

DIESELMOTOREN



Voorwoord

Voor u ligt het boek dieselmotoren. In het boek wordt de nadruk gelegd op de medium speed motoren die op zware olie draaien. Tevens is een hoofdstuk aan de gasmotoren gewijd, omdat deze steeds meer in opkomst zijn. Omdat de zorg om het milieu steeds groter wordt is een hoofdstuk opgenomen dat een beschrijving geeft van de schadelijke stoffen die uitgestoten worden en hoe ze afgevangen kunnen worden. Verder is een stuk opgenomen over biobrandstof en warmte kracht koppeling.

De hoofdstukken 1 tot en met 12 zijn bedoeld voor niveau 4. De appendix is bedoeld voor allen die achtergrondinformatie op niveau 5 nodig hebben. Verder is in de appendix onder andere de schroefwet opgenomen, deze is enkel van belang bij scheepsmotoren.

In mindere mate wordt gekeken naar de kruishoofd motoren.

In deze druk zijn de nieuwe gevaarspictogrammen opgenomen.

Veel dank is verschuldigd aan Wärtsilä, deze heeft zeer veel informatie en tekeningen verschaft voor de totstandkoming van dit boek

In de tweede druk is een nieuwe ontwikkeling, het uit het midden plaatsen van de zuigerpen, opgenomen.

In de derde druk is appendix 7 op verzoek van de gebruikers uitgebreid met de brandstofpomp volgens Bosch.

Bij de vierde druk is op verzoek van het nautisch onderwijs appendix 9 opgenomen die de schroef en de asleiding beschrijft. Bij de vijfde druk is de SO₂ wasser voor scheepsgebruik toegevoegd en de nieuwe SAE codering. In de eerste herziene druk zijn wat kleine onvolkomenheden gecorrigeerd. In de zevende druk is in het hoofdstuk 7 een emulsieregeling toegevoegd.

Ondergetekende ontvangt gaarne suggesties die de kwaliteit en bruikbaarheid van dit boek kan vergroten.

Dit boek is tevens bedoeld als leerboek voor de opleiding:

- Technisch specialist verbrandingsmotoren niveau 4.
- Crebo nummer 95722.

Ing. A.J. de Koster

Dieselmotoren

Adviesbureau de Koster v.o.f.

Dorpsstraat 5

4513 AL Hoofdplaat

Tel. 0117-348223

info@martechopleidingen.nl

www.martechopleidingen.nl

ISBN 978-90-78142-48-5

Eerste druk januari 2007

Eerste herziene druk januari 2009

Tweede druk september 2012

Derde druk juni 2013

Vierde druk augustus 2014

Vijfde druk juli 2015

Zesde druk augustus 2018

Zevende druk januari 2020

© Adviesbureau de Koster, Dorpsstraat 5, 4513 AL Hoofdplaat. Alle rechten voorbehouden. Niets uit deze uitgave mag worden vervaelvoudigd, opgeslagen in een geautomatiseerd gegevensbestand, of openbaar gemaakt, in enige vorm of op enige wijze, hetzij elektronisch, mechanisch, door fotokopieën, opnamen, of enig andere manier, zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van de uitgever. Dit is tevens van toepassing op gehele of gedeeltelijke bewerking van deze uitgave.

Hoewel dit boek met veel zorg is samengesteld, aanvaarden wij geen aansprakelijkheid voor schade ontstaan door eventuele fouten en / of onvolkomenheden in dit boek.

Inhoud

1.0	Inleiding Motoren	11
1.1	De verbrandingsmotor	11
1.1.1	Historie	11
1.2	Indeling van de dieselmotoren	12
1.3	De vierslag motor	16
1.4	De tweeslag motor	18
1.4.1	De keuze tussen 2-slag of 4-slag	19
1.5	De benamingen van de onderdelen	21
1.6	De compressieverhouding	22
1.6.1	Rekenvoorbeeld 1	24
1.6.2	Rekenvoorbeeld 2	25
1.6.3	Wiskundige benadering van het compressievoud	26
1.6.4	Praktische benadering	27
1.7	Het druk volume diagram	28
1.7.1	Rekenvoorbeeld	29
1.8	Gemiddelde zuigersnelheid	31
1.8.1	Rekenvoorbeeld	31
1.9	Het doorlopend krukwegdiagram van een 4 slag motor	32
1.10	Samenvatting	33
1.11	Vragen	35
2.0	Vermogens, verliezen en rendementen	36
2.1	Vermogensdefinities	36
2.1.1	Theoretisch vermogen: $[P_{th}]$	36
2.1.2	Geïndiceerd vermogen: (indicated power) $[P_i]$	36
2.1.3	Remvermogen: (brake power)	36
2.1.4	Effectief vermogen: (Net brake power) $[P_e]$	36
2.1.5	Continu vermogen: (Continuous power)	36
2.1.6	Overbelastings vermogen: (Overload power)	36
2.1.7	Maximaal begrensd vermogen: (Fuel stopped power)	37
2.1.8	Dienst vermogen: (Service power)	37
2.1.9	I.S.O vermogen	37
2.1.10	Voorbeeld ISO vermogen	38
2.2	Theoretische benadering van de vermogens	39
2.2.1	Gebruikte grootheden en eenheden	39
2.2.2	Het theoretisch vermogen	39
2.2.3	Het Geïndiceerd vermogen	40
2.2.4	Het effectief vermogen	42
2.3	Het specifiek brandstofverbruik	43
2.4	Het specifiek luchtverbruik	44
2.5	Uitgebreid rekenvoorbeeld	45
2.6	Samenvatting	47
2.7	Vragen	50
3.0	Brandstoffen	51
3.1	Specificaties van brandstoffen	51
3.1.1	Het vlampunt	51
3.1.2	De dichtheid	51
3.1.3	Het vloeipunt	52
3.1.4	Koolresidu	52
3.1.5	Zwavel met Vanadium en Natrium	52
3.1.6	Asgehalte	53
3.1.7	Watergehalte	53
3.1.8	Viscositeit	53
3.1.9	Stabilliteit	56

