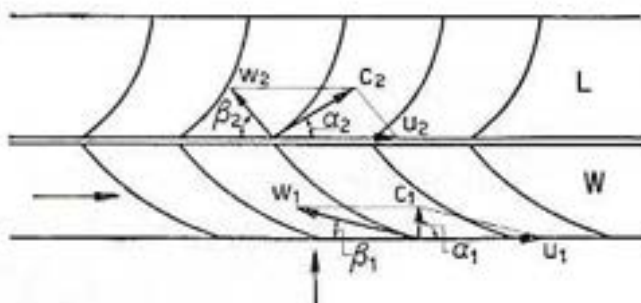
$$H_E = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ [mwk]}$$

We vinden deze uitkomst ook als we bij de centrifugaalpomp de omtreksnelheden u_1 en u_2 aan elkaar gelijk stellen; dus zoals dat bij de schroefpomp het geval is. Als we de omtreksnelheid u noemen en op de snelheidsdriehoeken de cosinusregel toepassen, vinden we voor de opvoerhoogte van de schoepen:

$$H_E = \frac{u \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \text{ [mwk]}$$



Vereenvoudigde voorstelling schroefwaaierpomp



Snelheidsparallellogrammen schroefwaaierpomp

Het water stroomt onder de invloed van de atmosferische druk radiaal in de waaier met de snelheid c_1 . De hoek α_1 is dan 90° , waarvan de cosinus 0 is. De ideale theoretische opvoerhoogte kan dan, net als bij de centrifugaalwaaierpomp, worden geschreven als:

$$H_E = \frac{u \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \text{ [mwk]}$$

Het bepalen van de theoretische opvoerhoogte H_{th} en het hydraulisch rendement η_h gebeurt op dezelfde -eerder aangegeven- wijze als bij de centrifugaalwaaierpomp. Vaststaat dat het hydraulisch rendement bij schroefpompen hoog is, maar de factor k zeer laag is en het product van beide 0,26 bedraagt.

Hierna wordt de uiteindelijke manometrische opvoerhoogte afgeleid die -zoals hiervoor is aangegeven-

beduidend lager zal zijn dan die van een centrifugaalwaaierpomp.

$$H_E = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} \text{ [mwk]}$$

$$H_{th} = k \cdot H_E \text{ [mwk]}$$

$$H_m = \eta_h \cdot H_{th} \text{ [mwk]}$$

$$H_m = \eta_h \cdot H_{th} \text{ [mwk]}$$

$$H_m = \eta_h \cdot k \cdot \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} \text{ [mwk]}$$

Het verloop van de verhoudingen tussen u_2 en c_{2u} over de schoeplengte evenals het aantal schoepen en het al of niet het elkaar overlappen van de schoepen zijn aannames die bij de constructie van de pomp gedaan worden in samenhang met de uiteindelijk te bereiken k factor en het rendement. Het leidapparaat krijgt een zodanig aantal schoepen dat er nooit evenveel waaieroepen zijn als leidschoepen om drukstoten en daardoor veroorzaakte trillingen te vermijden.

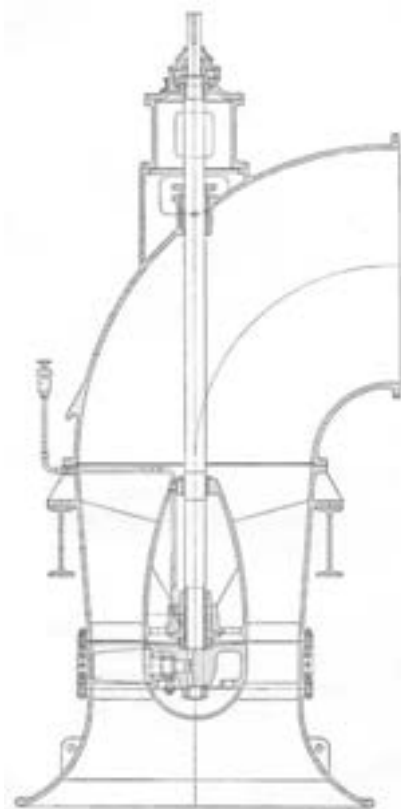
We bepalen de intreehoek van het leidapparaat uit het snelheidsdiagram van de waaier met inachtneming van de afwijking die de werkelijke stroomrichting zal hebben ten opzichte van de theoretische. De intreehoek zal iets groter zijn (5° - 10°) dan de uittreehoek α_2 van de waaier.

De snelheidsenergie die in het leidapparaat omgezet moet worden in drukenergie, bedraagt per liter -dus ongeveer per kg- water:

$$A. V. B. = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ [kg. m]}$$

Het verloop van deze energieomzetting moet zo geleidelijk mogelijk gebeuren om wervelingen en -dus- verliezen te voorkomen. Meestal gebeurt dit door de naaf van de pomp over te laten lopen in het leidschoepengedeelte en deze daar geleidelijk in diameter te laten afnemen. Soms wordt dit

gecombineerd met een verwijding van de diameter van het leidschoepenhuis, een en ander zoals in de volgende tekening van een verticaal opgestelde gesloten schroefpomp is weergegeven.

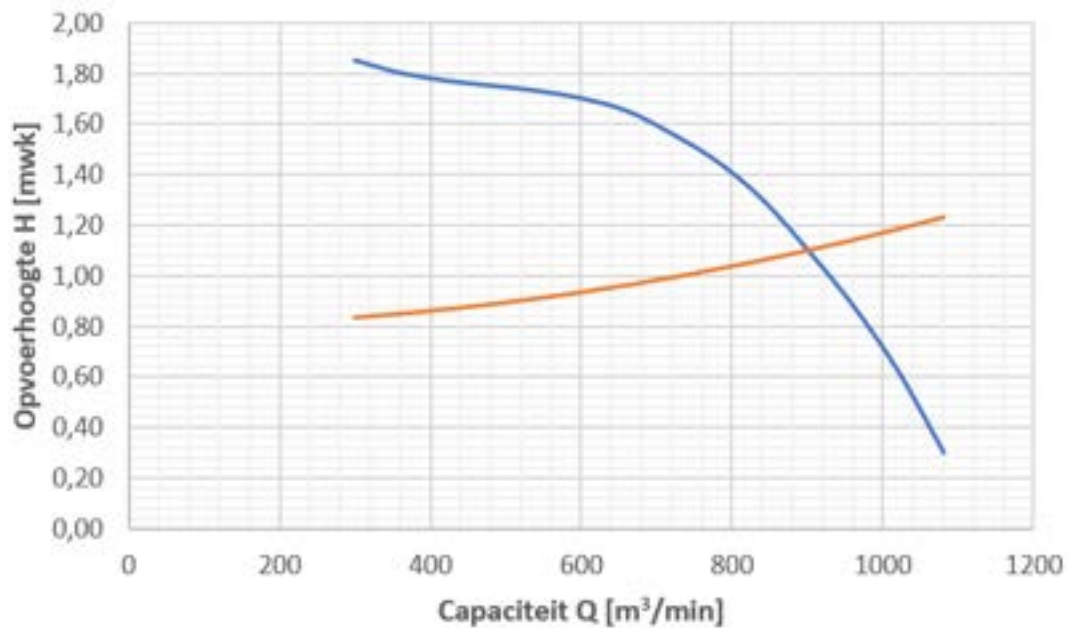


Verticaal opgestelde gesloten schroefpomp

Meestal wordt de verwijding na het leidschoepenhuis doorgezet in de pomp of in de betonnen of stalen persbuis van de pomp. Om te voorkomen dat het water in de pomp een pre-rotatie krijgt en niet onder een hoek van 90° binnentreedt wordt deze van een anti-rotatieschot voorzien. Dit schot is onderdeel van de zuigmond van de pomp, zoals op de tekening is aangegeven, of wordt direct onder de zuigmond van de pomp in de zuigkast van de pomp aangebracht.

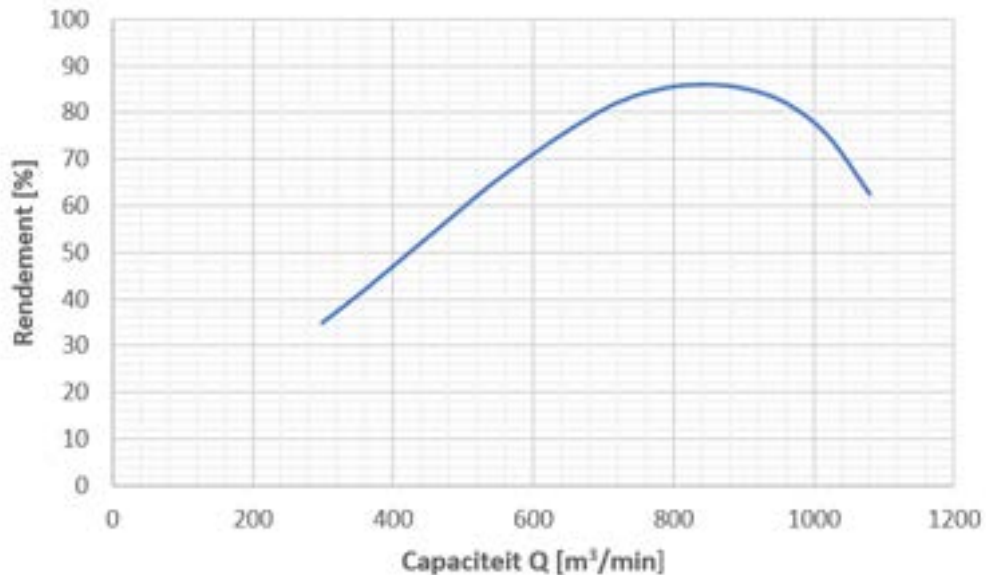
Bij kleine pompeenheden worden de waaiers uit één stuk gegoten. Bij pompen met een grote capaciteit bestaat de waaier uit meerdere onderdelen waarbij de naaf is voorzien van meerdere hieraan met een schroefverbinding bevestigde schoepen. Door de schoephoek te wijzigen, kunnen we met één pompconcept meerdere capaciteiten bereiken. Soms worden de schoepbladen verstelbaar uitgevoerd en kunnen we bij sterk wisselende opvoerhoogten (bijvoorbeeld als gevolg van getijdebeweging) met een gelimiteerd vermogen ook bij extreem hoogwater toch nog water uitslaan of zelfs in twee richtingen pompen. Het pomphuis moet dan ter plaatse van de waaier bolvorming zijn uitgevoerd, terwijl de pompas hol is om de verstelstang aan te kunnen brengen.

Het verband tussen opbrengst en opvoerhoogte kan bij de schroefwaaierpomp op dezelfde wijze in een grafiek worden weergegeven als bij de centrifugaalwaaierpomp. De kromme wordt bij niet al te grote pompen proefondervindelijk bepaald.



Q - H kromme schroefwaaierpomp met weerstandslijn (Lingegemaal)

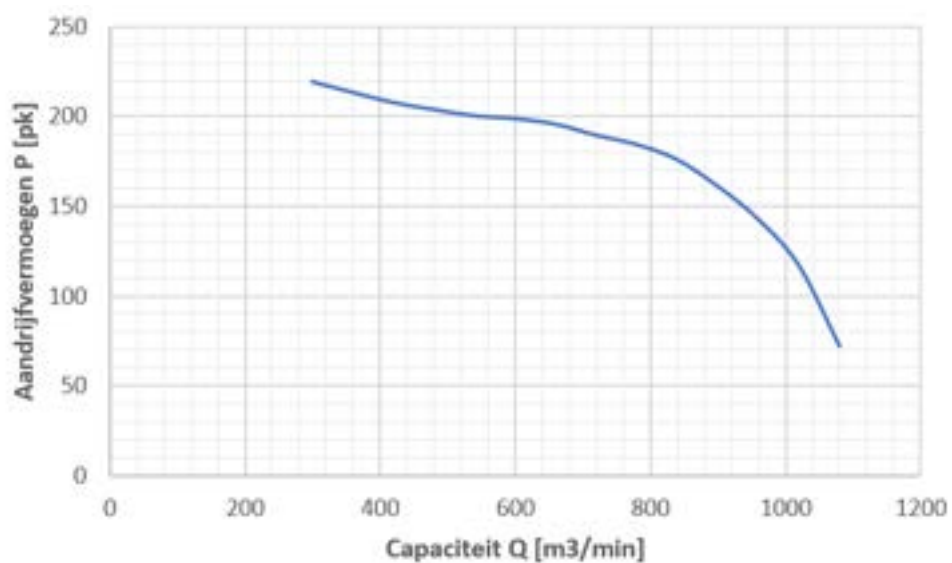
In theorie vinden we op verschillende afstanden van de as een verschillende Q - H kromme. De kromme aan de omtrek van de waaier zal, doordat de uittreehoek daar veel kleiner is dan aan de naaf, een steiler verloop hebben dan de Q - H aan de naaf. Het snijpunt van beide krommes geeft aan welke opbrengst en bij welke opvoerhoogte deze laatste over de gehele dwarsdoorsnede gelijk zal zijn. Dit is dus maar bij één bepaalde opbrengst het geval. Bij elke andere opbrengst of opvoerhoogte zal de opvoerhoogte op verschillende afstand van de rotatie-as verschillend zijn en zullen circulatiestromen ontstaan die een ongunstige invloed op het rendement hebben.



Q – η kromme schroefwaaierpomp (Lingegemaal)

De kromme die het verband aangeeft tussen de opbrengst en het totaalrendement is dan ook vrij steil. Hiermee moet rekening worden gehouden bij het in bedrijfstellen van de pomp omdat dan het benodigde vermogen het grootst is. Immers de waaier, het pomphuis, de zuigleiding en een deel van de persleiding zijn gevuld met water dat, net als de massa van het roterende gedeelte, versneld in beweging moet worden gebracht.

Bij boven de waterlijn opgestelde pompen lossen we dit probleem op door te wachten met het verwijderen van lucht tot de pomp draait.



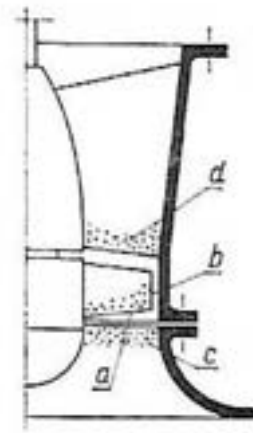
Q - P kromme schroefwaaierpomp (Lingegemaal)

De kromme die het verband aangeeft tussen de opbrengst en het benodigde vermogen daalt bij een geringere opvoerhoogte en dus groter debiet. Maar bij een grotere opvoerhoogte, buiten het werkgebied van de pomp, laat de grafiek een vrij steil verloop zien van het vermogen. Dit steile verloop bij grotere opvoerhoogte kunnen we verklaren door het te verpompen water als een min of meer vaste massa te beschouwen die door de schroefvormige waaier naar de perszijde wordt geschroefd. Als de afvoer wordt belemmerd, zal er steeds meer energie nodig zijn om deze massa te verplaatsen. Dit maakt dat bij een schroefwaaierpomp bij grote opvoerhoogtes, buiten het werkgebied, het nominale aandrijfvermogen niet toereikend is. Ook moet uit oogpunt van veiligheid de pompas zwaarder worden gedimensioneerd om te voorkomen dat deze breekt als bijvoorbeeld abusievelijk de persafsluiter bij het in bedrijfstellen niet geopend is.

Een ander nadeel van de schroefwaaierpomp is dat de zuighoogte kleiner is dan bij de centrifugaalpomp. Bij de centrifugaalpomp ligt de intreekant van de schoepen op een kleinere afstand van de as dan de uittreekant. De omtreksnelheid en de relatieve snelheid van het water ten opzichte van de schoep hoeven daar dus niet groot te zijn. Bij de schroefwaaierpomp daarentegen zal aan de omtrek van de waaier de omtreksnelheid groot zijn. De relatieve snelheid zal dus ook groot zijn, wat de kans op cavitatie vergroot en dan ook vaak op die plaats optreedt.

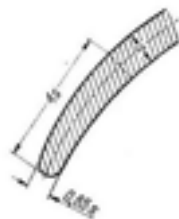


Voorbeeld van cavitatie bij schroefwaaier



Locaties waar cavitatie zich voor kan doen

Bij de centrifugaalpomp is al aangegeven dat als het geleidelijk volgen van het stroomprofiel problemen oplevert dit cavitatie tot gevolg kan hebben. Voor de schroefwaaierpomp zijn in de rechterfiguur hierboven deze potentiële plaatsen aangegeven.



Met het oog op de grote relatieve snelheid en de gevolgen hiervan voor cavitatie, is het van belang dat de schoepen zo nauwkeurig mogelijk van vorm en zo glad mogelijk van oppervlak zijn.

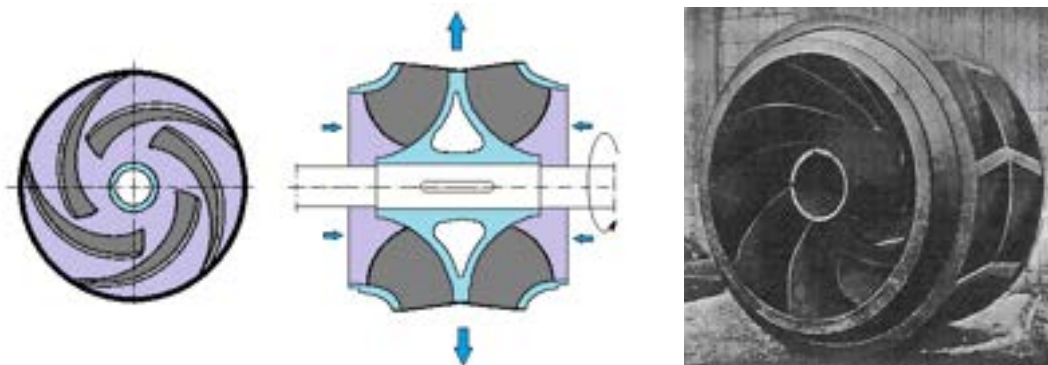
Schoepvorm schroefwaaier

Ook het glad houden van de waaierbladen gedurende het bedrijf is van groot belang. In de schroefwaaierpomp ondergaat het water minder veranderingen in richting dan in een centrifugaalwaaierpomp. De hydraulische verliezen die vooral bij geringe opvoerhoogte een dominante rol spelen, blijven daardoor klein.

Bij geringe opvoerhoogte is ook het rendement van een schroefwaaierpomp, wanneer deze in de buurt werkt van het gunstigste punt van de Q - H kromme, beter dan dat van een centrifugaalwaaierpomp. Het hoge rendement bij kleine opvoerhoogte verklaart dan ook de veelvuldige toepassing van de schroefpomp voor polderbemaling in Nederland.