3.1.10	Mengbaarheid	56
3.1.11	CCAI, Calculated Carbon Aromaticity Index	56
3.1.12	De Stookwaarde	58
3.1.13	Brandstofspecificaties	59
3.1.14	Gedetailleerde brandstof specificaties	60
3.2	Samenvatting	61
3.3	Vragen	62
4.0	Smeerolie	63
4.1	Inleiding	63
4.2	Doel smering	65
4.3	Eigenschappen smeerolie	65
4.3.1	De viscositeit volgens SAE	66
4.3.2	Stolpunt	68
4.3.3	Oxidatiebestendigheid	68
4.3.4	Base Number (Neutralisatiegetal)	68
4.3.5	Viscositeit Index	69
4.3.6	Vlampunt	70
4.4	Toevoegingen aan de olie (dopes)	70
4.4.1	Detergents, dispergerende dope	70
4.4.2	Biocides	70
4.4.3	Extreme pressure dopes	71
4.4.4	Hechtende dopes	71
4.4.5	VI improver	71
4.4.6	Anti schuim dopes	71
4.4.7	Anti corrosie dopes	71
4.4.8	Antioxidanten	72
4.5	Soorten smering	72
4.5.1	Hydrodynamische smering	72
4.5.2	Grenssmering	73
4.5.3	Hydrostatische smering	74
4.5.4	Elasto hydrodynamische smering	75
4.6	Smeeroliegegevens	75
4.6.1	Smeerolie afkeurgegevens	76
4.7	Rekenvoorbeelden	77
4.8	Samenvatting	78
4.9	Vragen	80
5.0	Luchtvoorziening	81
5.1	Inleiding	81
5.1.1	Het gelijke druk systeem	83
5.1.2	Het stootsysteem, Buchi systeem	83
5.1.3	Het SPEX systeem	86
5.2	Verbrandingslucht	87
5.2.1	Berekening van de hoeveelheid verbrandingslucht	88
5.2.2	Voorbeeld 1	90
5.3	Luchtdoorvoer tijdens klep, poort overlapping	91
5.3.1	De spoelperiode	96
5.4	Uitvoering van de drukvulgroep	99
5.4.1	Het vermogen van de drukvulgroep	100
5.5	De luchtfactor	102
5.6	De blowerkarakteristiek	105
5.6.1	Het stabiele en het instabiele gebied	112
5.7	De absorptiekarakteristiek van de motor	114
5.8	Het werkpunt van de 4-slag in de leveringskarakteristiek	118
5.9	Het werkpunt van de 2-slag in de leveringskarakteristiek	119
5.10	Rekenvoorbeeld	121