4.29.14.11 Schroefcentrifugaal-waaierpompen

Door de goede eigenschappen van de centrifugaalwaaierpomp met die van een schroefwaaierpomp te combineren, krijgen we een pomp die geschikt is voor het verpompen van grote waterhoeveelheden bij relatief geringe opvoerhoogte en een vlak verlopende vermogenskromme. Dit soort pompen die op grote schaal voor polder- en boezembemaling zijn toegepast, noemen we schroefcentrifugaal-waaierpompen. Het basisprincipe van de pomp is afgeleid van het waterturbinerad volgens Francis. De waaiers van deze pompen, die vaak abusievelijk als centrifugaalwaaierpompen werden aangeduid, noemen we Francis-waaiers. Het kenmerk van deze waaiers is het grote aantal schoepen die schroefvormig zijn aan de intreezijde en waaivormig aan de uittreezijde, dus dubbel gekromd.



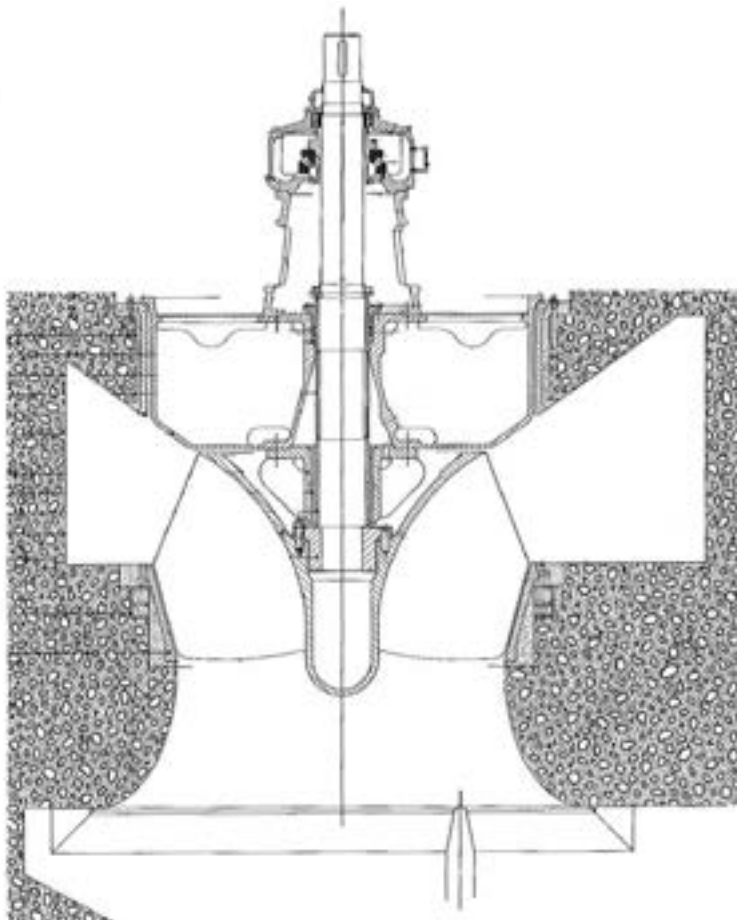
Schroefcentrifugaal-waaierpomp met tweezijdige instroming (Francis)

De schets en de foto laten de waaier zien waarmee de pompen bij het Ir. D.F. Woudagemaal in Lemmer zijn uitgerust. De in 1953 gemonteerde waaier heeft 5 dubbel gekromde schoepen en is goed voor een capaciteit van $2 \times 250 \text{ m}^3/\text{minuut}$ bij een opvoerhoogte van 0,55 m. De originele, uit 1920, daterende waaier met een diameter van 1,70 m had 12 schoepen en was daarmee aanzienlijk verstoppingsgevoeliger dan de huidige waaier.

De waaiers van dit pompconcept zijn gesloten. Dat betekent dat de schoepen aan de zijde van het pomphuis zijn voorzien van een afdekking. Dit maakt samen met de dubbel gekromde schoepen de constructie bijzonder complex en moeilijk te vervaardigen. Door de dubbele kromming kan men namelijk geen goed uit het vormzand lossend gietmodel maken.

Daarom werden de schoepen vaak uit plaatstaal gesmeed, in de gietvorm aangebracht en tijdens het gieten versmolten met de andere onderdelen van de waaier. Omdat staal minder resistent is tegen roestvorming trad bij de op deze wijze vervaardigde waaiers bij de schoepen dan ook als eerste roestschade op, wat leidde tot vroegtijdige vervanging.

Schroefcentrifugaal-waaierpompen hebben -zoals hiervoor aangegeven- een axiaal-radiale doorstroming van de vloeistof. Als de vloeistof via de diagonaal van de waaier uitstroomt, noemen we een dergelijke pomp een half-axiaalwaaierpomp. Een voorbeeld hiervan met een open waaier en een slakkenhuis van beton is hierna afgebeeld.



Schroefcentrifugaalpomp (half-axiale uitvoering en betonnen slakkenhuis)

Deze toen door Stork ontwikkelde pomp werd een enkele keer boven, maar meestal onder de waterlijn opgesteld en geïntegreerd in de betonconstructie van het gemaal. Bij de getoonde uitvoering worden de axiaal- en de radiaalkrachten van de pomp rechtstreeks op het pompdeksel en op de onderbouw van het gemaal overgebracht. Ditzelfde pomptype werd ook vaak uitgevoerd met een radiaal lagering in de pomp en een axiaal lager in de tandwielkast of een speciale lagerpot op machinekamerniveau.

De betonconstructie zorgt voor een corrosievrij slakkenhuis en daarmee voor een uiterst duurzaam pompconcept. De eerste generaties van deze pompen werden monoliet gebouwd waarbij de civieltechnische aannemer op aanwijzing en onder toezicht van de pompleverancier de betonconstructie van de pomp verzorgde. Eventueel werden hiervoor door de pompleverancier stalen mallen beschikbaar gesteld.

Aan het eind van de 20^{ste} eeuw is men overgegaan om, als de grootte dat toeliet, het slakkenhuis te prefabriceren en werden het slakkenhuis inclusief het betonnen gedeelte van de zuigmond ook door of namens de pompfabrikant geleverd.

De waaiers van deze pompen worden meestal uitgevoerd met slechts drie schoepen waardoor een betrekkelijk eenvoudige constructie met een voor gemalen belangrijke ruime doortocht wordt verkregen. Hieronder staat een voorbeeld afgebeeld van een dergelijke schroefcentrifugaalwaaier.



Schroefcentrifugaalwaaier open constructie

In tweedimensionaal aanzicht bestaat de waaier uit twee afgeknotte kegels. De parabolische vorm van de waaiernaaf waarop de schoepen zijn geplaatst, zorgt ervoor dat het water vloeiend tussen de schoepen door stroomt.

4.29.14.12 Invloed toerental op pompprestaties

Bij zuigerpompen is de manometrische opvoerhoogte alleen afhankelijk van de geodetische hoogteverschillen en de drukverliezen in de leiding en onafhankelijk van de volumestroom.

Bij de centrifugaalpompe bestaat er wel een verband tussen de manometrische opvoerhoogte H_{man} , de volumestroom Q en het toerental n van de pomp.

Bij verschillende toerentalen geeft dezelfde centrifugaalpompe verschillende pompkarakteristieken. Die van een hoger toerental ligt boven die van een lager toerental. Deze bij elkaar horende karakteristieken worden door een gelijkvormigheidswet bepaald, zodat ze binnen bepaalde verschalingsgrenzen dezelfde vorm hebben.

Bij polderwater, maar ook bij andere vloeistoffen met voldoende lage viscositeit bestaan tussen het debiet Q , de manometrische opvoerhoogte H_{man} , het aan de pompas toe te voeren vermogen en het toerental n de volgende relaties.

Voor de capaciteit:

$$Q_2 : Q_1 = n_2 : n_1$$

Of:

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \cdot Q_1$$

Voor de opvoerhoogte luidt deze relatie:

$$H_2 : H_1 = n_2^2 : n_1^2$$

Of:

$$H_2 = \frac{n_2^2}{n_1^2} \cdot H_1 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \cdot H_1$$

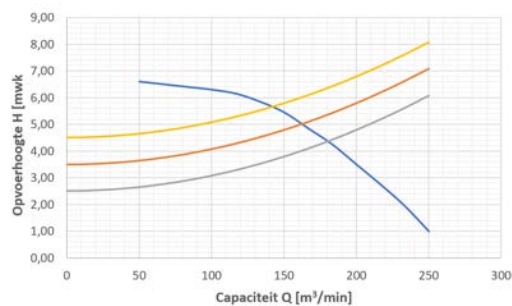
Voor het vermogen luidt deze relatie:

$$P_2 : P_1 = n_2^3 : n_1^3$$

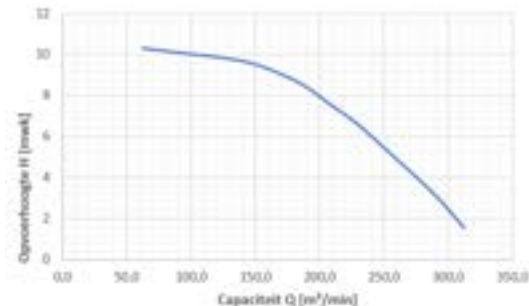
Of:

$$P_2 = \frac{n_2^3}{n_1^3} \cdot P_1 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot P_1$$

Van het voorbeeld van de centrifugaalpomp is met behulp van de hiervoor gegeven verschalingsformules de Q - H relatie bij een toerental van 250 omw/min bepaald. De nieuwe berekende kromme ligt parallel aan die van de garantiekromme die is bepaald bij 200 omw/min.



Q - H bij 200 omw/min



Q - H bij 250 omw/min

Door het verhogen van het toerental kan dus bij toenemende opvoerhoogte dezelfde capaciteit worden verpompt of omgekeerd bij gelijkblijvende opvoerhoogte wordt er meer water verzet. Hiervan werd en wordt nog steeds gebruik gemaakt bij polderbemaalingsinstallaties door bewust te kiezen voor een aandrijving die in toeren regelbaar is, zoals de stoommachine en in het verleden de dieselmotor en de elektromotoren met meerdere toerentallen.

Omdat het vermogen met de derde macht en het koppel met de tweede macht van het toerental toeneemt, moet de installatie ontworpen zijn voor het hoogst mogelijke toerental.

4.29.15 Constructieve aspecten stromingspompen

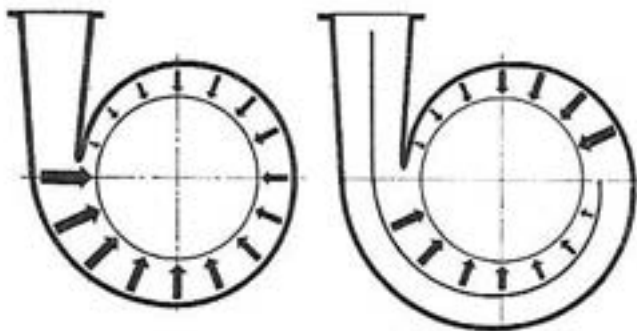
De steeds betere kennis van de hydraulica, de betere materialen, maar ook de verbeterde technieken en bewerkingswerktuigen om stromingspompen te vervaardigen, hebben geleid tot een grote verscheidenheid aan soorten en type pompen waarvan de verschillen soms alleen door een kenner kunnen worden waargenomen. Een aantal constructieve aspecten van de pompen die hiervoor zijn behandeld, die bij de bemaling worden ingezet en die van belang zijn te kennen in het kader van bediening en onderhoud, worden hierna nader toegelicht.

4.29.15.1 Radiale krachten

In het slakkenhuis wordt als gevolg van de omzetting van de snelheidshoogte in statische druk vanaf de tong van de pomp naar de uitstroomtuit een steeds grotere radiaalkracht op de waaier en dus op de pompaslagers uitgeoefend. We noemen dit in de pomptechniek de slakkracht.

De resultante van deze krachten is -zoals in de volgende figuur is aangegeven- naar één zijde gericht. Pompen met een hoge druk en die niet van leidschoepen zijn voorzien, worden daarom vaak met een dubbele slak uitgevoerd waardoor de krachtresultante nul wordt. Bij de met glijlagers uitgevoerde pompen met een enkelvoudige slak moeten we de grootste lagerslijtage dan ook in de richting van deze kracht en die van het gewicht van de waaier en de as vinden.

Bij overslagpompen zal deze kracht door het gewicht van de waaier en de as worden versterkt. Bij een onderslagpomp zal de slakkracht de kracht veroorzaakt door het gewicht juist geheel of gedeeltelijk opheffen.

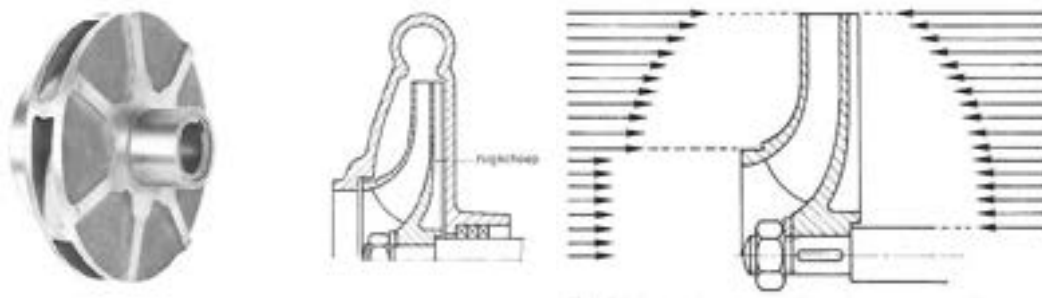


Slakkrachten in pomp met slakkenhuis

4.29.15.2 Axiale krachten

Bij centrifugaalpompen met eenzijdige instroming lekt door de spleet aan de omtrek water naar de buik en de rug van de waaier. In deze ruimten heerst dus een grotere druk dan in de instroming van de waaier. Omdat de ruimte tegenover de instroming groter is dan de ruimte in de omtrek boven de instroming, ontstaat een axiale kracht die de waaier naar de zuigzijde drukt.

Een en ander zoals hieronder is weergegeven:

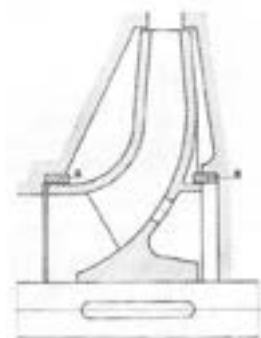


Opheffen axiale kracht met behulp van rugschoep

Behalve dat er een axiale kracht ontstaat die moet worden opgevangen door een axiaal lager, lekt er vanuit de buikzijde van de waaier water naar de zuigzijde. Deze lekkage, aan te merken als lekverlies, wordt zo veel mogelijk beperkt door de nauwe spleet (0,1-1,15 mm) tussen de in het huis bevestigde en verwisselbare slijtring en de waaier. Bij tweezijdige instroming heffen de axiale krachten elkaar op en hoeft de lagering slechts de krachten als gevolg van toevallige drukverschillen op te nemen. Drukverschillen treden bijvoorbeeld op bij het opstarten van de pomp of als er lucht wordt aangezogen.

Een veel toegepaste methode om de axiale krachten op te heffen, naast die van een tweezijdige aanstroming, is die met behulp van een rugschoep; een en ander zoals hierboven is weergegeven. Deze rugschoepen draaien dan met een geringe speling langs de vlakke achterwand van het pomphuis. Het water tussen de rugschoepen draait met de waaier mee en ondervindt een centrifugale kracht. Als gevolg van deze kracht zal de druk in die ruimte, en dus ook de kracht op de achterwand van de waaier, naar de as toe afnemen. Volledige compensatie van de axiale kracht zal maar op één punt van de Q - H kromme mogelijk zijn. Er zal dus steeds enige compensatie van de axiale kracht door middel van een axiaal lager nodig zijn. De constructie met rugschoepen heeft het voordeel dat de druk voor de pakkingkamer wordt verminderd en dat eventuele verontreinigingen, zoals zand, niet de pakkingbus binnendringen en de as beschadigen.

Een andere veel toepaste oplossing om de axiale kracht op te heffen, is met behulp van de in de volgende figuur weergegeven constructie.

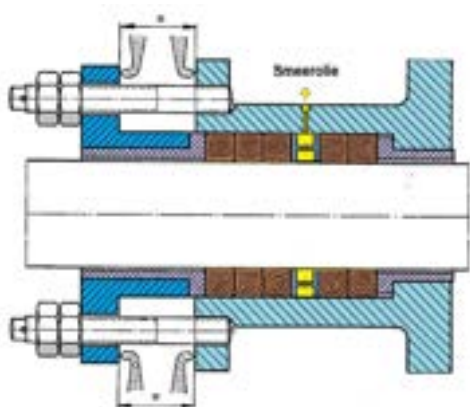


De ruimte tegenover de zuigzijde van de waaier is net als bij die aan de zuigzijde afgedicht met een slijtring, terwijl in de rug van de waaier een aantal gaten is aangebracht. Met deze constructie vermijden we wel de axiale kracht, maar nu treedt aan beide zijden van de waaier spleetverlies op, zodat het volumetrisch rendement minder is. Ook bij deze oplossing zal enige compensatie van axiale krachten veroorzaakt door toevallige drukverschillen, met behulp van een lager moeten plaatsvinden.

Waaier met ontlastboringen

4.29.15.3 Asafdichting of gland

De afdichting van de as is een van de meest kritische punten bij een pompconstructie omdat deze in zeer grote mate de bedrijfszekerheid bepaalt. In de praktijk worden tegenwoordig een groot aantal uiteenlopende constructies toegepast, maar bij de installaties waarvoor deze Leidraad is



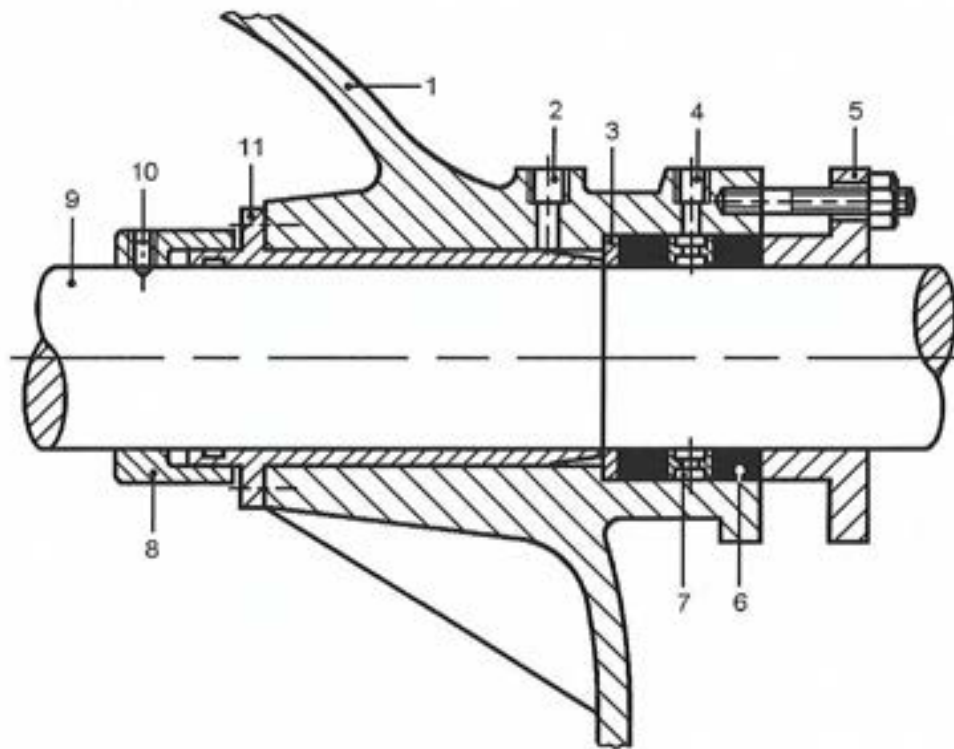
geschreven, worden voor de afdichting van de bemalingspompen bijna uitsluitend de beproefde stopbussen -pakkingbussen met zachte pakking-toegepast. Van deze stopbus of gland, waarvan een groot aantal afdichtingen zijn afgeleid, is hiernaast een voorbeeld gegeven. Deze bus wordt met olie gesmeerd om de pakking soepel te houden en de wrijving te verminderen. Als smeermiddel wordt echter meestal vet gebruikt dat wordt toegediend met behulp van bijvoorbeeld een zogenaamde Stauffer vetpot.

Conventionele stopbus

Het opnieuw verpakken van de stopbus moet zorgvuldig gebeuren waarbij het drukstuk bij een draaiende machine gelijkmatig en beetje bij beetje wordt vastgedraaid. Hierbij moet ervoor worden gewaakt -door aan de bus te voelen of de temperatuur oploopt- dat het drukstuk te strak wordt vastgedraaid, omdat daardoor de as onherstelbaar beschadigd wordt. Dit laatste is de reden dat sommige pompfabrikanten de as ter plaatse van een slijtbus voorzien.

Deze relatief dunne bus kan door afdraaien worden verwijderd en door een nieuwe worden vervangen. Tegenwoordig worden beschadigde assen opgespoten en tot de originele diameter afgedraaid. Soms kiest men ervoor om hiervoor een hard metaal te gebruiken waardoor de slijtage minder snel verloopt.

Er bestaan twee principiële verschillen met betrekking tot de richting waarin de as moet worden afgedicht: Bij een onder het polderpeil opgestelde pomp zal er in de pomp ter plaatse van de asafdichting een hogere druk dan die van de omgeving heersen, terwijl bij de boven de waterlijn opgestelde pomp die druk meestal lager is. In het ene geval wordt het water naar buiten geperst, terwijl in het andere geval lucht wordt aangezogen. Bovendien wordt de lagering van de pompas in de pomp zo dicht mogelijk bij de waaier en dus in het natte gedeelte aangebracht, terwijl bij andere constructies de lagering bewust buiten het natte gedeelte van de pomp wordt gehouden. In alle gevallen is de asafdichting dichtbij de lagering gesitueerd of is hiervan zelfs onderdeel, zoals we in de volgende tekening van een (oude) Stork pomp kunnen zien. Bij deze constructie wordt het lager met olie gesmeerd en de pakking met vet gesmeerd. De as heeft geen slijtbus ter plaatse van de stopbus.

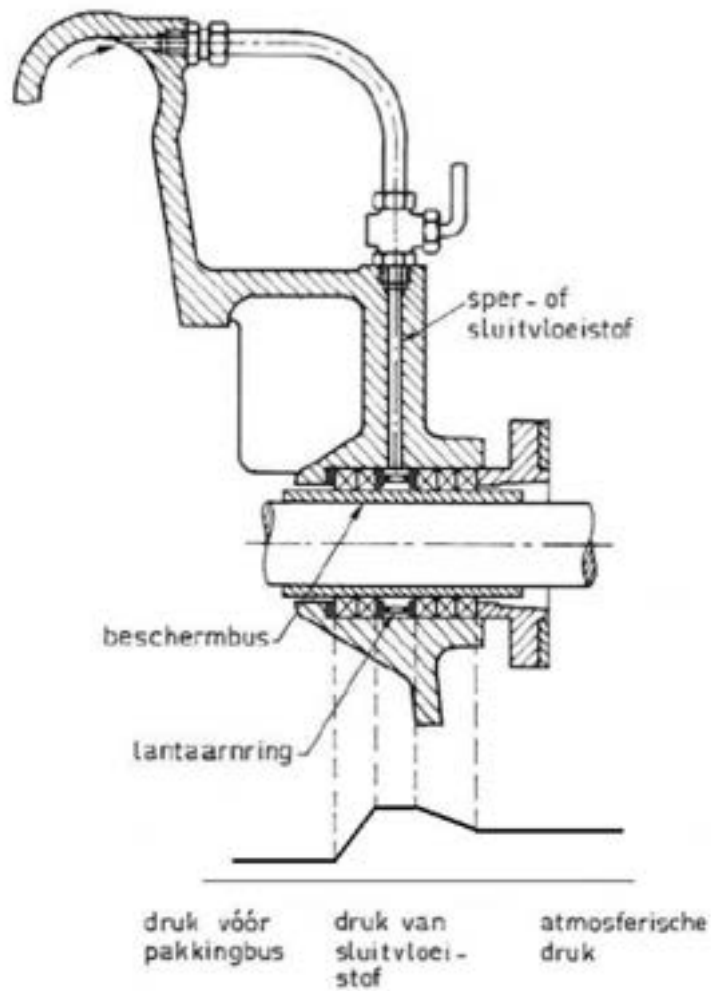


1 Slakkenhuis	5 Drukstuk	9 Pompas
2 Aansluiting smeertoestel	6 Pakking	10 Stelschroef
3 Ring	7 Lantaarnring	11 Lagerbus
4 Aansluiting Stauffer-vetpot	8 Dichtingsring	

Lagering en asafdichting gecombineerd

Om het binnendringen van lucht en het afslaan van de pomp te voorkomen, wordt bij bepaalde pompconstructies gebruik gemaakt van zogenaamd sperwater. Dit water wordt door de pomp zelf of een aparte sperwaterpomp geleverd en heeft een iets hogere druk dan die van de atmosfeer. Van een dergelijke constructie wordt hiernaast een voorbeeld gegeven.

Het sperwater -zoals uit de druklijn onderaan de tekening kan worden afgelezen- vloeit dus voor een deel weg naar de pomp en voor een ander (kleiner) deel naar buiten in de lekbak onder de asafdichting. Soms, meestal als de pakkingkamer aansluit op het glijlager van de pomp, wordt in plaats van water olie onder geringe druk toegevoerd. Deze olie wordt met het te verpompen polderwater afgevoerd. Met de huidige milieuwetgeving is dit slechts toegestaan als er beperkt hoeft te worden gedoseerd en de olie snel afbreekbaar is in het oppervlaktewater. Bij deze constructie is de as voorzien van een slijtbus.



Asafdichting met spervloeistof

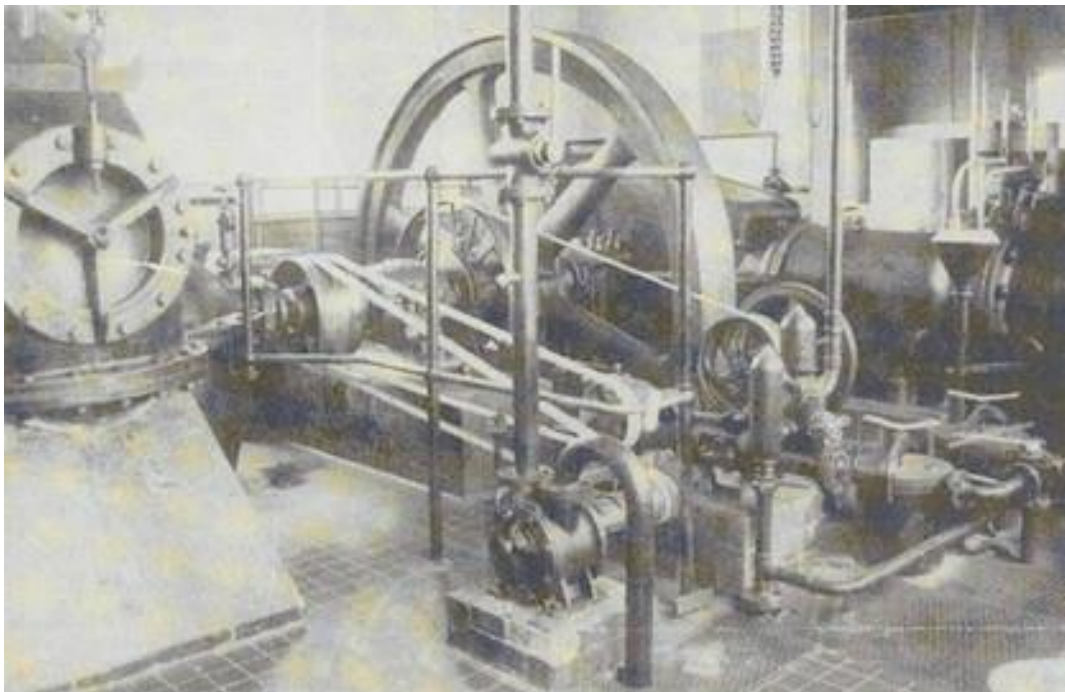
4.30 Vacuümpompen

Centrifugaalwaaierpompen en schroefwaaierpompen zijn niet zondermeer zelfaanzuigend. Als deze pompen boven de vloeistoflijn staan opgesteld, moeten ze worden voorzien van een inrichting waarmee de lucht in de pomp verwijderd wordt vóór of gelijktijdig met het in werking stellen. Bij sommige gemaalinstallaties is het ook noodzakelijk om naast de pomp ook het daaraan gekoppelde leidingsysteem te ontluchten. We moeten hierbij denken aan gemalen waar de persleiding in de vorm van een kattenrug de contour van de dijk volgt. Voor het verwijderen van de lucht maken we gebruik van een ejecteur of een speciaal daarvoor ontworpen pomp.

4.30.1 Vacuümsystemen

Bij stoomgemalen maakte men destijds, vanwege de beschikking over stoom, gebruik van een ejecteur. Bij gemalen met een verbrandingsmotor wordt voor dit doel met een drijfriemoverbrenging vanaf de motor of van een aparte elektrisch aangedreven vacuümpomp gebruik gemaakt.

In geval van een riemoverbrenging wordt deze direct van de motoras afgeleid of gebruik gemaakt van een aparte drijfjas waarmee ook ander hulpwerktuigen, zoals een luchtcompressor of koelwaterpomp worden aangedreven. Het in- en uitwerking stellen van het werktuig vindt dan plaats door het verleggen van de betreffende drijfriem. Op de foto hierna van het gemaal van Dorsser met de Crossley dieselmotor uit 1938 is goed te zien hoe de verschillende hulpwerktuigen met behulp van drijfriemen werden aangedreven. Op de voorgrond van deze foto zien we het hierna te bespreken type vacuümpomp.

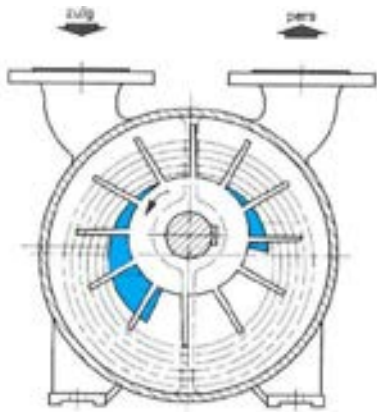


Interieur van het dieselgemaal De Haas van Dorsser (Crossley dieselmotor)

4.30.2 Vloeistofringpomp

Vanwege zijn eenvoudige werking wordt voor het evacueren van bemalingspompen en leidingen vaak een zogenaamde vloeistofring-vacuümpomp toegepast waarvan hieronder een doorsnede is getekend en een foto van de onderdelen wordt afgebeeld.

In de figuur wordt een cilindrisch gevormd pomphuis weergegeven dat bij stilstand voor een deel met water en lucht is gevuld. In het cilindrisch huis kan een excentrisch gemonteerde waaier roteren. Bij rotatie van de waaier gaat de vloeistof mee roteren en wordt als gevolg van de centrifugaal kracht tegen de wand van het huis geslingerd. De vloeistof vormt daarbij een concentrische met het huis verlopende ring. Lucht en waterdamp verzamelen zich rond de naaf in de ruimten of cellen die gevormd worden door de naaf, de schoepen en de vloeistofring. Deze ruimten zijn niet alle even groot, bovendien veranderen ze voortdurend van grootte. Gezien in de draairichting van de waaier worden ze links van de hartlijn groter en rechts daarvan kleiner. Worden in het pompdekse, de achterwand, de blauw gekleurde niervormige openingen aangebracht, dan wordt aan de linkerkant waar de cellen groter worden lucht aangezogen. Aan de rechterzijde waar de cellen kleiner worden, wordt deze hoeveelheid lucht eerst gecompriemd en bij het bereiken van de blauwgekleurde opening naar buiten geperst. Voor het bereiken van een hoog vacuüm, dus bij hoog boven de waterspiegel opgestelde bemalingspompen of persleidingen, kan deze vacuümpomp in twee trappen worden uitgevoerd.



Vloeistofring-vacuümpomp

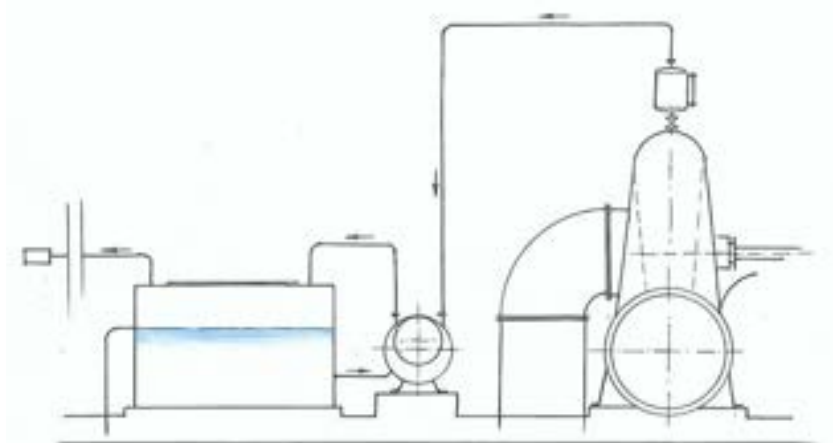


Onderdelen van de vacuümpomp in gedemonteerde toestand

Gezien het principe van de vloeistofringpomp moet deze altijd voor een deel gevuld zijn met een vloeistof; bij bemalingsinstallaties is dat water. Sowieso blijft er in de vacuümpomp een hoeveelheid water achter als deze na een bepaalde bedrijfsperiode gestopt wordt. Tijdens bedrijf wordt een deel van dat water met de luchtstroom meegesleurd en afgevoerd, terwijl tegelijkertijd ook water met de luchtstroom uit de bemalingspomp of persleiding wordt aangevoerd. Ook bij stilstand kan het water in de pomp verdampen en zal deze bij het in bedrijf stellen niet werken. Bij minder uitgebreide installaties, zoals op de foto, wordt het water voor het evacueren van de bemalingspomp handmatig aangevuld. Hiervoor dient de dunne leiding met stop op voorgrond van de foto.

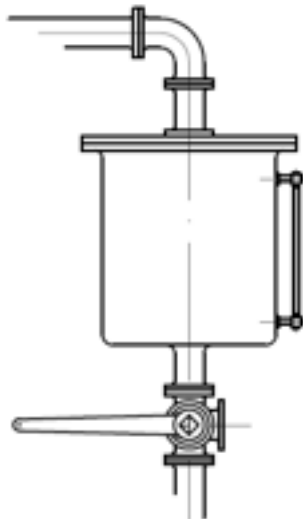
Bij uitgebreidere installaties is de vacuümpomp aangesloten op een dunne suppletieleiding zodat er altijd voldoende water is voor het vormen van de vloeistofring. Het water wordt betrokken uit een naast de pomp geplaatste open tank. Een en ander zoals op volgende bladzijde is weergegeven. Het water noemen we sperwater en de tank sperwatertank. De lucht/water afvoerleiding van de vacuümpomp mondt ook in deze tank uit, zodat de tank steeds gevuld blijft en we steeds verzekerd zijn van voldoende sperwater. Tijdens bedrijf wordt energie aan het water toegevoerd waardoor een verhoging van de temperatuur van het sperwater ontstaat.

Samen met de steeds lagere druk zal hierdoor het water sneller gaan verdampen en de capaciteit van de vacuümpomp afnemen. Er wordt om die reden een overmaat aan sperwater toegevoerd die bij een voldoende grote tankinhoud ervoor zorgt dat de pomp voldoende afkoelt. Op de sperwatertank is een overloop gemaakt die ervoor zorgt dat het teveel aan water naar een gecontroleerde plaats wordt afgevoerd.

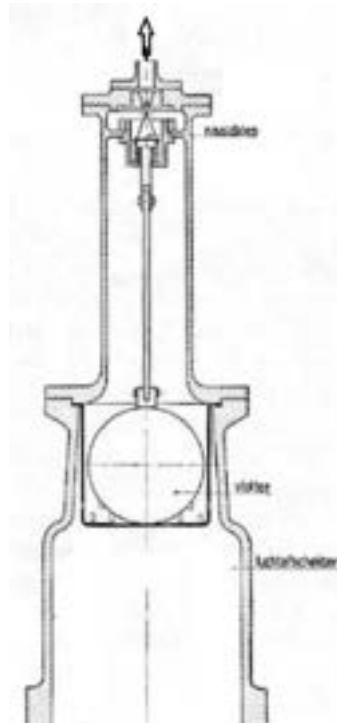


Opstelling vacuümpomp

Een belangrijk punt van aandacht is de vorstbescherming van het vacuümsysteem. De pomp en de sperwatertank zijn daarom van kranen of proppen voorzien waarmee het water kan worden afgetapt. Verder mogen in het zuigleidingssysteem geen sifons voorkomen, omdat die als ze gevuld zijn met water het te bereiken vacuüm in de bemalingspomp nadelig beïnvloeden.



Controlevat



Vlotterinrichting



Balkeerklep

De rotatiesnelheid van de pomprotor is 900...1400 omw/min en relatief hoog. Als er plotseling een grote hoeveelheid water wordt aangevoerd, worden de schoepen overbelast, buigen krom of kunnen zelfs breken.

Bij oude installaties vind je daarom op het hoogste punt van de pomp, daar waar de lucht wordt weggezogen, een klein vat met een peilglas. Een en ander is ingericht zoals aangegeven in de linker figuur hierboven. Zodra er water in dit vat wordt signaleerd als teken dat alle lucht uit het systeem en de bemalingspomp is verwijderd, moet de vacuümpomp worden gestopt en de driewegkraan onder de tank worden gesloten. De driewegkraan dient ook voor het beluchten van de pomp als deze buiten bedrijf wordt gesteld.