5.11	Samenvatting	128
5.12	Vragen	131
6.0	Leidingsystemen	133
6.1	Inleiding	133
6.2	Brandstofschema	133
6.3	Smeerolieschema	138
6.4	Zoetkoelwaterschema	143
6.5	Startluchtschema	144
6.5.1	Stoppen van de motor	146
6.6	Samenvatting	147
6.7	Vragen	148
7.0	Emissie	149
7.1	Algemeen	149
7.2	Schadelijke componenten in de rookgassen	149
7.2.1	Koolwaterstoffen	150
7.2.2	Zwaveloxiden	150
7.2.3	Koolmonoxide	151
7.2.4	Vliegasdeeltjes	151
7.2.5	Stikstofoxiden	151
7.3	Primaire maatregelen ter beperking van emissie	158
7.3.1	Emulsie met behulp van een homogeniser	161
7.4	Secundaire maatregelen ter beperking van de emissie	164
7.4.1	Secundaire beperking van SO _x	164
7.4.2	De SO ₂ wasser aan boord van schepen	167
7.4.2.1	De SO ₂ wasser aan boord van schepen, Alfa Laval	170
7.4.3	Secundaire beperking van vliegasdeeltjes	172
7.4.4	Secundaire beperking van NO _x	175
7.5	Ammoniak (NH ₃)	178
7.5.1	Wat is ammoniak	178
7.5.2	Fysische eigenschappen	178
7.5.3	Scheikundige eigenschappen	179
7.5.4	Algemene uitwerking op het menselijk organisme	181
7.6	Grens waarden	182
7.7	Wat te doen bij blootstelling en huidcontact	182
7.8	Persoonlijke beschermingsmiddelen	183
7.9	Pictogrammen	184
7.9.1	Nieuwe pictogrammen	186
7.10	Hantering en opslag	187
7.11	Samenvatting	188
7.12	Vragen	189
8.0	Gasmotoren	190
8.1	Inleiding	190
8.2	Soorten gasmotoren	191
8.2.1	De Otto gasmotor	191
8.2.2	De diesel gasmotor	191
8.2.3	De stoichiometrische gasmotor	191
8.2.4	De arm mengsel gasmotor	191
8.2.5	De onderverdeling van de gasmotoren	192
8.3	Werkingsprincipe Otto motor	192
8.4	Het brandstofsysteem, lean burn gas	196
8.4.1	De voorkamer bij de Otto motor	198
8.4.2	De zuigers van de gas motor	200
8.5	Het dual fuel systeem	201
8.6	Koelwatersysteem	204

8.7	Smeeroliesysteem	205
8.8	Vergelijking tussen gas en diesel	206
8.9	De stookwaarde	207
8.10	Veiligheid	208
8.10.1	Gasdetectie systemen	209
8.11	Samenvatting	210
8.12	Vragen	213
9.0	Biobrandstof en Warmtekracht koppeling	214
9.1	Inleiding	214
9.2	Het milieuvoordeel	214
9.3	Toepassing bij energieopwekking	215
9.4	De toepassing bij motoren	216
9.5	Warmte Kracht Koppeling	217
9.5.1	Bouwworm	223
9.6	Theoretische achtergrond	224
9.7	Voorbeeld	227
9.8	Samenvatting	228
9.9	Opgaven	230
10.0	Onderhoud en controle	231
10.1	Algemeen	231
10.1.1	Wat zien we aan de motor	231
10.1.2	Wat ruiken we in de machinekamer	232
10.1.3	Wat horen we aan de motor	232
10.1.4	Wat voelen we aan de motor	232
10.1.5	Dagelijkse controle	232
10.2	Controle van brandstoffen	233
10.3	Controle smeerolie	236
10.4	Controle koelwater	239
10.4.1	De pH	239
10.4.2	De hardheid	240
10.4.3	Sulfaten, Sulfieten en Chloriden	240
10.5	Onderhoud aan de machine onderdelen	242
10.5.1	250 draaiuren	242
10.5.2	500 draaiuren	243
10.5.3	1000 draaiuren	244
10.5.4	2000 draaiuren	245
10.5.5	4000 draaiuren	246
10.5.6	8000 – 12000 draaiuren	248
10.5.7	12000 – 20000 draaiuren	253
10.5.8	Levensduur	253
10.5.9	Tijdafhankelijke controle	254
10.6	Controle van de ligging van de krukas	255
10.6.1	De ligging van de krukas volgens B&W	255
10.6.2	De partiële deflectie	258
10.7	Samenvatting	261
10.8	Vragen	262
11.0	Bedrijfsvoering	263
11.1	Starten van de motor	263
11.2	Stoppen van de motor	264
11.3	Bedrijf	264
11.3.1	Dagelijkse controles	264
11.3.2	Controle bij 250 draaiuren	265
11.3.3	Maandelijkse controles	265
11.4	Blow-by	265

11.5	Regelingen van de motor	267
11.6	Beveiligingen	267
11.7	Samenvatting	267
11.8	Vragen	268
12.0	Thermodynamische achtergronden	269
12.1	Positieve kringprocessen	269
12.2	Rendement bij kringprocessen	270
12.3	Enkele positieve kringprocessen	271
12.3.1	Carnot proces	271
12.3.2	Het OTTO proces	273
12.3.3	Het klassieke dieselproces	276
12.3.4	Het moderne Dieselproces: Diesel-Otto proces (Sabathé)	279
12.3.5	Stirling proces (hete lucht motor)	282
12.4	De berekening van het werkelijk proces	284
12.5	Samenvatting	289
12.6	Vragen	291
Appendix 1	De schroefwet	292
A1.0	De schroefwet	292
A1.1	Voorbeeld	296
A1.2	Grafische voorstelling van de schroefwet	297
A1.2.1	Het logaritmisch diagram	301
A1.3	Voorbeeld	303
Appendix 2	Torsietrillingen	307
A2.0	Trillingen	307
A2.1	Eigen trillingsgetal	308
A2.2	Afleiding hoekverdraaiing van een schijf op een as	311
A2.3	Eigen Trillingsgetal van een as met twee massa's	314
A2.4	Eigen trillingsgetal van een as met drie massa's	316
A2.4.1	Algemene opmerkingen	318
A2.5	Bepaling van het eigen trillingsgetal van een motor met asleiding	319
A2.6	Gedwongen Torsietrillingen	321
A2.7	Resonantie en kritisch toerental	323
A2.8	Het spanningsspectrum	325
A2.9	Belangrijke definities	327
A2.10	Voorbeeld	328
Appendix 3	Torsiograaf	330
A3.0	Torsiograaf	330
A3.1	Bepaling eigen trillingsgetal uit het torsiogram	332
A3.2	Berekening extra wringspanning uit het torsiogram	333
A3.3	Trillingsdemper	336
A3.4	Wrijvingsdempers	337
A3.5	Dynamische trillingsdemper	338
Appendix 4	Proefstandgrafieken	339
A4.1	Inleiding	339
A4.2	Geïndiceerde druk en effectieve druk en rendement	339
A4.3	Het thermisch rendement	341
A4.4	Rookgas en luchttemperatuur	342
Appendix 5	Theoretische beschouwing van het motordrijfwerk	344
A5.1	Inleiding	344

A5.2	De afgelegde zuigerweg	345
A5.3	De zuigersnelheid	346
A5.4	De zuigerversnelling	347
A5.5	Krachten op het motordrijfwerk	348
A5.5.1	Grafische bepaling van de tangentialkracht	352
A5.6	Voorbeeld	353
A5.7	Het vliegwiel	355
A5.7.1	Graad van oneenparigheid	357
A5.8	De massa traagheid van een massief vliegwiel	357
A5.8.1	De massatraagheid van een ringvormig vliegwiel	358
A5.9	Voorbeeld	359
Appendix 6 Warmtespanning in de voering		362
A6.1	Afleiding van de formules van Thimo Shenko	362
A6.2	Voorbeeld	369
Appendix 7 Verbranding en inspuiting		372
A7.1	Inleiding	372
A7.2	Het verband tussen de openingsdruk en sluitdruk	377
A7.3	Voorbeelden	379
A7.4	Soorten pompen	381
A7.5	Klepgeregelde pomp	382
A7.6	Plunjergeregelde pomp	383
A7.7	Rookgrens en rookgetal	387
A7.8	Samenvatting	389
A7.9	Vragen	390
Appendix 8 Theoretische beschouwing van de gemiddelde effectieve druk		391
A8.1	Inleiding	391
A8.1.1	Gebruikte grootheden en eenheden	391
A8.2	Afleiding van de factoren	392
A8.3	De analyse van de factoren	394
A8.4	Conclusie	394
A8.5	Voorbeeld	395
A8.6	Samenvatting	397
A8.7	Vragen	398
Appendix 9 Asleiding, toebehoren en schroef		399
A9.1	Inleiding	399
A9.2	De stroomafnemer	400
A9.3	De asdoorvoer	402
A9.3.1	De afdichting	405
A9.4	Smeeroliesysteem schroefaskoker	406
A9.4.1	Airguard systeem	409
A9.6	Simplex FlexiTube	413
A9.7	Asleiding met toebehoren	415
A9.8	Het stuwblok	419
A9.9	Schroefsnelheid en slip	423
A9.10	De schroef	428
A9.11	Samenvatting	432
Appendix 10 Formuleblad		436
A10.1	Grootheden en eenheden	446

1.0 Inleiding Motoren

1.1 De verbrandingsmotor

Wat is een verbrandingsmotor?

In het algemeen verstaat men onder een motor een toestel dat de een of andere vorm van energie kan omzetten in mechanische arbeid.

Definitie van een verbrandingsmotor.

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

Bij een stoommachine gebeurt dit in een afzonderlijk toestel, en bij een elektromotor wordt mechanische arbeid verkregen uit elektrische energie.