Ook wordt wel, met hetzelfde doel, boven op de bemalingspomp een vlottermechanisme geplaatst dat de wateraanvoer automatisch afsluit als het gewenste vacuüm is bereikt. Een dergelijke inrichting staat hierboven in het midden afgebeeld.

De meestal uit koper vervaardigde en verend opgehangen vlotterbal is verbonden met een naaldafsluiter. Zodra er water in de korf komt, gaat de koperen bal drijven, sluit deze de luchtafvoerleiding af en moet de vacuümpomp gestopt worden.

Een modernere variant van deze vlotter is een balkeerklep waar een drijvende rubber bal in een speciaal gevormd huis de water/lucht aanvoer naar de vacuümpomp afsluit, zodat geen beschadiging kan optreden. Bij deze inrichting ligt tijdens het evacueren de bal naast de luchtstroom. Op het moment dat zich water in het klephuis verzamelt, gaat de bal drijven en sluit de zuigopening naar de vacuümpomp af en kan er geen water worden meegevoerd naar de vacuümpomp. De vacuümpomp moet dan gestopt worden.

4.31 Fabrikanten en leveranciers, hun producten en toepassingen

In deze paragraaf worden de fabrikanten, productkenmerken en types van verbrandingsmotoren benoemd die door een aantal bij de Nederlandse Gemalenstichting aangesloten deelnemers worden bewaard en onderhouden. Een en ander dient als referentiekader voor het eventueel uitwisselen van ervaring en kennis tussen de verschillende stichtingen met betrekking tot bediening en onderhoud.

De specifieke technische gegevens van de bemalingsinstallatie in het algemeen en de dieselmotor in het bijzonder worden in deel II van deze Leidraad vermeld.

4.31.1 Crossley Brothers Ltd.

4.31.1.1 Historie



De geschiedenis van Crossley begint in 1867. In dat jaar kochten de broers Francis en William Crossley uit Noord-Ierland een bestaand bedrijf in Manchester en gaven daar hun eigen naam aan. Hier maakten zij vooral machines voor de textielindustrie. Later dat jaar verwierven zij de ook in Manchester gevestigde machinefabriek van John

M. Dunlop waar pompen en kleine stoommachines werden gemaakt. De firma heette vanaf toen Crossley Brothers and Dunlop.

In 1869 kochten zij het recht om de Otto & Langen atmosferische gasmotoren in licentie te bouwen, in 1876 gevolgd door het recht op de bouw van de Otto viertaktmotor. Het bedrijf floreerde, werd in 1881 omgezet in de naamloze vennootschap Crossley Brothers Ltd. en verhuisde naar grotere gebouwen in Openshaw in Oost-Manchester.

In 1888 bouwden de broers hun eerste gloeikopmotoren, in 1891 gevolgd door de eerste oliemotoren die werkten volgens het Otto viertaktprincipe. In 1896 werd het recht op de bouw van dieselmotoren verkregen; waarna de eerste door Crossley gebouwde dieselmotor in 1898 het levenslicht zag, in 1901 gevolgd door de eerste benzinemotor.

Crossley startte in 1904 met de bouw van automobielen. Deze activiteit werd in 1906 ondergebracht in het daartoe opgerichte dochterbedrijf Crossley Motors Ltd. dat tot het midden van de jaren '60 van de vorige eeuw als zelfstandige firma opereerde als fabrikant van personenauto's, vrachtwagens en autobussen.

In 1919 werd Premier Gas Engines gekocht. Dit bedrijf bouwde in Nottingham aanzienlijk grotere motoren en werd de eigenlijke ontwerper van de grote Crossley oliemotoren. Dit type motor werd tot 1966 gebouwd. In 1935 werd de naam gewijzigd in Crossley Premier Engines Ltd.

Vanaf de Tweede Wereldoorlog, waarin het bedrijf zich toegedeed op productie voor de oorlogsindustrie, liepen de verkopen van de inmiddels op 40 jaar oude ontwerpen gebaseerde motoren drastisch terug, met als gevolg dat de firma in 1960 in de rode cijfers belandde. In 1962 werd gepoogd het tij te keren door over te stappen op het Franse Pielstick ontwerp, maar dat was te laat. In 1966 werd noodgedwongen de fabriek in Nottingham gesloten. Vervolgens volgden vanaf 1968 diverse overnames en samenvoegingen met andere firma's wat er uiteindelijk toe leidde dat Crossley een onderdeel werd van Rolls-Royce Power Engineering. Tot in 1995 werden er nog Crossley-Pielstick motoren gebouwd in de fabriek te Manchester.

In 2009 viel echter ook hier het doek en hield Crossley op te bestaan. In totaal zijn er meer dan 100.000 Crossley motoren gebouwd met toepassing in de scheepvaart, waterbouw, landbouw, spoorwegen en de elektriciteitsopwekking.

4.31.1.2 Techniek en types

Een van de belangrijkste technische aspecten van de eerste door Crossley gebouwde atmosferische gasmotoren was dat de aandrijfkracht die ontstond als gevolg van de explosie in de cilinder niet met een kruk-drijfstangmechanisme, maar met behulp van een tandheugel en tandwiel op de motoras werd overgebracht. Bij deze verticaal opgestelde motor lag de drijfas -we kunnen hier niet spreken van een krukas- boven de cilinder.

De daarna gebouwde Ottomotoren werden op diverse punten verbeterd, zoals de introductie van de carburateur en de gloeibuisontsteking, die later werd gevolgd door vonkontsteking en, misschien nog wel het belangrijkste, de overbrenging van de aandrijfkracht met een kruk-drijfstangmechanisme. Constructief -wat betreft de bouw van het frame- waren de eerste Crossley petroleum- en benzinemotoren afgeleid van de liggende stoommachine. Omstreeks 1910 was een zeer betrouwbare nieuwe serie horizontale één- en tweecilinder zuiggas- en dieselmotoren ontwikkeld die in combinatie met een centrifugaalpomp (veelal vervaardigd door Gwynnes) zeer geschikt voor bemalingsdoeleinden bleek. Later werden ook oliemotoren met 1, 2, 3 of 4 verticaal gepositioneerde cilinders gebouwd. Deze motoren waren ook geschikt voor zuig- en lichtgas.

Aan de hand van de typeaanduidingen van de diverse motoren was af te leiden met welk type motor men te maken had. De allereerste Crossley motoren hadden geen typeaanduiding en werden meestal simpelweg als Ottomotor aangeduid. De motoren uit de nieuwe verbeterde serie van 1910 werden aangeduid met de letter O, gevolgd door drie cijfers. De O stond voor 'Oil'. Het eerste cijfer stond voor het aantal cilinders, de laatste twee gaven de zuigerslaglengte in inches aan. De aanduiding 'O 120' van gemaal De Biezen staat, volgens de hiervoor in omloop zijnde tabellen, voor een éencilinder ruwoliemotor met een vermogen van 40 pk, een toerental van 230 omw/min, een cilinder diameter van 11" en een zuigerslag van 20". Het vliegwiel van deze motor heeft een diameter van 229, terwijl het totaalgewicht van de motor 4680 kg bedraagt.

De omstreeks 1930 verbeterde versie kreeg als typeaanduiding HD (Heavy Duty) gevolgd door een volgnummer plus een cijfer voor de letters waarmee het aantal cilinders wordt aangeduid. De in 1950 verder verbeterde versie werd type HH gedoopt.

Motoren voor zuiggas en stadsgas kregen respectievelijk het voorvoegsel S of G, terwijl motoren voor de opwekking van elektriciteit de letter E mee kregen. In 1960 werd de letter I (Injection) aan de al bestaande letters toegevoegd en kregen we bijvoorbeeld de aanduiding '2 IHH 11'; dit stond

voor een dieselmotor van 150 pk, een toerental van 270 omw/min, een slag van 12" en een vliegwieldiameter van 20".

4.31.1.3 Bemalingsinstallaties

Crossley Brothers behoorde tot de vroegste leveranciers van verbrandingsmotoren voor gemalen in Nederland. Nauw verweven met de levering van Crossley motoren in Nederland was het in 1888 opgerichte Technisch Bureau G. Barger & Co., dat in 1890 het agentschap verwierf van Crossley Brothers Ltd. In 1911 werd deze firma omgezet in 'NV Crossley Motoren'. Na het kort daarop overlijden van oprichter Gerrit Barger besloot Crossley het bedrijf zelf voort te zetten. Bureau Barger was vanaf dat moment een volledig bijkantoor van Crossley. In 1939 liep deze samenwerking af, mede als gevolg van de dreigende oorlog. Het bedrijf veranderde van naam in 'NV Industriële Maatschappij voor Verbrandingsmotoren en Pompwerktuigen', kortweg 'Indumij'.

De eerste leveringen van Crossley motoren in Nederland voor de aandrijving van bemalingsinstallaties vonden, voor zover bekend, omstreeks 1920 plaats. In de periode 1920 tot 1940 werden motoren voor vele tientallen gemalen geleverd, waaronder ook een flink aantal zuiggasmotoren. In 1939 bedroeg het aantal geleverde motoren voor bemalingaandrijvingen bijna 25% van de totale leveringen. Na de Tweede Wereldoorlog werden nog slechts incidenteel Crossley motoren als aandrijfbron voor bemalingsinstallaties toegepast. Eén van de redenen hiervoor was dat Nederlandse fabrikanten inmiddels zuinigere en modernere motoren vervaardigden van een moderner concept.

Aansprekende voorbeelden van met Crossley zuiggasmotoren uitgeruste gemalen uit de periode 1920-1940 zijn het gemaal Nieuwkoop in Aarlanderveen waar in 1921 één van de twee stoommachines werd vervangen door een 360-400 pk Crossley zuiggasmotor. In datzelfde jaar werden bij het gemaal Gouderak de stoommachines vervangen door twee dubbelcilinder zuiggasmotoren van elk 140 pk. Crossley oliemotoren vonden toepassing in onder andere de gemalen Plaspoel- en Schaapweipolder (1926), Streukelerzijl (1923), Lexmond (1925), De Biezen (1926), Oude Lierpolder (1919), De Antagonist (1930), Grijsoord op Oude Tonge (1930) en Langerak (1939). Het totale aantal met een Crossley motor uitgeruste gemalen in Nederland is niet exact te achterhalen, maar bedraagt zeker 65 stuks.

Momenteel zijn er nog zeven gemalen waarin de oorspronkelijke -en werkende- Crossley motor aanwezig is. Vier stuks hiervan worden beheerd door een stichting en spelen geen rol meer in de waterbeheersing; de overige drie zijn in beheer bij een waterschap een vervullen een stand-by rol. Eén Crossley motor, afkomstig uit gemaal Lexmond van de voormalige polder Achthoven, bevindt zich in gerestaureerde en werkende staat in het motorenmuseum bij gemaal De Tuut in Appeltern. De nog werkende en functionele motoren bevinden zich in:

- gemaal Plaspoel- en Schaapweipolder bij Delft met een horizontale ééncilinder motor uit 1925
- gemaal Streukelerzijl bij Hasselt (Ov.) met een horizontale tweecilinder motor uit 1926
- gemaal Oude Lierpolder met een horizontale ééncilinder motor uit 1929

4.31.2 N.V. Machine en motorenfabriek v/h Thomassen & Co. De Steeg

4.31.2.1 Historie en producten



Thomassen heeft in haar bestaan een groot aantal types motoren gebouwd. Slechts een zeer beperkt aantal daarvan zijn als hoofdaandrijving in een Nederlandse bemalingsinstallatie toegepast. Toch is de rol die dit bedrijf in de Nederlandse machinebouw heeft gespeeld zo groot dat een beknopt overzicht van de historie en de gemaakte producten hier op zijn plaats is.

4.31.2.2 Historie en producten

In 1886 richtte de toen 29-jarige molenaarszoon Geurt Thomassen onder zijn eigen naam een werkplaats en smederij op in Arnhem. Het repareren en vervaardigen van complete maalwerktuigen, inclusief de daarvoor benodigde (stoom)aandrijving, behoorden tot de belangrijkste werkzaamheden. In 1893, nadat hij in 1892 een samenwerking met P.W. van Rossum -die kapitaal en zakelijk inzicht inbracht- was aangegaan, werd de bedrijfsnaam gewijzigd in Thomassen & Co. In diezelfde periode werden de verkooprechten voor de Engelse 'National' gasmotor verworven en kwam zijn neef Frits Thomassen, na een stageperiode bij National, bij het bedrijf. Ook in dat jaar werd de ontwikkeling van een eigen gas- en petroleummotor gestart. Het resultaat was twee in 1896 gepresenteerde horizontale viertakt gasmotoren; $\frac{1}{2}$ en 1 pk sterk. Deze werden type A genoemd.

De A type motor werd gevolgd door de typen B tot en met Z, met vermogens van $\frac{1}{2}$ tot 15 pk. Deze motoren, waarvoor inmiddels een productielijn was opgezet, werden onder de handelsnaam 'Gelria' of 'Insulinde' geleverd.

In 1904 werd begonnen met de bouw van gasgeneratoren voor de productie van zuiggas. Daarnaast werden in licentie de Pierson en de Simplex gasgeneratoren verkocht en gebouwd.

In 1906 vonden een aantal belangrijke veranderingen plaats; de heer Van Rossum werd uitgekocht en er werd een nieuwe directeur in de persoon van O. Gunning aangesteld die de bedrijfsvoering op zich nam. Het bedrijf werd omgedoopt in 'N.V. Machine en Motorenfabriek v/h Thomassen & Co'. Vervolgens werd ook Geurt Thomassen uitgekocht. Hij nam in de nieuwe constellatie de technische leiding op zich. Desondanks zag het bedrijf geen kans zijn -overigens overal voor hun kwaliteit geprezen- producten kostendekkend aan de man te brengen. Dit en het feit dat de beide Thomassen -Geurt en Frits- van inzichten verschilden en niet meer samen konden werken, leidde ertoe dat in 1910 de nieuwe directeur eervol ontslag verleende aan Geurt Thomassen, ooit oprichter van het bedrijf.

De explosieve groei van het elektriciteitsnet in Nederland veroorzaakte vanaf omstreeks 1910 een sterke terugloop van de vraag naar gasmotoren. Hierop kon het bedrijf moeilijk inspelen. Het duurde tot 1914 voordat de eerste Thomassen dieselmotor tot ontwikkeling kwam. Tot 1918 werden twee

typen, de R1D en de LD1, op de markt gebracht. Door allerlei kinderziektes werden deze maar mondjesmaat verkocht.

De jaren '20 van de vorige eeuw was een belangrijke periode in het bestaan van Thomassen. De eerste compressorloze Thomassen dieselmotor, Neo diesel genoemd, zag in 1921 het levenslicht. Dit type RO was tot eind jaren '30 van de vorige eeuw in productie.

In 1922 werd een nieuwe, modern uitgeruste, fabriek in De Steeg betrokken.

In 1924 overleed P.W. van Rossum, Thomassens compagnon van het eerste uur, en verwierf de toenmalige Bataafse Petroleum Maatschappij (BPM, het huidige Royal Dutch Shell) een meerderheidsbelang in het bedrijf. Dit leidde, naast de al eerdere levering van motoren, pompen en compressoren, tot veel andere leveringen, zoals generator-sets, boorinstallaties en jaknikkers ten behoeve van de aardoliewinning.

In 1927 werd een licentie op het Ricardo patent genomen voor het produceren van een verticale motor. Na de bouw van een proefmotor werd in 1930 een eigen ontworpen verticale viertaktmotor



in productie genomen. Deze motor was leverbaar als dieselmotor (Type VO) en als gasmotor (Type VG), met 2, 3, 4, 5, 6, 7 en 8 cilinders, respectievelijk 2, 4 en 8 cilinders. Van deze motoren zijn er in totaal 60 gebouwd, de laatste in 1956. De VO was een van de Thomassen motoren die in de Nederlandse bemalingstechniek zijn toegepast.

Naast de eigen verticale VO motor werd -in plaats van deze zelf te ontwikkelen- gezocht naar een motorenfabrikant die genegen was een ontwerplicentie voor een snellopende motor (toerental tussen 500 en 1200 omwentelingen per minuut) te verkopen. Dit leidde in 1933 tot contact met de Deense machine- en motorenfabrikant A.S. Frichs en een licentiecontract voor de bouw van Frichs Ricardo motoren: de watergekoelde viertakt, type 6195 CL met directe brandstofinspuiting. Deze motoren werden aan de BPM en de Nederlandse Spoorwegen geleverd. Op basis van dit type motor ontwikkelde Thomassen de zogenaamde Fa- tot en met Fe-type motor. De Fa motor was leverbaar als 1,2,3,4,5,6 en 8 cilinder. In het programma zat ook een gasmotor met de typebenaming FaG. Het type Fa is, naast toepassing in de spoorwegtractie en de scheepvaart, net zoals de VO motor enkele malen in de bemalingstechniek toegepast.

4.31.2.3 De periode 1940-1945

Door het wegvallen van de export kwam de productie van motoren, pompen en compressoren nagenoeg stil te liggen. Bovendien heerste er een grote schaarste aan brandstoffen. Hierop werd ingespeeld door het fabriceren van (zuig)gasgeneratoren en bijbehorende apparatuur waarmee alle mogelijke soorten en fabricaten (diesel)motoren draaiende konden worden gehouden. Daarnaast werd in het geheim gewerkt aan de ontwikkeling van nieuwe motortypen.

4.31.2.4 De periode na de Tweede Wereldoorlog

In 1946 werden de in de oorlog ontwikkelde nieuwe viertakt gasmotoren in V-vorm, de types N en NC, in productie genomen. De NC motoren hadden een geïntegreerd compressorgedeelte. In verder ontwikkelde vorm ontstonden hieruit de types Na en NaC. Al deze motoren werden

voornamelijk ten behoeve van de olie-industrie geleverd. Voor toepassing in de bemaling zijn zij niet gebruikt.

Ook direct na de oorlog werd in samenwerking met Stork een nieuwe tweetaktmotor ontwikkeld, gebaseerd op de in de oorlog -in opdracht van de Nederlandse regering in ballingschap- ontwikkelde zogenaamde 'Eenheidsmotor voor de scheepvaart'. Hierbij hebben ook Brons, Kromhout, Bolnes en De Industrie een rol gespeeld. Van deze tot ST gedoopte motor zijn in de periode 1952 tot 1954 in totaal 59 stuks gebouwd. Dit type motor vond toepassing bij de Nederlandse Spoorwegen en de Koninklijke Marine. Van toepassing in de bemaling is niets bekend. Gelijktijdig met de ST motor werd een vergrote versie van de Thomassen-Frichs Fa viertakt lijnmotor met drukvulling in productie genomen. Deze motor kreeg de type aanduiding VaD, als scheepsmotor ging hij VaSD heten. Eveneens afgeleid van de Fa waren de tussen 1950 en 1959 gebouwde VbD en VcD vier- of zescilinder motoren.