1.1.1 Historie

Rond 1885 was Rudolf Diesel van plan om een motor met een veel hoger rendement dan de stoommachine te ontwikkelen, het rendement van de stoommachine was toen 10%. Het was Diesel zijn idee om brandstof tot een dergelijke druk te brengen dat ze zou ontbranden. Op 28 januari 1892 werd Diesel patent nummer 67207 verleend op het idee in een verbrandingsmotor het brandstofmengsel door hoge compressie te ontsteken. Diesel heeft het idee voor zijn motor gepubliceerd in het boek *Theorie en constructie van een rationeelen warmte-motor*. Een belangrijke mijlpaal werd gehaald in 1894 toen het eerste prototype van Diesel's motor voor het eerst liep, gedurende ongeveer één minuut. Dit prototype was ruim 3 meter hoog en haalde een compressie van 80 atmosfeer. Een verbeterd prototype werd gebouwd in 1897 in de Maschinenfabrik Augsburg Nurnberg. Door het succes van zijn uitvinding raakte Diesel betrokken in verschillende patentdisputen, mede door overeenkomsten met een door Herbert Akroyd Stuart in 1890 uitgevonden machine. Na lange juridische strijd haalde Diesel zijn gelijk en werd zijn uitvinding bekend als de dieselmotor. Onderwijl werkte Diesel door aan de verdere ontwikkeling van zijn motor. Een Amerikaanse brouwer was de eerste commerciële gebruiker van de dieselmotor.

De Gentse firma Carels verwierf in 1894 als eerste ter wereld een licentie voor de bouw van dieselmotoren.

Na experimenten met poederkool, pindaolie en dierlijk vet bleek de dieselmotor het beste te draaien op petroleum en later uiteraard op dieselolie. De motor werd later dankzij de ontwikkeling van de inspuitpomp door Robert Bosch vooral een succes voor de zwaardere vervoermiddelen.

In eerste instantie is Diesel (meervoudig) miljonair geworden. Hij heeft dit geld echter verspeeld door onder andere slechte investeringen, problemen met de eerste dieselmotoren en geldverslindende proceskosten wegens patentrechten.

Aanvankelijk werden de motoren dus niet gebruikt voor de aandrijving van voertuigen, maar voor zogenaamd stationair gebruik (bijvoorbeeld de aandrijving van machines in een fabriek), dit heet ook wel industriemotor.

Pas in 1915 werd het ingebouwd in een MAN vrachtwagen, waarna Mercedes Benz de eerste Diesel personenauto presenteerde, vlak voor de Tweede Wereldoorlog. Tot deze tijd hadden we steeds te maken met de zogenaamde vierslag (viertakt) motoren.

De vierslag motor zuigt zelf zijn lucht aan tijdens de inlaatslag, een tweeslag motor heeft hier een aparte voorziening voor nodig in de vorm van een spoelpomp of turbine, waar we later op terug zullen komen.

Tegenwoordig is het zo dat we geen industriële motoren met zuigvulling op de markt meer zien.

In de loop der jaren werd de brandstofprijs steeds belangrijker, dus om een zelfde vermogen te halen met minder brandstof moest het rendement van de motor omhoog, dit kon enkel door de lucht geforceerd naar de motor te brengen met behulp van een pomp of uitlaatgassenturbine.

Alle motoren, zowel de vierslag motor als de tweeslag motor zijn voorzien van toestellen waarmee de verbrandingslucht onder druk wordt toegevoerd, dus de druk bij begin compressie is niet atmosferisch maar heeft tegenwoordig een druk die kan oplopen tot 4 bar absoluut.

1.2 Indeling van de dieselmotoren

We kunnen de dieselmotoren indelen naar:

Weringsprincipe:

Tweeslag motoren:

Bij de tweeslag motor, vroeger de tweetakt motor genoemd, is er per omwenteling één arbeidslag.

Vierslag motoren:

Bij de vierslag motor, vroeger de viertakt motor genoemd, zijn er twee volledige omwentelingen van de krukas nodig voor één arbeidslag.

Draairichting:

De motoren worden in het algemeen zowel linksdraaiend als rechtsdraaiend geleverd. Hierbij moet echter wel gedacht worden aan het feit hoe men tegen de motor aan kijkt. In het algemeen is het zo dat als men tegen de vermogen afgevend krukasflens aankijkt dan draait een linksdraaiende motor tegen de wijzers van de klok in en een rechtsdraaiende motor met de wijzers van de klok mee.

Toerental:

Hierbij onderscheiden we de motoren in High speed (= snellopers), de Medium speed motoren en de Low speed (= de langzaamlopers)

High Speed motoren ofwel de snellopers:

$n > 17$ omwentelingen / seconde (Hz). Om precies te zijn $16 \frac{2}{3}$ Hz.

$n > 1000$ omwentelingen / minuut (RPM)

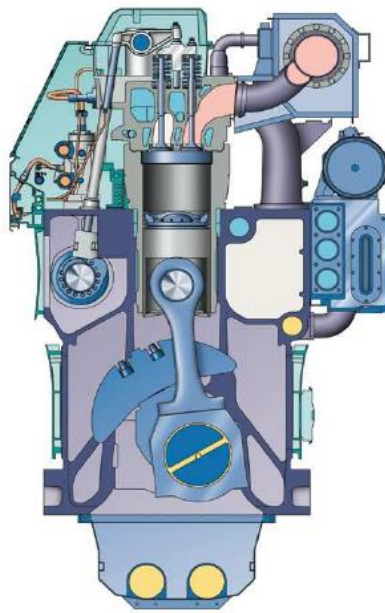
Bij deze motoren ligt het toerental dus boven de 1000 omwentelingen per minuut.