Vanaf 1950 vond de productie plaats in de uitgebreide en heringerichte fabriek in Rheden. In datzelfde jaar ging de onderneming 'N.V. Machine en Motorenfabriek v/h Thomassen & Co De Steeg' heten.

De in 1960 uit de F-serie ontwikkelde viertakt Ricardo dieselmotor in V- vorm bleek een tegenslag. Dit type Fd was vooral bedoeld voor de aandrijving van generatoren en de voortstuwing van treinstellen. Er werden tussen 1966 en 1967 twee twaalfcilinder 1000 pk proefmotoren gebouwd; de beoogde afnemer -de Nederlandse Spoorwegen- besloot echter op het laatste moment de voorkeur te geven aan een andere leverancier en zo bleef het bij de bouw van deze twee motoren.

Rond 1966 werd nog een viertakt gasmotor ontwikkeld, de LG 35. De daarvan afgeleide LGC 35 had een aangebouwde compressor. De ontwikkeling van deze motor deed Thomassen samen met het Oostenrijkse technische bureau AVL. De LG versie werd hoofdzakelijk voor de aandrijving van aggregaten gebruikt.

In 1966 werd Thomassen onderdeel van de Rijn-Schelde groep die, na een fusie met de scheepswerf en machinefabriek Verolme, RSV ging heten. In 1968 werd nog een licentieovereenkomst gesloten met General Electric voor de productie van gasturbines. In datzelfde jaar werd de naam van het bedrijf gewijzigd in 'Thomassen Holland BV.'

De laatste door Thomassen in eigen huis ontwikkelde motor was de in 1969 op de markt gebrachte LO, een zescilinder viertakt Ricardo dieselmotor. Deze motor was voorbestemd voor generatorgebruik en voor de voortstuwing van schepen en railverkeer. Deze motor bleek niet aan de verwachtingen te voldoen. Na levering van vier van deze motoren voor twee binnenvaartschepen zag Thomassen zich door allerlei mankementen aan de motoren genoodzaakt deze terug te nemen en uiteindelijk te verschromen. Dit betekende het einde van de ontwikkeling en de bouw van nieuwe dieselmotoren. Na de overname door de Rijn-Schelde groep ging de productie van de gasmotoren nog tot 1982 door. In dat jaar werd de laatste LGC motor afgeleverd en stopte de productie van motoren. In totaal werden er door Thomassen 4880 motoren gebouwd in de periode van 1896 tot 1982.

In 1983, na het faillissement van RSV, werd de naam gewijzigd in 'Thomassen International BV'. In 1999 werd Thomassen International gesplitst in vijf zelfstandige bedrijven die geen van allen nog iets met de oorspronkelijke motorenbouw gemeen hadden. Op dit moment resten er nog drie bedrijven die hun oorsprong in het voormalige Thomassen International hebben, zij zijn nog steeds gehuisvest in de voormalige gebouwen van Thomassen in Rheden.

4.31.2.5 Bemalingsinstallaties

Ondanks het indrukwekkende aantal geproduceerde motoren hebben maar een zeer beperkt aantal -voor zover kon worden nagegaan 10 stuks- gediend als hoofdaandrijving in een gemaal. De belangrijkste zijn het in 1934 gestichte en inmiddels gesloopte gemaal van de Groote IJpolder, hier stonden twee zescilinder VO 360 pk motoren. Vervolgens het gemaal van de Middelpolder in Amstelveen, hier is in 1936 een nu nog functionele vijfcilinder 300 pk VO motor geplaatst. Verder gemaal Caners in Gewande waar in 1953 een uit 1933 stammende 175 pk R 40 werd geplaatst. Deze motor stond oorspronkelijk in het gemaal van de polder Empel Meerwijk en verkeert in werkende staat. Het laatste gemaal waarin Thomassen motoren werden geplaatst, is gemaal Helbergen bij Zutphen waar in 1955 twee zescilinder Fa motoren werden opgesteld. Dit gemaal is in 2000 geëlektrificeerd.

4.31.3 Werkspoor en Stork-Werkspoor

4.31.3.1 Historie



De geschiedenis van Werkspoor gaat terug tot 1826. In dat jaar startte Paul van Vlissingen met steun van koning Willem I een reparatiewerkplaats voor stoommachines voor de Amsterdamsche Stoombootmaatschappij. Na het in 1828 toetreden van Abraham Dudok van Heel als compagnon, kreeg het bedrijf de naam 'Fabriek van Stoom- en Andere Werktuigen'. De bedrijfsvorm was een zogeheten 'Commanditaire Sociëteit', wat wij tegenwoordig een Commanditaire Vennootschap zouden noemen. Doordat het archief over de beginperiode van Werkspoor als gevolg van brand verloren is gegaan, is over de vroegste geschiedenis weinig informatie

bewaard gebleven. Wel weten we dat tussen 1843 en 1846 het predicaat Koninklijk werd verkregen en dat in 1871 -vanwege financiële perikelen- een reorganisatie plaatsvond waarbij de naam werd gewijzigd in 'N.V. Koninklijke Fabriek van Stoom- en andere Werktuigen v/h Van Vlissingen & Dudok van Heel'. In 1891 bleken de problemen echter nog niet opgelost en werd met financiële hulp van Stork het bedrijf voortgezet onder de naam 'N.V. Nederlandsche Fabriek van Werktuigen en spoorwegmaterieel'. Hieruit ontstond de naam '*Werkspoor*', in eerste instantie als telegramadres, en vanaf 1929 als officiële naam. In 1938 werd nogmaals een grote reorganisatie doorgevoerd als gevolg van de toenmalige economische crisis.

In 1954 fuseerde het bedrijf met Stork waarna beide bedrijven min of meer zelfstandig onder de naam 'Verenigde Machinefabrieken Stork-Werkspoor' (VMF) bleven opereren. In 1968 ging VMF werken onder de naam 'Verenigde Machinefabrieken Stork'. In 1978 werd onder druk van de toenmalige malaise in de zware machinebouw, als afsplitsing van VMF Stork, 'Stork Werkspoor Diesel' (SWD) gevormd. In sommige gevallen werden de na 1968 gebouwde motoren als 'Stork-Werkspoor' motoren aangeduid. Uiteindelijk werd in 1991 SWD overgenomen door het Finse Wärtsilä. De afkorting SWD werd nog enige jaren gehandhaafd en stond dan voor 'Stork Wärtsilä Diesel'.

4.31.3.2 Producten

In het midden van de 19^{de} eeuw was de fabriek een belangrijke economische factor in Nederland en telde circa 1000 werknemers. De activiteiten concentreerden zich op de bouw van stoommachines en -ketels voor de scheepsbouw, de suikerindustrie en de bouw van spoorwegmaterieel. Ook werden er stoommachines, stoomketels, centrifugaal- en schroefpompen en andere onderdelen voor gemalen gebouwd. Zo werden bijvoorbeeld de gietijzeren balansarmen voor de gemalen De Cruquius, Leeghwater en Lynden in de Haarlemmermeerpolder vervaardigd. Daarnaast heeft het bedrijf de bouw van een aantal grote stalen bruggen op zijn naam staan, zoals de Waalbrug bij Nijmegen en de Moerdijkbrug.

Hoewel, als gevolg van de eerder genoemde brand, niet bekend is hoeveel gemalen er met een stoommachine van Van Vlissingen & Dudok van Heel waren uitgerust, moet het een aanzienlijk aantal geweest zijn.

Wat betreft centrifugaal- en schroefpompen kan Werkspoor gerekend worden tot één van de belangrijkste fabrikanten van deze opvoerwerktuigen in de Nederlandse bemalingswereld. Zij hebben ook aan de wieg gestaan van de ontwikkeling van in beton gegoten pompslakkenhuizen en een belangrijke rol gespeeld bij de levering van pompen ten behoeve van de Zuiderzeewerken en eerder bij het droogpompen van de door de watersnood van 1916 getroffen gebieden rond de toenmalige Zuiderzee.

Vanaf 1903 werden door Werkspoor dieselmotoren gebouwd op basis van een tienjarig licentiecontract met de Duitse Machinefabriek Augsburg-Neurenberg (MAN) in Augsburg. Dit waren relatief eenvoudige, stationaire A-frame motoren met vermogens van 20-300 pk, die daardoor ook zeer goed bruikbaar waren als aandrijving voor gemalen. De motor werd later iets aangepast en bleef tot 1933 in productie onder de typenaam TL. In dat jaar ontwierp Werkspoor zelfstandig een nieuw standaardtype dieselmotor, de TM.

Dit was een viertakt trunkzuigermotor met directe insputing van de brandstof onder hoge druk. Ongeveer tegelijkertijd werd ook een snellopende dieselmotor op basis van het ontwerp van de Engelse constructeur Ricardo in productie genomen, het type R150. Dit type is, voor zover bekend, niet in gemalen toegepast. In de Tweede Wereldoorlog werd opnieuw gewerkt aan een nieuw type dieselmotor. Deze werd in 1947 gepresenteerd en vanaf 1951 geleverd onder de naam Werkspoor-Lugt, vernoemd naar de hoofdontwerper, ir G.J. Lugt.

In 1965 werd nog de viertakt scheepsdieselmotor, type RUB ontwikkeld (R staat voor Ricardo, U is bouw in V-vorm en B betekent dat het om een zogenaamde 'opgeladen' motor gaat). Dit type motor blijft tot omstreeks 1989 in productie; de laatste jaren via een overeenkomst met de Brons Industrie Groep.

4.31.3.3 Techniek

Werkspoor duidde zijn viertaktmotoren aan met een combinatie van letters en drie cijfers. De letters stonden voor de uitvoering en de toepassing van de motor, waarbij T stond voor trunkzuiger, M voor mechanische insputing, L voor luchtverstuiving, V voor verlaagd kruishoofd, A voor A-frame en S voor Scheepsuitvoering. Betrof het een motor met een zogenaamd oplaadsysteem, dan werd de letter B (van Büchi) toegevoegd. Met de eerste twee cijfers werd de binnendiameter (de boring) van de cilinders in centimeters weergegeven, terwijl met het laatste cijfer het aantal cilinders werd aangeduid. Zo ontstaat dan bijvoorbeeld TMA 278.

Bijzondere specifieke constructieve kenmerken bij bepaalde types Werkspoor motoren zijn het zogenaamde verlaagd kruishoofd, voortvloeiend uit het bij de scheepvaarttoepassing gewenste lage zwaartepunt en bouwhoogte. Verder vormen hierbij de cilinderkop en de cilinder één geheel, waardoor bij eventueel noodzakelijke demontage de zuigers zijdelings uit de motor moesten worden gehaald.

Bij de latere Stork-Werkspoor motoren werden op nagenoeg dezelfde manier de volgende typeaanduidingen gehanteerd: de eerste letter stond voor de volgorde van ontwikkeling A, B, C, etc., R voor het Ricardo voorkamersysteem en O voor oplading. De boring en het cilinder aantal werden op dezelfde wijze als bij Werkspoor aangegeven.

4.31.3.4 In Nederland

Bij de viering van het 125-jarig bestaan van Werkspoor in 1952 hadden zij 67 door diesel aangedreven bemalingsinstallaties gebouwd. In de jaren daarna tot 1978 kunnen hieraan -inclusief die met onder de naam Stork-Werkspoor gebouwde motoren- zeker nog een tiental toegevoegd worden.

Het eerste met een Werkspoor dieselmotor uitgeruste gemaal was het in 1904 gebouwde gemaal van de Nedorperpolder, dat tot 1941 in bedrijf is geweest. Hiervan wordt aangenomen dat dit het eerste gemaal ter wereld was met een verbrandingsmotor. Het betrof een ééncilinder A-frame motor met luchtverstuiving.

Tot omstreeks 1926 zijn deze A-frame motoren toegepast. In 1913 onder andere in de gemalen De Ronde Hoep in Ouderkerk a/d Amstel (80 pk), het gemaal Overdie/Achtermeer in Alkmaar (20 pk) en gemaal De Waker in Oostzaan. Vervolgens in gemaal Leeghwater van de Haarlemmermeerpolder, waar in 1914 een viercilinder 450 pk dieselmotor met luchtverstuiving werd geplaatst; ook in 1914 een ééncilinder in gemaal Dirksland (molenstomp) en gemaal Blokland bij De Hoef (25 pk) en verder in 1917 in het gemaal van de polder Zeevang in Noord-Holland. In 1922 werd een A-frame diesel in het Bovengemaal Boezemvaart in Rotterdam opgesteld, die tot de elektrificatie in 1943 dienst heeft gedaan. In 1925 werden twee 140 pk sterke diesels in het in 1899 gestichte Oostelijk Stoomgemaal in Rotterdam geplaatst; deze hebben tot 1961 vier centrifugaalpompen aangedreven. A-frame motoren zijn ook in gemaal De Vereeniging in Voorschoten (1926) en het gemaal van de Diemerpolder (1926) toegepast.

Belangrijke gemalen met motoren in de T-serie waren onder andere gemaal Leemans (1928) bij Den Oever met twee zescilinder 600 pk motoren, gemaal Huygendijk (1933) met twee driecilinder 200 pk motoren, gemaal Spaarndam (1933) met twee 240 pk motoren, gemaal Pijnacker Hordijk (1935) in Gouda met drie 460 pk TM356 motoren, gemaal Oosthuizen in De Beemster met twee 100 pk motoren, gemaal J.M. van der Schalk (1937) in Schiedam met twee 300 pk motoren en gemaal Vissering (1942-1946) te Urk met drie 6VM 500/900 motoren van elk 1250 pk. Belangrijke naoorlogse gemalen waren het Mr. G.J.H. Kuykgemaal (1952) met twee TMA 276 motoren, de gemalen Katwijk (1954) met twee achtcilinder TMAB 278 motoren en Cremer in Termunterzijl waar in 1956 een TMA 278 motor werd geplaatst. De laatste motoren uit deze serie waren de vier zescilinder 1200 pk TMAB 396 motoren die in 1967 in gemaal De Blocq van Kuffeler bij Almere werden geïnstalleerd. Hiermee werd samen met het dieselgemaal Wortman en de elektrische gemalen Colijn, Lovink de bijna 98.000 ha grote Flevopolder drooggemalen.

Vermeldenswaard is ook de Werkspoor Lugt motor die in 1953 in het gemaal Lynden werd geplaatst en die tot 1967 dienst heeft gedaan, terwijl dit eigenlijk een specifiek voor de scheepvaart ontwikkelde motor was.

In de jaren 1970 tot 1985 zijn onder de vlag van Stork Werkspoor gebouwde motoren onder andere toegepast in gemaal Grootslag in Andijk (1974) met een 610 pk sterke RHO 218k, het gemaal van de Nieuwe Bullewijker polder (1974) met een DRO 216, gemaal De Vier Noorder Koggen in Andijk (1976), waar een DR 216 werd geplaatst, gemaal Nieuw Lutterzijl (1977) met een DRO 218k, het Mr. G.J.H. Kuijkgemaal waar in 1980 bij de twee al aanwezige Werkspoormotoren en ter vervanging van een Worthington BB 6 motor uit 1952 een Stork Werkspoor ARO 158 is geplaatst. Tot slot gemaal Westerkogge bij Hoorn, waar in 1982 een DA 216 kwam te staan.

4.31.4 Gebr. Stork & Co

4.31.4.1 Historie



Stork & Co werd in 1868 in Hengelo opgericht door de broers Charles Theodorus en Jurriaan Engelbert Stork en diens zwager Hendrik Jan Ekker. In eerste instantie bestonden de activiteiten uit reparatiewerk aan machines voor de textielindustrie. Al snel vond uitbreiding plaats met de bouw van nieuwe machines voor de textielindustrie en de voor de aandrijving benodigde stoommachines. De volgende stap was de bouw van stoomketels en stoommachines voor schepen, landinstallaties en gemalen en later vooral stoomturbines voor energiecentrales. In 1908 werd gestart met de fabricage van

zowel centrifugaal- als schroefpompen in een speciaal hiervoor opgerichte pompendivisie.

Aanvankelijk leek Stork niet aan te kunnen haken bij de opkomst van nieuwe aandrijftechnieken, zoals de verbrandingsmotor. Het duurde tot 1930 voordat Stork het roer omgooide en een licentieovereenkomst werd gesloten met het Duitse AEG (Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft) voor de bouw van Hesselman dieselmotoren. Deze waren in eerste instantie bedoeld voor toepassing in de scheepsbouw, maar dienden later ook voor de aandrijving in grotere gemalen. In de jaren veertig van de vorige eeuw werd vervolgens een licentieovereenkomst met de Engelse constructeur Ricardo gesloten voor de bouw van kleinere stationaire dieselmotoren. Aansluitend daarop werd ook de onder licentie gebouwde Ganz-Jendrassik motor op de markt gebracht. Ook deze motoren, snellopers met een wervelverbrandingskamer, vonden naast gebruik in de scheepsbouw, op suikerplantages en voor elektriciteitsopwekking, toepassing voor de aandrijving van pompen in gemalen.

In 1951 werd de Utrechtse machinefabriek Jaffa ingelijfd; wat betreft de kennis en de bouw van verbrandingsmotoren voegde dit bedrijf echter niets toe.

Een veel groter effect had de in 1954 voltrokken fusie met de Amsterdams-Utrechtse machinefabriek Werkspoor, waarmee al sinds 1890 op organisatorisch niveau banden bestonden. De beide gefuseerde bedrijven bleven min of meer zelfstandig opereren onder de naam 'Verenigde Machinefabrieken Stork-Werkspoor' (VMF). Stork maakte dankzij deze fusie een belangrijke inhaalslag op het gebied van kennis en de productie van verbrandingsmotoren. De verschillende types dieselmotoren van beide bedrijven werden voortaan onder de naam 'Stork-Werkspoor' geleverd. De grote(re) scheepsmotoren werden bij Stork in Hengelo gebouwd, de kleinere stationaire motoren in de fabrieken van Stork in Zwolle (sinds 1948) en Werkspoor in Amsterdam. In de periode 1954 tot 1980 was Stork-Werkspoor marktleider in het segment pompen voor gemalen met een marktaandeel van ongeveer 30 tot 35%. Het aandeel verbrandingsmotoren hield hiermee echter geen gelijke tred en lag veel lager, niet in de laatste plaats door de inmiddels sterk toegenomen toepassing van elektrische aandrijving. In 1968 ging VMF werken onder de naam 'Verenigde Machinefabrieken Stork'.

De tweede helft van de vorige eeuw, met de naoorlogse periode van wederopbouw, was voor Stork een periode van explosieve groei. De productie van zogeheten zware kapitaalgoederen floreerde met overnames van diverse bedrijven -zo werd in 1966 Machinefabriek Kromhout overgenomen- en ging gepaard met een enorme verbreding van het werkgebied. De pompdivisie was daarbij met 100 werknemers slechts een klein onderdeel in het toen meer dan 25.000 werknemers tellende bedrijf. Het einde van de wederopbouw en de snelle opkomst van vooral de met staatssteun en lagere lonen werkende zware industrieën in het verre Oosten leidden echter op betrekkelijk korte termijn tot de ondergang van de zware machinebouw bij Stork.