Medium Speed ofwel de middelsnel lopende motoren
 $4 < n < 17$ omwentelingen / seconde (Hz)
 $240 < n < 1000$ omwentelingen / minuut (RPM)
Bij deze motoren ligt het toerental dus tussen de 240 en 1000 omwentelingen per minuut.

Low Speed ofwel de lansaamlopers.
 $n < 4$ omwentelingen / seconde (Hz)
 $n < 240$ omwentelingen / minuut (RPM)
Bij deze motoren ligt het toerental dus lager dan 240 omwentelingen per minuut.

Constructie:**Trunkzuigermotoren:**

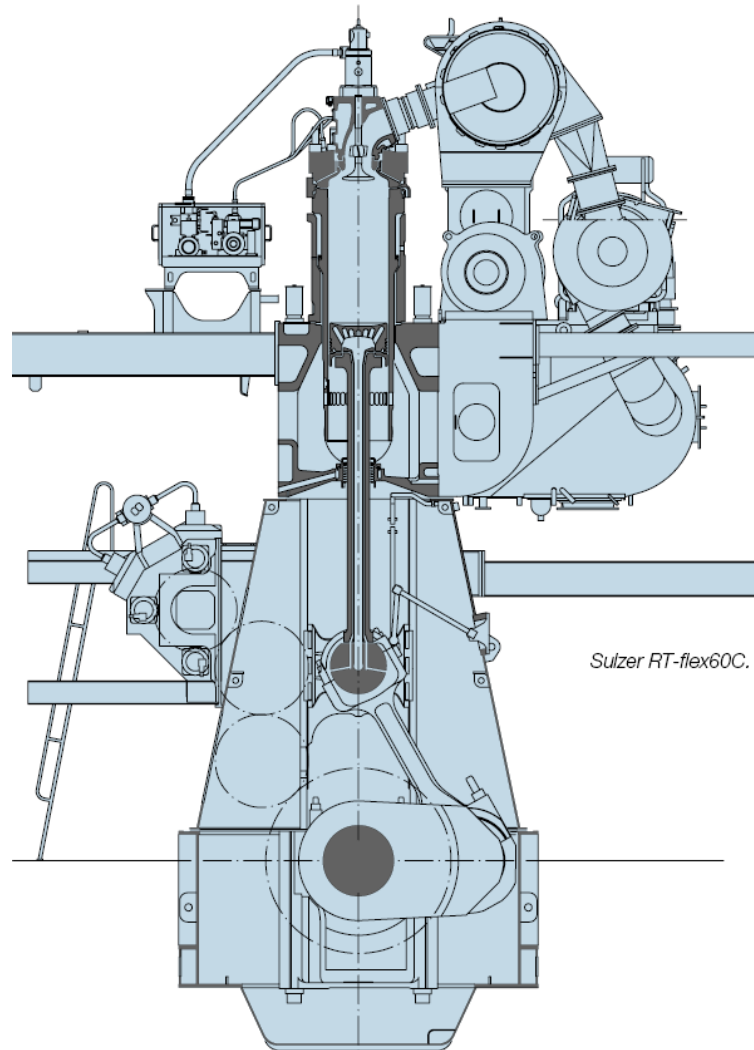
Bij deze motoren is de zuiger met behulp van de drijfstang rechtstreeks met de krukas verbonden. Op de zuiger werkt nu een zijdelingse kracht. De trunkzuigermotor is ontwikkeld omdat deze een lage bouwvorm heeft, dit in verband met het ontbreken van een zuigerstang.



Afbeelding 1. De trunkzuigermotor, bron Wärtsilä.

Kruishoofdmotoren:

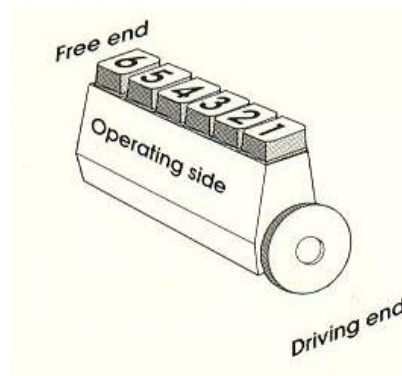
Bij deze motoren is de zuiger met behulp van een zuigerstang en een drijfstang met de krukas verbonden. Bij deze uitvoering werkt er op de zuiger geen zijdelingse kracht. Deze uitvoering komt echter enkel bij grote langzaam lopende voortstuwingsmotoren aan boord van schepen voor.