Een en ander leidde in het verliesgevende jaar 1969 tot het pijnlijke besluit te stoppen met de verdere ontwikkeling en de bouw van grote dieselmotoren in Hengelo. Ook de activiteiten van Kromhout werden toen beëindigd.

In 1978 ontstond onder druk van de malaise in de zware machinebouw, als afsplitsing van VMF Stork, 'Stork Werkspoor Diesel' (SWD), dat met overheidssteun kans zag het hoofd boven water te houden. De laatste onder de vlag van Stork gebouwde dieselmotor verliet in dat jaar de fabriek in Zwolle. Door SWD werden toen nog wel scheepsdieselmotoren ontwikkeld en gebouwd, de TM 410 en de TM 620.

De periode 1981 tot 1992 kende een reeks ingrijpende reorganisaties. Positief gevolg hiervan was in 1989 het afsluiten van de joint venture met het Finse concern Wärtsilä, dat twee jaar daarvoor ook al Machinefabriek Bolnes had overgenomen. In eerste instantie kwam 60% van de aandelen SWD in handen van Wärtsilä, na enige jaren gevolgd door een algehele overname. De afkorting SWD bleef aanvankelijk gehandhaafd en stond voor 'Stork Wärtsilä Diesel'. Met de overname door Wärtsilä eindigde de band van Stork met dieselmotoren.

De pompdivisie ging een heel andere weg; deze werd in 1997 afgestoten aan BW/IP, dat datzelfde jaar nog met Durco International fuseerde tot Flowserve Corporation. Stork was tot 2016 onder de nieuwe naam Flowserve in Nederland nog steeds een belangrijke leverancier van pompinstallaties voor gemalen. In 1915 is de productie van Stork pompen verlegd naar een nieuwe fabriek in Hengelo.

De 'rest' van wat ooit Stork heette, is na sanering en diverse overnames en omschakeling van de productie van zware investeringsgoederen naar lichtere sectoren, tegenwoordig in handen van Fluor International en bestaat uit de afzonderlijke eenheden Stork Technical Services, Stork B.V. en Fokker Technologies.

4.31.4.2 Producten

Het conglomeraat dat Stork met zijn gelieerde bedrijven ooit was, heeft een groot scala aan machinerieën en installaties gemaakt en is te veel om hier volledig op te sommen. Daartoe behoorden stoommachines, stoomturbines, ketels, accumulatoren, hijskranen, baggermolens, zee sleepboten, spoorwegmaterieel, suikerrietfabrieken, textiel- en levensmiddelenproductiemachines, ventilatoren, pompen en dieselmotoren. De periode waarin de voor de bemaling relevante productie van dieselmotoren zich afspeelt, loopt van omstreeks 1930 tot 1978.

De belangrijkste types uit het productieprogramma waren de viertakt Stork-Hesselman motoren met 4, 5, 6, 7 en 10 cilinders, in vermogen uiteenlopend van 120 tot 1250 pk bij toerentallen tussen 200 en maximaal 385 omwentelingen per minuut. Vervolgens was er de samen met de NV

Motorenfabriek Thomassen in 1950 ontwikkelde tweetakt Stork-Thomassen ST motor met 3, 4, 6 en 10 cilinders en vermogens van 450 tot 1500 pk bij circa 600 toeren per minuut.

Tot slot waren er de Stork-Ricardo motoren in uitvoeringen met 3, 5, 6 en 8 cilinders en vermogens van 85 tot ruim 500 pk, bij toerentallen tussen 600 en 900 toeren per minuut en de snellopende (1000-1250 toeren per minuut) compressorloze viertakt Ganz-Jendrassik motor.

Hoewel nooit als aandrijving in een gemaal toegepast, moet hier toch ook de door Stork zelf ontwikkelde en tussen 1954 en 1964 gebouwde zogenaamde HOTLO scheepsdiesel genoemd worden. Van deze HOTLO (acroniem van: Hesselman Omkeerbare Tweetakt Langspoeling Opladingmotor) zijn circa 165 exemplaren gebouwd; het was het paradepaard van de grote motorenbouw in Hengelo.

4.31.4.3 In Nederland

Het eerste met een Stork-Hesselman motor uitgeruste gemaal was het in 1934 gebouwde gemaal Duurswold in Farmsum; hier werd in 1954 nog een derde door een Stork-Ricardo aangedreven pomp bijgeplaatst. Andere met een Hesselman motor uitgeruste gemalen waren onder andere de gemalen Van der Breggen (1934) bij Waddinxveen, waar een vijfcilinder motor ter bemaling van de Zuidplaspolder aan beide zijden een centrifugaalpomp aandreef, Houtrakpolder (1936), Mr. Dr. G. Kolff (1940), De Waterwolf (1942), A.F. Stroïnk (1953), Boreel (1953), Wortman (1956-1960) en gemaal Prommelsluis (1958).

De eerste Stork-Ricardo motoren werden in 1954 toegepast in gemaal Steukelerzijl en in het Hollandsch-Duitsch gemaal in Nijmegen. Later volgden onder andere de gemalen Moerdijk (1956), De Waakzaamheid in Kolhorn (1958), Breebaart (1961) in Kolhorn, Spijk/Broekse Sluis (1961), Binnenwegse polder (1962), Cadzand (1963), Th. Brans in Boskoop (1964), Palenstein in Zoetermeer (1965), Campen in Ossensisse (1967), Kandia in Groessen (1968), Cromstrijen in Numansdorp en De Eendragt in Zuid-Beijerland (beide in 1971) en als laatste het gemaal J.U. Smit in Kinderdijk (1972).

De in samenwerking met machinefabriek Thomassen ontwikkelde Stork-Thomassen tweetakt ST diesel is, voor zover bekend, nooit als hoofdmotor in een gemaal toegepast. Van de Stork Ganz-Jendrassik motor zijn -voor zover kon worden nagegaan- twee exemplaren toegepast: in het gemaal Wildervankster Participantenverlaat (1936) en in 1959 in gemaal A.F. Stroïnk. Beide waren tweecilinder motoren van het type G 2x150.

Anno 2017 zijn er nog een tiental gemalen waarin Stork diesels functioneel aanwezig zijn. In slechts één daarvan -gemaal Wortman- bevinden zich Hesselman motoren, de overige zijn alle met Ricardo motoren uitgerust.

4.31.5 NV Appingedammer Brons Motorenfabriek

4.31.5.1 Historie



In Farmsum bij Delfzijl ontstond omstreeks 1882 een machine-fabriek en reparatiewerkplaats; de firma 'T. Brons & zonen'. Naast de uit het dorp Wagenborgen afkomstige Tjako Brons, die daar oorspronkelijk al een werkplaats had, werkten hierin zijn vier zonen; waaronder de in 1865 als oudste geboren Jan. Er werden landbouwwerktuigen en stoom dorsmachines gebouwd en reparaties verricht

aan machines in schepen en houtzagerijen.

In 1894 trekken Brons Sr. en de twee op dat moment nog in leven zijnde broers van Jan zich terug op de oude locatie in Wagenborgen, waar zij hun oorspronkelijke activiteiten hervatten. Jan Brons leidt dan alleen de fabriek in Farmsum.

In Wagenborgen had men al eens een stoomlocomobiel gebouwd en was er geëxperimenteerd met een verbrandingsmotor. In de nieuwe fabriek in Farmsum ging Jan hiermee door. Dit resulteerde in 1895 in een goed werkende petroleummotor; door hem de 'Veiligheidsscheepmotor' genoemd.

In april 1900 sloot Jan Brons een vijfjarige verbintenis met plaatsgenoot Nanno Timmer die het benodigde kapitaal voor uitbreiding van de fabriek in Farmsum inbracht. Vanaf dat moment heette de fabriek 'Brons en Timmer Motorenfabriek te Delfzijl'. Hier werd de productie van de Veiligheidsmotor ter hand genomen. Naast toepassing als scheepsmotor, waren de motoren ook geschikt voor stationair gebruik.

Ondertussen begon Jan Brons met de bouw van een dieselmotor met luchtverstuiving. Door gebrek aan eigen theoretische kennis moest hij dit doen aan de hand van artikelen in Engelse kranten en tijdschriften en Engelstalige schoolboeken. Het in 1902 gereed gekomen proefmodel werkte maar kort, onder andere door het falen van het brandstof inblaassysteem met behulp van een compressor. Dit leidde tot de ontwikkeling van gasverstuiving met behulp van het -later zogenaamde- verstuiverbakje.

In 1905 eindigde de verbintenis met Timmer en ging Jan Brons verder met ingenieur Dirk Bolthuis Tonkes. Samen richtten zij in 1906 de 'NV Appingedammer Brons Motorenfabriek' op. In het jaar daarop betrokken zij een nieuw gebouwde fabriek aan het Damsterdiep in Appingedam.

In de Tweede Wereldoorlog werd door Brons, samen met de fabrikanten Bolnes, De Industrie en Kromhout, gewerkt aan de ontwikkeling van een eenheidsmotor met een vermogen tussen 100 en 200 pk met als oogmerk na afloop van de oorlog de concurrentie aan te gaan met de toenmalige grote motorfabrikanten. Brons zou voor deze motor het gietwerk leveren. Deze plannen verdwenen na de oorlog echter als sneeuw voor de zon. De samenwerking leidde wel tot de oprichting in 1948 van SAMOFA (Samenwerkende Motoren Fabrikanten), waar van 1950 tot 1980 vele duizenden kleine motoren -als hulpmotor voor de hoofdmotoren van de vier fabrikanten- werden gebouwd.

Jan Brons overleed in 1954 op 89-jarige leeftijd; in 1957 volgden twee externe directeuren hem op. Zijn zoon Tjako werd benoemd tot president-directeur.

In 1971 werd, gestimuleerd door de Nederlandse overheid, de Nederlandse Motoren Combinatie opgericht. Naast Brons waren Bolnes en De Industrie de oprichters. Samenwerking en herstructurering van de Nederlandse motorindustrie gekoppeld aan de sanering van de Nederlandse scheepsbouw was het oogmerk. Deze industrietakken moesten zich wapenen tegen de opkomende buitenlandse en vooral Aziatische concurrenten. Naast de ontwikkeling en de bouw van eigen motoren moest men gezamenlijk komen tot de ontwikkeling van een motortype met een vermogen van 2500 tot 5000 pk bij een toerental van circa 600 omwentelingen per minuut.

In 1971 trok Bolnes zich terug uit de Combinatie zodat Brons en De Industrie als enige partners overbleven. In 1976 volgde daardoor de min of meer onvermijdelijke fusie tussen Brons en De Industrie en ging men verder onder de naam 'Brons Industrie Groep'. De hoge ontwikkelingskosten van de gezamenlijke TD tweetakt turbodieselmotor, stagnerende verkoop hiervan door een wegvallende vraag naar nieuwe schepen en tegenvallende technische prestaties van de motor leidden tot een drastische sanering en in 1977 zelfs tot sluiting van de fabriek van De Industrie.

Vanaf 1976 werd met Stork/Werkspoor onderhandeld over de bouw van de Werkspoor RUB motor bij Brons, met als resultaat dat in 1978 de eerste onderdelen voor motoren van dit type in productie werden genomen.

In 1980 slaagt Brons erin een verkoop/licentiecontract af te sluiten met MAN Duitsland. In het kader van deze overeenkomst krijgt Brons de beschikking over een op gas lopende proefmotor van MAN. Hieruit ontwikkelde Brons een gasmotor. Deze Brons/MAN motor kwam in 1983 in productie.

Ondanks al deze nieuwe initiatieven liep de hoeveelheid orders in de jaren tachtig steeds verder terug; ook de samenwerkingsverbanden met MAN en DAF leverden te weinig omzet op, zodat in 1987 opnieuw een reorganisatie met inkrimping van het personeelbestand onvermijdelijk was. Van de 450 werknemers die het bedrijf in de jaren vijftig had, waren er toen nog 117 over.

In 1989 werd Brons overgenomen door de Amerikaanse motorenfabrikant Waukesha. De nog lopende licentierechten van de MAN gasmotor werden daarbij verkocht aan Crossley. Waukesha nam wel de service en onderdelenlevering over. Vastgesteld moest worden dat toen, na een bestaan van ruim 82 jaar, voor de Appingedammer Brons Motorenfabriek het doek was gevallen.

4.31.5.2 Producten en techniek

De eerste vanaf 1895 geproduceerde motoren -de zogenaamde Veiligheidsmotor- waren horizontale watergekoelde viertakt petroleumvergasser motoren, later gevolgd door een verticale uitvoering met één of twee cilinders, met een vermogen van 1 tot 50 pk bij circa 240 tot 300 omwentelingen per minuut. Hiervan zijn er vele tientallen gebouwd. Hoewel hiervoor bij de toenmalige polderbesturen belangstelling bestond, is van toepassing in een gemaal niets bekend. In 1903 patenteerde Brons een motor die zonder brandstofpomp en verstuiver op diesel of gasolie kon lopen. Dit was de motor met het befaamde zogenaamde verstuiverbakje.

In de eerste paar jaren werden naast de petroleummotor hoofdzakelijk ééncilinder verstuiverbakmotoren gebouwd. In 1909 verliet de eerste tweecilinder de fabriek. In 1912 volgden de drie- en viercilinders. In 1918 had men 16 verschillende cilinderdiameters in productie waarmee een vermogensspreiding van 2 tot 80 pk mogelijk was. Deze motoren werden de 'Originele Bronsmotor' genoemd. In 1918-1919 werd het aantal types teruggebracht tot 6 waaruit de

motortypes C en D ontstonden. Het C type had een losse cilinderkop en het D type een vaste die een geheel vormde met de cilinder. Al deze viertakt verstuiverbakmotoren -de zogenaamde 'bakjesknappers'- zijn vanaf 1904 tot 1933 geproduceerd. In totaal werden er 2384 verstuiverbakmotoren gebouwd. Een aantal daarvan heeft als aandrijving in een gemaal gewerkt. Het patent op dit verbrandingssysteem werd in 1906 door het Deutsche Patentamt verleend. Diverse buitenlandse motorenfabrikanten -in totaal meer dan veertig- sloten in de daarop volgende jaren contracten af om deze Bronsmotoren in licentie te mogen bouwen. Hieronder waren onder anderen Deutz, Cummins, Dodge en Daihatsu.

In 1924 ontwikkelde Jan Brons een motor met drukverstuiving of, zoals hij het noemde, een direct ingespoten motor. Het resultaat was een ééncilinder tweetaktmotor van 90 pk die in 1926 het licht zag. Het ontwerp was zodanig dat ook de eerder geleverde verstuiverbakmotoren konden worden omgebouwd naar drukverstuiving. Deze nieuwe dieselmotoren kregen de type aanduidingen TA, TB, TC, TD en TL, waarbij de T voor tweetakt stond en de tweede letter het vermogen per cilinder aangaf (A was 20 pk, B was 35 pk, L en C waren 50 pk en D stond voor 80 pk). Van 1936 tot 1938 werden achtereenvolgens de viertakt EA en ED motor ontwikkeld en in productie genomen. De AE was leverbaar als één- tot en met viercilinder; de direct ingespoten ED motoren waren leverbaar als drie- tot en met achtcilinder. Het vermogen was 60 pk per cilinder bij een toerental van 320 omwentelingen per minuut.

De laatste EA motor -die vaak als hulpmotor werd toegepast- is in 1963 gebouwd. De tweetakt GB motor werd door Brons ontworpen op basis van beproevingsresultaten van de in de Tweede Wereldoorlog ontworpen eenheidsmotor. De eerste motor van dit type werd in 1947 gebouwd. De motor kwam in 1953 in productie en was leverbaar als twee- tot en met zescilinder met een vermogen van 100 tot 400 pk bij een toerental van 350 omwentelingen per minuut. De vraag naar compacte en lichte motoren in de scheepvaart werd in deze periode steeds groter. Dit leidde tot het ontwerp van een tweetakt turbocompressormotor met in V-vorm opgestelde zuigers, de GV motor. Deze vanaf 1958 gebouwde motor was leverbaar met 6, 8, 12 of 16 cilinders, met een vermogen van 75 pk per cilinder bij een toerental van 320 omwentelingen per minuut. Later werden deze motoren opgevoerd tot vermogens van 125 pk per cilinder.

De GB en de GV motoren werden tot 1981 gebouwd en werden, naast gebruik als scheepsmotor, in diverse Nederlandse gemalen als aandrijving toegepast.

4.31.5.3 In Nederland

Ondanks het grote aantal gebouwde verstuiverbakmotoren is het aantal dat in een gemaal als aandrijving is toegepast naar verhouding niet groot; dit beperkt zich tot enkele tientallen.

De oudste Bronsmotor die in een gemaal bewaard is gebleven, is de in 1910 geplaatste ééncilinder 50 pk Originele Bronsmotor in het voormalige stoomgemaal Beetskoog uit 1877. Deze motor verkeert nog in werkende staat. In 1912 werd een ééncilinder 40 pk Originele Bronsmotor in het gemaal van het Waterschap Groeve en Binnenlanden geplaatst, deze werd in 1915 overgeplaatst in een nieuw gemaal.

In gemaal Midwolda werd in 1913 een ééncilinder 40 pk Originele Bronsmotor opgesteld. Deze motor bevindt zich tegenwoordig in het Bronsmuseum in Appingedam.

In het gemaal Velsersbroek (1914) staat ook een nog werkende ééncilinder 25 pk Originele Bronsmotor.

In 1923 is in het gemaal Oterdum van het gelijknamige waterschap een viercilinder 160 pk sterke Bronsmotor geplaatst. Deze heeft tot 1941 dienst gedaan, is in 1946 verkocht en omgebouwd tot injectiemotor van 220 pk en is vervolgens in een sleepboot terechtgekomen.

In het voormalige stoomgemaal Sliedrecht bevindt zich een werkende tweecilinder verstuiverbakmotor uit 1924. Ook de verstuiverbakmotor uit 1922 van het gemaal De Eendracht op Tholen is bewaard gebleven; deze C-type tweecilinder 80 pk motor heeft daar van 1924 tot in de Tweede Wereldoorlog dienst gedaan. Daarna was hij in gebruik op een turfsteekmachine. Tegenwoordig staat de motor opgesteld in het museum De Ronde Venen in Vinkeveen.

Uit de periode rond 1920 zijn de tweecilinder C-types in gemaal De Vereeniging in Voorschoten uit 1922 en in gemaal Van Haaften (1926) in Bleskensgraaf bewaard gebleven. Een tweecilinder D-type van 80 pk werd in 1925 in het gemaal Esse, Gans en Blaardorp in Nieuwerkerk a/d IJssel geplaatst.

In de naoorlogse periode is een aantal belangrijke gemalen met Bronsmotoren uitgerust, vooral in de jaren '70 was dit het geval. Vermeldenswaard zijn het inmiddels gesloopte gemaal De Fiemel in Termunten, hier werden in 1952 twee viercilinder ED motoren van 240 pk geplaatst. Type-3 GB motoren zijn toegepast in de gemalen Hagoort in Drongelen (1963, drie stuks), H.D. Louwes in Zoutkamp (1972, drie stuks), en in het inmiddels geëlektrificeerde gemaal Halfweg (1977, drie stuks). Het gemaal Bovenkerk (1974) kreeg twee type-4 GB motoren, waarvan nog één in gebruik is. In gemaal Maelstede in 's-Gravenpolder in Zeeland werden in 1973 twee 5 GB motoren geplaatst; ook dit gemaal is geëlektrificeerd. Ook twee type-5 GB motoren werden in 1978 in gemaal Woudbloem, gemeente Slochteren, opgesteld; hiervan is nog één in functie. In het jaar daarvoor werd in gemaal Nieuw Lutterzijl bij Genemuiden een 5 GB geplaatst, deze motor is in 2012 vervangen door een John Deere dieselmotor.

Het in 1973 gebouwde, in de periode 1997 tot 2000 geëlektrificeerde, gemaal De Helsdeur in Den Helder was uitgerust met vier 6 GB motoren. 6 GV motoren werden toegepast in de gemalen Drie Delfzijlen (1972, twee stuks), Leeghwater te Buiten Kaag (1973, twee stuks), Cremer bij Termunterzijl (1976, twee stuks) en in het uit 1920 daterende gemaal De Waterwolf bij Lammerburen (1977, vier stuks).

Eén van de twee motoren van gemaal Cremer is in zijn originele opstelling nog te bezichtigen in het inmiddels buiten bedrijf gestelde en als museum ingerichte gemaal.

Tot slot zijn in 1967 twee 8 GV's in gemaal Lynden geplaatst. Hiervan is een exemplaar tot de buitengebruikstelling van het gemaal in 2005 in bedrijf geweest.

4.31.6 Kromhout Motoren Fabriek

4.31.6.1 Historie en producten



De wortels van de Kromhout Motoren Fabriek liggen in de in 1867 door Daniël Goedkoop voor zijn zoon Daniël Goedkoop Jr. (Daan II) en schoonzoon Johannes Kloos gekochte scheepswerf 'Het Kromhout' te Amsterdam. Zij zetten de werf voort onder de naam 'D. Goedkoop Jr'. In 1894 werd de exploitatie van de werf in handen

gelegd van Daniël Dzn. (Daan III), de zoon van Daniël Jr. Onder leiding van zijn derde zoon Jan werd in datzelfde jaar een afdeling opgezet die zich bezig ging houden met machinebouw; in eerste instantie hoofdzakelijk stoomketels en -machines. Omstreeks 1901 viel het besluit om ook motoren te gaan bouwen. Dit was eigenlijk het moment van het ontstaan van de latere Kromhout Motoren Fabriek. Startpunt was een ontwerp op basis van de Amerikaanse tweetakt Mianus benzinemotor met een vermogen van 2, 4 en 6 pk. Dit experiment bleek geen succes: het gebruik was te ingewikkeld. Na een aanvankelijk niet geslaagd intermezzo van de bouw van een langzaam lopende 12 pk viertakt petroleummotor slaagde men er in 1905 toch in een bevredigend werkende petroleummotor te bouwen.

Intussen hadden het belang en de omvang van de motorenafdeling de scheepswerf overvleugeld. Daarom werd in 1908 aan de overzijde van het IJ in Amsterdam-Noord een nieuwe fabriek gebouwd, onder de naam 'Kromhout Motoren Fabriek', waarna in 1911 de werf Het Kromhout werd verkocht. In 1910 werd als eerste een tweetakt ruw-olietmotor ontwikkeld: de R.O. motor die in 1911 in productie ging. Deze éencilinder motor werd gemaakt met een vermogen oplopend van 8 tot 50 pk onder de typenummers ER 0, -00, -I, -II, -III en -IV. In 1913/1914 volgde een middeldruk-gloeikopmotor, volgens ontwerp van de inmiddels bij de firma in dienst getreden Zweedse constructeur Martin Kahr. Dit succesvolle één-, twee- of viercilinder M-type leverde, afhankelijk van het cilindertal en -afmetingen en de compressieverhouding, een vermogen van 8 t/m 260 pk bij een toerental van 240 tot 550 omw/min.

In 1927 werd de even succesvolle tweetakt hogedrukmotor type B op de markt gebracht. Deze driecilindermotor had een watergekoelde voorkamer, gedeelde verbrandingsruimte en directe brandstof-inspuiting. Hij leverde 150 pk bij 350 omw/min. Later werden de hierop gebaseerde en door-ontwikkelde types H en K gepresenteerd. Type H werd geleverd met 2, 3, 5 of 6 cilinders, het vermogen liep van 60 tot 420 pk bij toerentallen tussen 300 en 390 omw/min. Type K (het kleinere type) had 1, 2 of 3 cilinders waarbij het vermogen van 6,5 tot en met 60 pk liep bij een toerental tussen 500 en 850 omw/min. Al deze motoren vonden hoofdzakelijk toepassing in de (kleine) handelsvaart.

In 1932 sloot Kromhout een licentiecontract af met de Engelse motorenfabrikant L. Gardner & Sons voor de bouw en de levering van snellopende viertakt dieselmotoren volgens het Ricardo-patent; de types LW, LS en LSK. Naast toepassing in de industrie werden deze motortypes ingebouwd in de vrachtauto's en de autobussen met de bouw waarvan Kromhout in 1935 was gestart. Voor zover bekend, zijn deze motoren nooit als aandrijving in een gemaal toegepast.

In 1947, na afloop van het licentiecontract met Gardner, zag de in eigen huis ontwikkelde G-108 motor het levenslicht als opvolger van de LW- en LS-types. Dit type viertaktmotor met directe brandstofinspuiting had als bijzonderheid de toepassing van een zogenaamde 'Rootsblower'; een lagedrukcompressor waarmee meer verbrandingslucht wordt toegevoerd, met als effect een groter vermogen bij een gelijkblijvende cilinderinhoud. De serieproductie van deze motor startte in 1951. In 1949 verscheen, na een vertraging van bijna 10 jaar als gevolg van de Tweede Wereldoorlog, als opvolger van het H type, een nieuwe tweetaktmotor: de A-190 die als 3, 4, 6 en 8 cilinder leverbaar was. Al snel werd dit motortype in 1954, respectievelijk 1958, opgevolgd door de F- 240 en de F- 240df (dual fuel).

De in 1958 gestarte verdere ontwikkeling van het G-type leidde vervolgens tot het ontstaan van de GS 108 en de TS 117; gevolgd door de sterkere TV 120 (V voor in V-vorm geplaatste cilinders). De productie van deze motoren startte in 1962; zij waren leverbaar als 3, 4, 6, 8 en 12 cilinder; het maximum vermogen bedroeg 375 pk. Deze types werden hoofdzakelijk toegepast in de kleine handelsvaart en visserij; voor zover bekend zijn ze nooit als aandrijving in een gemaal gebruikt.

In 1966 werd Kromhout opgenomen in het VMF/Stork-Werkspoor concern. De malaise in de zware machinebouw in Nederland, en in het bijzonder bij Stork, leidde in 1969 tot de beëindiging van de activiteiten en sluiting van de Kromhout Motoren Fabriek. De productie van de F- en de TV-motoren werd nog enkele jaren in de fabriek van Stork-Werkspoor in Amsterdam voortgezet tot in 1970 met de verkoop van deze motoren werd gestopt en het doek definitief viel.

4.31.6.2 In Nederland

In de periode 1905 tot omstreeks 1935 is een flink aantal kleinere gemalen met een Kromhout motor uitgerust, voornamelijk in Noord-Holland en Zuid-Holland. De eerste hiervan waren in 1904 gemaal Breeveld in Woerden, in 1905 het gemaal van de Spiegelpolder bij Nederhorst den Berg met een 26 pk ER II motor en gemaal 'De Waker' in Oostzaan met een 50 pk type ER IV. In 1913 werd dit gemaal uitgebreid met een tweede door een Werkspoor diesel aangedreven pomp. In 1966 werd hier een -inmiddels geëlektrificeerd- nieuw gemaal gebouwd met een elektrisch aangedreven en een door een Kromhout 3F 240 van 240 pk aangedreven centrifugaalpomp. In 1911 werd een 20 pk RO motor in het gemaal van de Poelpolder bij Haarlem geplaatst. Omstreeks 1925 werd in gemaal Bern bij Well (Gld) een tweecilinder gloeikop type M geplaatst. In het gemaal Leemans bij Den Oever werd in 1929 als noodstroomaandrijving een tweecilinder 2-ER II opgesteld die tot 1990 in bedrijf is geweest. In de loop van 1939 werden in het Defensiegemaal bij het militaire vliegveld bij Bergen (NH) twee driecilinder TS motoren geïnstalleerd. Dit gemaal is in 2013, na buiten gebruikstelling vanaf 1948, geëlektrificeerd. In 1948 werd in het gemaal van de polder Hensbroek in Noord-Holland een tweecilinder Kromhout geplaatst, net als in 1950 in gemaal Waarde. In 1960/1961 werden twee van de laatst ontwikkelde types 6F 240, (zescilinder 600 pk) in gemaal A.F. Stroink bij Vollenhoven geplaatst, deze hebben tot 1991 dienst gedaan.

Van recentere datum waren de gemalen Zuidpolder in Edam (1960) met een viercilinder TS 117 motor (in 2015 gesloopt), gemaal Bloemers (1964) in Appeltern met drie 3FD 240 motoren, gemaal De Drie Grote Polders (1965) en het in 1968 gebouwde gemaal Geestmerambacht met twee 4F 240 motoren. Deze drie laatste gemalen zijn inmiddels geëlektrificeerd. Ten slotte nog het gemaal De Valle bij Colijnsplaat, hier werden in 1969 twee Kromhout diesels geplaatst die tot 1982 dienst hebben gedaan en de 3F 240 motor uit 1967 van het gemaal Middelpolder

bij Amstelveen die in 2023 uit bedrijf is genomen en overgedragen aan het Kromhout museum in Amsterdam.

Aangenomen mag worden dat het aantal gemalen in Nederland waarin een Kromhout motor is toegepast circa honderd bedraagt.

Momenteel zijn nog slechts zeven Kromhout motoren in werkende staat en functioneel in een gemaal aanwezig. Dit zijn de gemalen:

- Hennipsloot bij Zevenhuizen (ZH) met een LS 80 uit 1947
- Winkel bij Mijdrecht met een 6F 240 uit 1960
- Holland Sticht en Voorburg bij Loenen met een 6TS 117 uit 1966
- Waardassacker bij Abcoude met een 5TS 117 uit 1965
- Langeslag in Laag Zuthem met een 4TS 117 en een 8TS 117, beide uit 1965
- Baambrugge Westzijde (De Horn) met een 4TS uit 1969
- De Haas van Dorsser in Oude-Tonge met een 8TS 117 uit 1970; dit is ook de laatste in een gemaal toegepaste Kromhout motor

4.32 Eenheid voor eenheden en symbolen

Sinds 1978 wordt in Nederland het internationale stelsel van eenheden (SI) erkend. SI staat voor System International d'Unites. Het stelsel kent 7 grondeenheden en een groot aantal afgeleide en of samengestelde eenheden. Alle eenheden worden aangeduid met een naam die men grootheid noemt. Zo is de meter de grondeenheid voor de grootheid lengte die met het symbool m wordt aangeduid.

In deze leidraad en de oude technische beschrijvingen van gemalen, maar meestal ook op de instrumenten op de locatie zelf, treft men vaak nog de oude eenheden aan wat tot verwarring kan leiden. Daarom een uiteenzetting van het (nieuwe) stelsel met een relatie naar het voor 1978 gebruikte en inmiddels verouderde stelsel en aanduidingen.



Manometers met een schaal in kg/cm²

De lezer van deze leidraad, de medewerker of de bezoeker van het gemaal, die het onderwijs hebben gevolgd tot het einde van de jaren 70 van de vorige eeuw, zal zich om voornoemde reden makkelijker uitdrukken in de oude eenheden zoals calorie, paardenkracht en atmosfeer. De generatie hierna zal de Joule, Watt en bar uit het SI stelsel gebruiken. In het dagelijkse leven zondigen overigens beide generaties met betrekking tot dit nieuwe stelsel, want bij de groenteboer hebben we het nog steeds over een kilogram aardappelen. Gewicht is per definitie een kracht en wordt uitgedrukt in Newton. De kilogram is in het SI stelsel de eenheid voor de grootheid massa,

waarvoor het symbool kg wordt gebruikt. Ook de voedingswaarde van ons voedsel blijven we nog steeds uitdrukken in calorieën terwijl dat eigenlijk Joule moet zijn.

4.32.1 Internationaal eenhedenstelsel

Het internationale stelsel van eenheden (SI) kent 7 grondeenheden voor even zoveel basis grootheden. Van deze grondeenheden zijn de andere fysische grootheden afgeleid. De grondeenheid voor de basis grootheid lengte is de meter en wordt aangegeven met het symbool m. De afgeleide eenheid voor de grootheid oppervlakte is vierkante meter en wordt aangegeven met het symbool m². Een aantal van de afgeleide eenheden heeft vervolgens weer een eigen naam en symbool. Voor de in deze leidraad gebruikte grootheden worden hierna de grondeenheden en de afgeleide eenheden aangegeven. Ook worden hiervoor de omrekeningsfactoren gegeven.

Grondeenheden

Grootheid		SI-eenheid	
		naam	symbool
1	Lengte	meter	m
2	Massa	kilogram	kg
3	Tijd	seconde	s
4	Elektrische stroom	ampère	A
5	Thermodynamische temperatuur	Kelvin	K
6	Hoeveelheid stof	mol	mol
7	Lichtsterkte	candela	cd

Definitie grondeenheden

1	Meter	De meter is de lengte van de afstand die het licht aflegt in een tijd van $1/299792458$ seconde.
2	Kilogram	De massa van een prototype van platina-iridium, dat door de Derde Algemene Conferentie voor maten en gewichten tot eenheid van massa is verklaard en dat wordt bewaard in het Internationale Bureau voor maten en gewichten te Sèvres bij Parijs.
3	Seconde	De tijdsduur van 9192631770 perioden van de straling overeenkomend met de overgang tussen twee hyperfijn niveaus van de grondtoestand van het atoom cesium 133.
4	Ampère	De constante elektrische stroom, die indien hij geleid wordt door twee evenwijdige, rechte en oneindig lange geleiders van te verwaarlozen cirkelvormige doorsnede, welke geplaatst zijn in het luchtledig op een onderling afstand van 1 meter, tussen de twee geleiders voor elke meter lengte een kracht veroorzaakt gelijk aan 2×10^{-7} N.
5	Kelvin	De thermostatische temperatuur, die gelijk is aan het $1/273,16$ gedeelte van de thermodynamische temperatuur van het tripelpunt (vast, vloeibaar en gasvormig) van water.
6	Mol	De hoeveelheid stof, die evenveel deeltjes (atomen of moleculen) bevat als $0,012$ kg van het nuclide ^{12}C .
7	Candela	De lichtsterkte, in een gegeven richting van een bron die een monochromatische straling met een frequentie van 540×10^{12} hertz uitzendt en waarvan de stralingssterkte in die richting $1/683$ watt per steradiaal is.

Afgeleide eenheden met eigen naam en symbool

Grootheid	SI-eenheid		
	naam	symbool	Afleiding
oppervlakte	vierkante meter	m ²	
inhoud	kubieke meter	m ³	
snelheid	Meter per seconde	m/s	
versnelling	meter per seconde kwadraat	m/s ²	
hoeksnelheid	radiaal per seconde	rad/s	
volumieke massa, dichtheid	kilogram per kubieke meter	kg/m ³	
stroomdichtheid	Ampère per vierkante meter	A/m ²	
frequentie	hertz	Hz	1/s
kracht	newton	N	kg.m/s ²
druk	pascal	Pa	N/m ² = kg/m.s ²
energie, arbeid, hoeveelheid joule warmte		J	N.m = kg.m ² /s ²
vermogen	watt	W	J/s = kg.m ² /s ³ .
elektrische lading	coulomb	C	A.s
elektrische spanning	volt	V	W/A = kg.m ² /s ³ .A
elektrische capaciteit	farad	F	C/V
elektrische weerstand	ohm	Ω	V/A = kg.m ² /s ³ . A ²
magnetische flux	weber	Wb	V.s = kg.m ² /s ² .A
zelfinductie	henry	H	Wb/A = kg.m ² /s ² . A ²

Combinatie van afgeleide eenheden met eigen naam en een grondeenheid

Grootheid	SI-eenheid	
	naam	symbool
moment van een kracht	Newton meter	N.m
soortelijke warmte	joule per kilogram kelvin	J/kg.K
thermische geleiding	watt per meter kelvin	W/m.K
elektrische veldsterkte	volt per meter	V/m
dynamische viscositeit	pascal seconde	Pa.s

Voorvoegsels

Bij het internationale stelsel van eenheden hoort ook een aantal voorvoegsels voor het vormen van decimale veelvouden of delen van de eenheid. Hiermee kan een beter hanteerbare getalwaarde van de grootte worden verkregen.

Voorvoegsel	Symbool	factor	Voorvoegsel	Symbool	factor
exa	E	10^{18}	deci	d	10^{-1}
penta	P	10^{15}	centi	c	10^{-2}
tera	T	10^{12}	milli	m	10^{-3}
giga	G	10^9	micro	μ	10^{-6}
mega	M	10^6	nano	n	10^{-9}
kilo	k	10^3	pico	p	10^{-12}
hecto	h	10^2	femto	f	10^{-15}
deca	E	10^{18}	atto	a	10^{-18}

Het symbool van het voorvoegsel bestaande uit een hoofdletter of een kleine letter wordt zonder spatie voor de eenheid geplaatst. Een eenvoudig voorbeeld is: 1000 m wordt genoteerd als km. Voorvoegsels worden niet gecombineerd bijvoorbeeld: 10 km wordt niet geschreven als 1 dakm.

Symbolen

De basisgrootheden, afgeleide grootheden, eenheden en afgeleide eenheden zijn in het SI stelsel voorzien van een symbool. In een aantal gevallen is het symbool ontleend aan één van de hoofd- of kleine letters van het Griekse alfabet.