Afbeelding 2. Dwarsdoorsnede van een Sulzer Kruishoofdmotor.

Lijnmotoren:

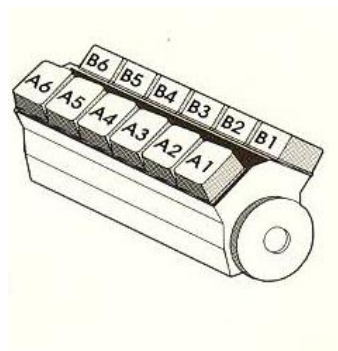
Bij de lijnmotor staan de zuigers opgesteld zoals in afbeelding 3.



Afbeelding 3. De lijnmotor, Bron Wärtsilä.

V-motoren:

Bij de V-motoren is de opstelling zoals in afbeelding 4.



Afbeelding 4. De V-motor, Bron Wärtsilä.

Brandstof:

De motoren zijn gemaakt om op een bepaalde soort brandstof te draaien, dit kan bijvoorbeeld zijn:

- Gasolie
- MDO, Marine Diesel Oil
- HFO, Heavy Fuel
- Gas

De aanduidingen MDO en HFO zijn tegenwoordig niet meer correct, echter door het feit dat deze termen nog veel gebruikt worden laten we het voorlopig zo staan, we komen hier in een later hoofdstuk op terug. Wat voor de brandstof geldt is hetzelfde voor de viscositeit, deze wordt officieel aangegeven in centi Stokes (= cSt) terwijl we over heel de wereld nog geconfronteerd worden met Engler (E), seconden Redwood 1 (R1), Seconds Saybolt Universal (SSU).

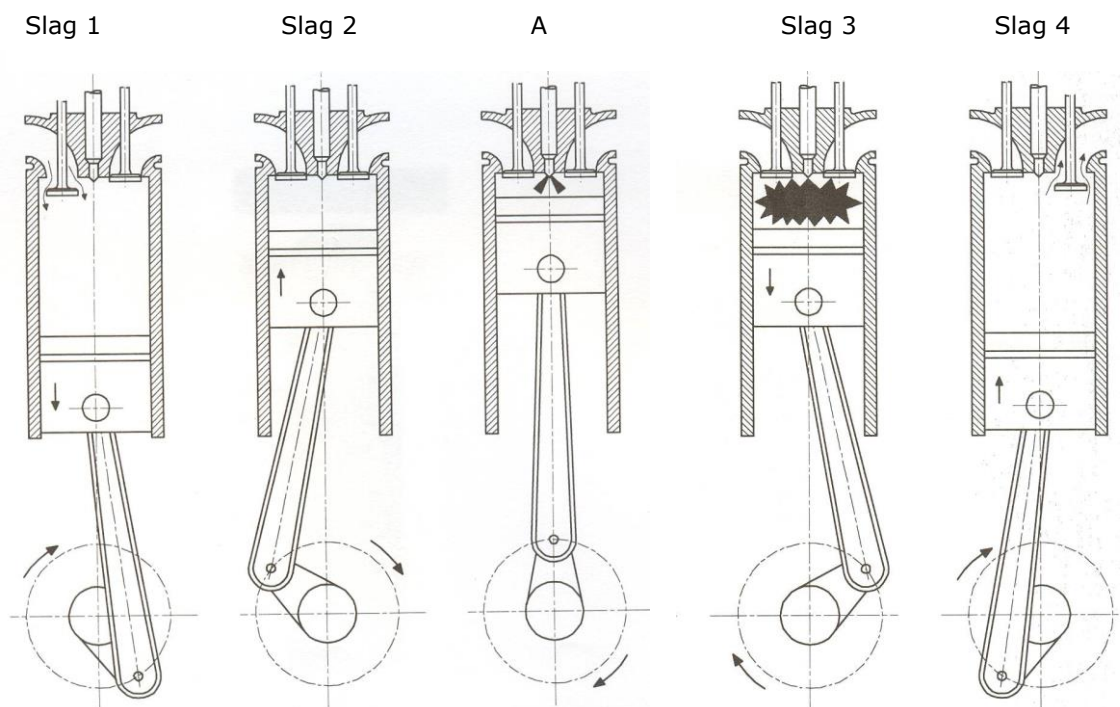
Voor de volledigheid geven we vast de verhoudingsgetallen.

$$E : R1 : SSU : cSt = 1 : 31 : 36 : 7,6$$

E	=	Engler
RI	=	Seconden Redwood I (bij 50 °C)
SSU	=	Seconds Saybold Universal
c St	=	centi Stokes (bij 100 °C)

1.3 De vierslag motor

Het arbeidsproces bestaat bij de vierslag motor uit vierslagen, bij deze motor betekent 4 slagen, 2 volledige omwentelingen van de krukas. Alle afzonderlijke slagen zijn weergegeven op afbeelding 5.