A α alfa	H η èta	N ν nu	T τ tau
B β bèta	Θ θ thèta	Ξ ξ xi	Υ υ ypsilon
Γ γ gamma	I ι jota	Ο ο omikron	Φ φ phi
Δ δ delta	K κ kappa	Π π pi	Χ χ chi
E ε epsilon	Λ λ lambda	Ρ ρ rho	Ψ ψ psi
Z ζ zèta	M μ mu	Σ σς sigma	Ω ω omega

Griekse alfabet

Het cijfer π (pi) die de verhouding tussen de omtrek en de diameter van een cirkel weergeeft is een voorbeeld hiervan. Ook wordt gebruikt gemaakt van de voorletters van de wetenschappers die zich met een bepaald natuurkundig verschijnsel hebben bezig gehouden zoals bijvoorbeeld Newton waarvan de letter N staat voor het grafische symbool van kracht.

Druk

De grootheid druk, officieel uitgedrukt in de eenheid Pa (Pascal), is sinds de jaren 70 van de vorige eeuw nieuw. Deze grootheid werd voorheen op verschillende manieren aangegeven. De huidige en officiële benaming volgens het SI eenheden stelsel voor druk is pascal (Pa). Deze eenheid is te klein voor het dagelijks gebruik (1 atm. = 100.000 Pa) en zou eenvoudig tot afleesfouten kunnen leiden bij instrumenten. In de techniek wordt daarom kPa of bar gebruikt, waarbij 1 bar ongeveer gelijk is aan 100 kPa. De eenheid van 1 bar is zonder al te grote fout te vergelijken met 1 kg/cm².

Herleiding oude eenheden voor druk

1 at (technische atmosfeer)	98,0665 kPa	0,980665 bar
1 atm (normale atmosfeer)	101,325 kPa	1,013250 bar
1 kg/cm ²	98,0665 kPa	0,980665 bar
10 m H ₂ O (water)	98,0665 kPa	0,980665 bar
10 mm Hg (kwik)	1,3332 kPa	0,013333 bar
1 lbf/in ²	6,8947 kPa	0,068947 bar

De manometers (instrument waarmee druk wordt gemeten) op bijvoorbeeld de stoomketels van oude museumgemalen zijn meestal niet vervangen en geven de druk weer in kg/cm².

Temperatuur

In het dagelijkse leven wordt de temperatuur van een stof uitgedrukt in graden Celsius. In sommige Angel Saksische landen, onder andere in Amerika, wordt de temperatuur nog in graden Fahrenheit aangegeven. In de techniek is dit geen handige uitdrukking. Daarom maakt men daar gebruik van de thermodynamische temperatuur uitgedrukt in Kelvin (K) omdat hiermee de verhoudingen tot andere natuurkundige grootheden kunnen worden aangegeven. Bijvoorbeeld de druk van een ideaal gas van een bepaald volume verhoudt zich als de temperatuur. Anders geschreven $T_1/T_2 = P_1/P_2$. In de hedendaagse stoomtabel zie je bijvoorbeeld dat de enthalpie (warmte inhoud) van stoom wordt uitgedrukt in kJ/kg.K.

Kelvin kan eenvoudig worden herleid door bij de temperatuur uitgedrukt in graden Celsius, 273,15 op te tellen. Anders opgeschreven $t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ komt overeen met $T = 273,15\text{ K}$.

Soms wordt de temperatuur kelvin (K) met graden kelvin (°K) uitgedrukt. Dit is pertinent onjuist. De uitdrukking graden en het symbool hiervoor (°) dient voor een correcte aanduiding, maar ook in het spraakgebruik, achterwege gelaten te worden.

Energie, arbeid, hoeveelheid warmte, vermogen en druk

De grootheden energie, arbeid en hoeveelheid warmte worden tegenwoordig uitgedrukt in de eenheid joule (J) terwijl het vermogen meestal in watt (W) wordt aangegeven. Dit schept nogal eens verwarring bij rondleiders op een gemaal maar ook bij het rond te leiden publiek; omdat in de tijd, toen het gemaal werd gebouwd, deze grootheden niet of op een andere manier werden gebruikt.

Arbeid en energie zijn twee verschillende uitdrukkingen voor dezelfde grootheid. Arbeid wordt meestal voor mechanische energie gebruikt, de andere vormen van dezelfde grootheid duiden we aan met energie, elektrische energie, thermische energie of hoeveelheid warmte.

Vermogen is arbeid of energie per tijdseenheid. Hier voor zagen wij dat het vermogen van 1W gelijk is aan 1J/s. Dat betekent dat als dezelfde hoeveelheid arbeid of energie wordt geleverd in een kortere tijd er een groter vermogen nodig is.

Tot omstreeks 1978 was het gebruikelijk om het vermogen van een elektromotor in de eenheid watt (W) uit te drukken en die van een stoommachine of verbrandingsmotor in paardenkracht (pk).

De pk is, evenals de huidige eenheid voor vermogen, arbeid per tijdseenheid. Een pk komt overeen met de arbeid die nodig is om de massa van 75 kg in 1 seconde 1 meter op te hijsen. Anders uitgedrukt 1pk komt overeen met 75 kg.m/sec. Het hier voor aangeduide verschil in aanduiding tussen een elektrische machine en een calorisch werktuig, zoals een stoommachine of verbrandingsmotor, bestaat niet meer en dat is wel zo eenvoudig. Het vermogen van 1pk komt overeen met 735,4987 W of 0,735 kW.

In het verleden gebruikte men voor de grootte warmte de eenheid calorie (cal) en tegenwoordig dus de joule (J). Hierbij komt de hoeveelheid energie van 1 cal overeen met 4,1868 J. Het warmtevermogen, uitgedrukt in de oude eenheden van 1kcal/h, komt overeen met 1,163 kJ/s of 1,163 kW.

Verder kennen we in de elektrotechniek nog het begrip kilowatt uur (kWh) voor een hoeveelheid energie. De kWh past niet in het SI stelsel maar het is wel toegestaan die te gebruiken, bijvoorbeeld om de energierekening te berekenen. Voor de begripsvorming 1 kWh komt overeen met 3,6 MJ.

Water paardenkrachten

In oude (waterbouwkundige) vakliteratuur of verhandelingen over gemalen kom je de uitdrukking Wpk tegen. Deze uitdrukking staat voor water-paardenkrachten, waarbij de W met een hoofdletter werd geschreven en de pk zoals het hoort met kleine letters. Met Wpk's drukte men de grootte van een gemaal uit. Professor Dijkhoorn en ook ingenieur Wouda, de ontwerpers van het Ir. D.F. Woudagemaal in Lemmer, hebben het in een aantal verhandelingen over krachtige gemalen met in eerste instantie een vermogen van 750 Wpk bij Teakesyl (Tacoziyl) en later 900 Wpk voor een gemaal bij de Teroelsterkolk.

Men vermenigvuldigde de hoeveelheid te verplaatsen water, uitgedrukt in liters (1kg) per seconde, met de ontwerp-opvoerhoogte, uitgedrukt in meters en deelde deze door 75 (1pk=75 kgm/sec).

De uitdrukking Wpk is dus een puur theoretisch begrip en zegt weinig over de capaciteit, de opvoerhoogte of het vereiste aandrijfvermogen, dat nodig is voor de aandrijving van het opvoerwerktuig, als hierbij geen systeemrendement wordt aangegeven. Bij het Ir. D.F. Woudagemaal is uiteindelijk een totaal capaciteit gerealiseerd van ongeveer 4000 m³/min met een aandrijfvermogen van 2000 pk.

Tegenwoordig drukt men de grootte van een gemaal uit in het debiet en de daarbij behorende statische opvoerhoogte. Dit debiet, met de daarbij behorende opvoerhoogte, wordt het garantiepunt genoemd. Vervolgens wordt aan de hand van berekening en verwachting over de inzetbaarheid van het gemaal in de toekomst het verdere werkgebied van de pompinstallaties bepaald.

In de ontwerpfase en tijdens de beproeving van een gemaal wordt het theoretisch vermogen gebruikt voor het vergelijken van de garantiegegevens en uiteindelijk het toetsen van de pomp en de pompsysteemrendementen. In die gevallen spreekt men tegenwoordig niet meer over Wpk's maar over kW.

4.33 Geraadpleegde bronnen en verantwoording illustraties

Bij het samenstellen van deze Leidraad is gebruik gemaakt van een aantal bronnen en illustraties die in het bezit zijn de Nederlandse Gemalenstichting en de auteurs. Daarnaast is gebruik gemaakt van informatie op het internet. Zonder uitzondering zijn daarbij zowel de illustraties als de tekst bewerkt en geschikt gemaakt voor het doel. Deze Leidraad is opgesteld en wordt gebruikt zonder enig financieel oogmerk.

4.33.1 Geraadpleegde Bronnen

Krachtwerktuigen	Oliemotoren, Uitgave van Krachtwerktuigen, NV Uitgeversmaatschappij Æ.E. Kluwer, Deventer, Vierde druk 1942 en Zesde druk 1944
J. Vader	Materialenkennis, N.V. Uitgevers-Maatschappij voorheen Van Mantgem & De Does, Vijfde druk 1944
W.J.C. van Paassen J.H. Ruygrok en Ir. H. Schimmel	Scheikunde, J.B. Wolters Uitgeversmij N.V., Groningen, Derde druk 1963
Dipl.-Ing. Heinz Grohe	Benzine en Dieselmotoren, Kluwer Technische Boeken B.V., Deventer-Antwerpen, Tweede druk 1985
Dr.Ir. H.W. van Tijen en Ir. C. Kapsenberg	Scheeps-olliemotoren, NV Uitgeversmaatschappij Æ.E. Kluwer, Deventer-Antwerpen, Tiende druk 1967
Dr.Ir. H.W. van Tijen en J.M. Jansen	Scheepsolliemotoren, NV Uitgeversmaatschappij Æ.E. Kluwer, Deventer, Zesde druk 1932
H. Neumann Ir. J.J. Terwiel en Ir. P.G. Ritterhaus	De Verbrandingsmotor in de Pracktijk, NV Uitgeversmaatschappij Æ.E. Kluwer, Deventer, Tweede druk 1930
Ir. J. Hardonk G. van Twist Ir. A.E.M Sadée en Ing. Slagmolen	Dieselboek, Uitgave: Stichting vakopleiding Automobiel- en Motorrijwielbedrijf, 's-Gravenhage, 1954
J.C. Piek	Scheepsmotoren Beknopte uitgave, N.V. De technische Uitgeverij H. Stam, Haarlem-Antwerpen-Djakarta, Derde druk 1957

Prof. Dipl.-Ing. Frits Dietzel	Technische warmteleer kort en bondig, Technische Uitgeverij De Vey Mestdag BV, Tweede druk 1980
A. de Jong en F. Goud	Handboek der Metaalbewerking, N.V. Technische Boekhandel & drukkerij J. Waltman Jr., Delft, Tweede druk 1930
H. Felix en Ir. J.W. Niermans	Mechanische Technologie, NV Uitgeversmaatschappij Æ.E. Kluwer, Deventer-Batavia, Zevende druk 1924

G. Amelink en S. Jonk	Sterkteleer, J.B. Wolters Uitgeversmij N.V., Groningen, Zevende druk 1963
Drs. U.W. Dijk en Drs. H.F. Monkhorst	Mechanica, J.B. Wolters Uitgeversmij N.V., Groningen, Vierde druk 1963
Ir. W.L. Brocx en Ir. F.P.M. Wijnheijmer	Inleiding tot de energietechniek, N.V. Uitgeverij Nijgh & van Ditmar, 's Gravenhage-Rotterdam, Eerste druk 1971
G.J.A. Steen	Gas-, Zuiggas- en Benzinemotoren, N.V. A.W. Sijthoff's Uitgeversmij., Leiden, Tweede druk 1908
Ir. B. Stephan en S. Snuyff	Verbrandingsmotoren, A.W. Sijthoff's Uitgeversmij., Leiden, Derde druk 1917
Ir. P.G. Rittershaus	Constructie en Berekening van Verbrandingsmotoren, NV Uitgeversmaatschappij Æ.E. Kluwer, Deventer-Batavia, Zesde druk 1949 en Zevende druk 1951
J.M. Homs	Compressoren, N.V. De technische Uitgeverij H. Stam, Haarlem-Antwerpen-Djakarta, Derde druk 1953
Ir. G Knop en J. La Heij	Kennis van Calorische werktuigen voor het Middelbaar onderwijs, Deel II, Uitgeverij v.h. A. Kemperman, Haarlem, Antwerpen, Djakarta, Tweede druk 1950
B. van Rees	Gereedschappen en Gereedschapswerktuigen voor de metaalbewerking, Uitgeverij v.h. A. Kemperman, Haarlem, Antwerpen, Keulen, Veertiende druk 1962
P. Gerritsen en G. Huvers	Hulp- en bijwerktuigen, Uitgeverij Nijgh & van Ditmar

P. Richardus	Verbrandingsmotoren, Uitgeverij v/h A. Kemperman, Haarlem, Tweede druk 1946
W.J. Sluiter	Atlas Krachtwerktuigen, Uitgeverij v/h A. Kemperman, Haarlem
J. La Heij en L.A. de Bruijn en J. Veerman	Werktuigbouwkundig tekenen voor het hoger onderwijs, De Technische Uitgeverij H Stam N.V. Culemborg/Haarlem-Antwerpen-Keulen, De schrijvers, Twaalfde druk 1966
J. Vegter	Patent Brons Honderd jaar verstuiverbakmotoren, Profiel Uitgeverij, Bedum, Eerste druk 2002
J. Vegter	Van Bakjesknapper tot Turbodiesel, Stichting tot instandhouding van Bronsmotoren, Profiel Uitgeverij, Bedum, Eerste druk 1998
J. Vegter	119 jaar schepen en 66 jaar Industrie motoren, Geschiedenis van de werven en de motorenfabriek van D. en John. Boot te Alphen aan de Rijn, Profiel Uitgeverij, Bedum, Eerste druk 2014
J. Vegter	Stuwkracht in Staal, Motorenfabriek Bolnes Krimpen aan de Lek en Motorenfabriek Smit & Bolnes Kinderdijk-Zierikzee, Profiel Uitgeverij, Bedum, Eerste druk 2017
J. Vegter	Land en Scheepsmotoren uit Midden-, Noord-, en Oost-Nederland, Van petroleum- en gasmotoren tot aan gloeikop- en compressorloze viertakt dieselmotoren, Profiel Uitgeverij, Bedum, Eerste druk 2016
J. Vegter	De geschiedenis van de N.V. Machine- en Motorenfabriek v/h Thomassen & Co. De Steeg, Profiel Uitgeverij, Bedum, Eerste druk 2015
Ing. H.J. Bakker Ing. J.H. Dorst Ing. J.J.W. Heese Ing. B.J.H. van Rooij	SI - eenheid voor eenheid, Staatsuitgeverij, 1979
T. van Maanen	Ontwatering en Bevoeiing deel I, Technische Boekhandel en Drukkerij J. Waltman, Delft, 1916
Ir. J.C. Arp	Werktuigkundig en Bouwkundig Handboek, D. Bolle, S.L. van Looy, Amsterdam, 1911

Ir. G. Hofstede Ir. H.J. Meewis Ir. P.G. Rittershaus	Machineonderdelen, Morks Drukkerij en Uitgeverij N.V., Dordrecht, dertiende druk 1951
T. Polderman	Materialenkennis, N.V. Uitgeverij v.h. A. Kemperman, Haarlem-Antwerpen-Keulen-Djakarta, Twaalfde druk 1960
A.P. van Gorp A.P.J. Vijfeijken R. van der Groen B. de Krom W.M.Th. van Hoof en A. A. Jons	De Centrifugaalpomp in de Praktijk, N.V. Koninklijke Nederlandse Machinefabriek voorheen E.H. Begemann, Helmond, Vijfde druk 1967
Ir. D.J. Boks	Pompen, Uitgeverij J.H. Gottmer, Haarlem, 1948
SIHI Group	Basic principles for the design of centrifugal pump installations, SIHI-Halberg, 1980
Ir. J. Stolk en Ir. L.W.P. Bianchi	Pomptechnologie, Educaboek BV, Culemborg, Dertiende druk 1991
Ir. L.W.P. Bianchi en P. Büstraan	Pompen, De technische Uitgeverij H. Stam N.V., Culemborg/Haarlem-Antwerpen - Keulen, Achtste druk 1966
Dr. Ing. Kurt Holzenberger Dipl.-Ing. (F.H.) Klaus Jung	Kreisel-pumpen Lexikon, KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal, Dritte Auflage 1989
Prof. A.T. Troskolanski und S. Lazarkiewicz	Kreiselpumpen Berechnung und Konstruktion, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, Dritte Auflage 1976
J. den Besten	Theorie Wateropvoerwerktuigen in Windmolens, Deel 1, Schepradwatermolens, J. den Besten, Molenbouwkundige, 1972
Prof. H. Dubbel	Tassenbuch für den Maschinenbau, Band 1 und 2, Julius Springer, 1939

H. Felix en Ir. J.W. Niermans	Mechanische Technologie, NV Uitgeversmaatschappij Æ.E. Kluwer, 1949
Ir. P.G. Ritterhaus	Constructie en Berekening van Verbrandingsmotoren, NV Uitgeversmaatschappij Æ.E. Kluwer, Deventer-Djakarta, Zevende druk 1951
Prof. Ir. J.M. Kuijper	Dieselmotoren constructie en berekening, N.V. De technische Uitgeverij H. Stam, Haarlem-Antwerpen-Djakarta, Eerste druk 1954
H. Wytzes	Brandstoffen Smeermiddelen Materialen, Uitgave Smit & Wytzes, Urk- Terschelling, Vijfde druk 1998
E.F. Scholl	De Gids voor Machinisten, A.W. Sijthoff's Uitgevers-Mij, 1909
Ir. J.P. Josephus Jitta	Sluizen en andere waterbouwkundige kunstwerken in en langs kanalen, De Erven F. Bohn N.V., 1947
Ir. H.E. Boer	Kanalen, Kanaalwerken, Polders, N.V. Uitgevers-Maatschappij voorheen Van Mantgem & De Does, Amsterdam
Ir. M.B.N. Bolderman en Ir. A.W.C. Dwars	Waterbouwkunde, Deel V, L.J. Veen's Uitgeversmaatschappij N.V., Amsterdam, Vierde en herziene druk 1950
Ir. A Potma Ir. H.E Boer J.A. Kielman	Weg- en Waterbouwkunde, Deel III, N.V. Uitgevers-Maatschappij Kosmos, Amsterdam, 1936

4.33.2 Verantwoording Illustraties

Ir. H.C. Grosjean	Atlas, Kennis van werktuigen, 3 ^e Deel met alleen samenstellingstekeningen van uitgevoerde stoominstallaties, hulp- en bijwerktuigen, 1933 Uit deze atlas figuren gebruikt van de Bronsmotor

4.33.3 Websites

Nederlandse Gemalenstichting	Diverse archiefgegevens uit de data base over gemalen
TAUW Advies & Ingenieursbureau	Diverse gegevens over het ontwerpen en de bouw van polder- en boezemgemalen



Kenmerk

KBDI04ALG-JVR-V11-09-24