Afbeelding 5. De afzonderlijke slagen van de vierslag motor.

Slag 1:

Slag 1 is de inlaatslag, de inlaatklep is geopend en de zuiger beweegt neerwaarts. Doordat het volume in de cilinder vergroot wordt, zuigt de motor zelf lucht aan. Deze lucht wordt de verbrandingslucht genoemd.

Slag 2:

Slag 2 is de compressie slag. In deze situatie staan zowel de inlaatklep als de uitlaatklep dicht. De zuiger beweegt opwaarts, de lucht wordt nu gecomprimeerd. Bij moderne motoren kan de eindcompressiedruk rond de 210 bar bedragen, ofwel 21 Mpa. Dit kan overigens enkel omdat de druk bij begin compressie tegenwoordig tot 4 bar absoluut (4 bara) kan oplopen. De gemiddelde effectieve druk bedraagt ongeveer 24 bar.

Situatie A:

Op de tekening staat de zuiger in top, in werkelijkheid zal er brandstof ingespoten worden vlak voor de zuiger in top staat. Doordat de lucht in de cilinder gecompriëerd is, zijn de druk en de temperatuur verhoogd. Als gevolg van deze hoge eindcompressie temperatuur gaat de brandstof tot zelfontbranding over.

Hierdoor neemt de druk verder toe en zal de zuiger omlaag gedrukt worden.

Slag 3:

Slag 3 is de arbeidslag, als gevolg van de verbranding boven de zuiger neemt de druk verder toe en daardoor neemt de kracht op de zuiger ook toe. Hierdoor wordt de zuiger omlaag gedrukt, merk op dat de in en uitlaat klep nog steeds gesloten zijn.

Slag 4:

Slag 4 is de uitlaatslag. Hier worden de uitlaatgassen uit de cilinder gedreven. De uitlaatklep is geopend en de uitlaatgassen verlaten via de uitlaatgassenleiding de motor. Vanaf nu begint het geheel weer opnieuw, slag 1 is weer aan de beurt.

Zoals reeds eerder aangegeven bestaat het arbeidsproces bij de vierslag motor uit vierslagen.

De vierslag motor is dus in staat zelf lucht aan te zuigen. Tegenwoordig komt dit haast nooit meer voor, we passen al vele jaren uitlaatgassen turbines toe die op hun beurt een compressor aandrijven die vervolgens op zijn beurt de lucht richting cilinder perst, kortom de lucht is dus aan het eind van de inlaatslag op een druk hoger dan atmosferisch. Bij moderne motoren kan deze vuldruk circa 4 bara bedragen.

Op afbeelding 6 is een foto te zien van een op zware olie draaiende vierslag dieselmotor met bijbehorende generator. Op de foto zijn duidelijk de turbogroep en de reguleur te zien.



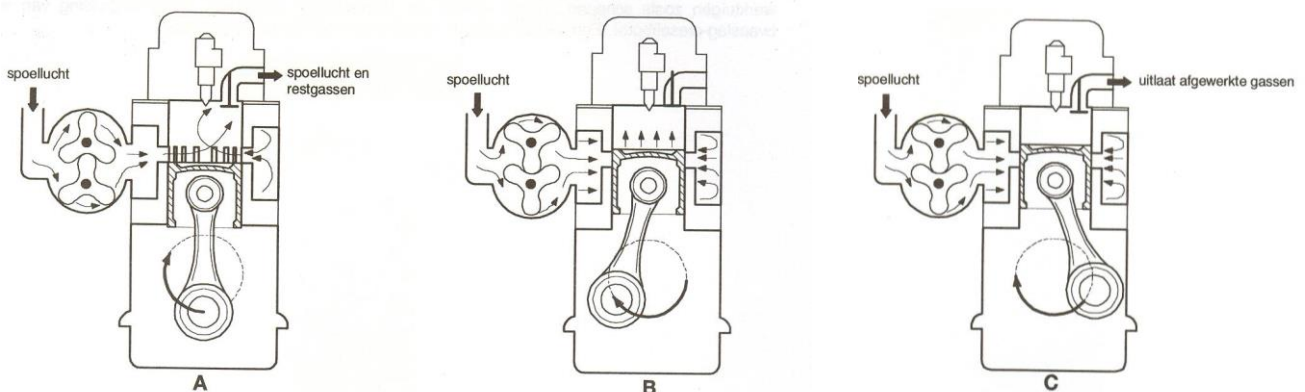
Afbeelding 6. Vierslag diesel met generator.

1.4 De tweeslag motor

Bij de tweeslag motor duurt het arbeidsproces tweeslagen, dus een neerwaartse en een opwaartse slag. Duidelijk zal zijn dat deze motor zelf geen lucht aan kan zuigen. Bij deze motor zal een voorziening aanwezig moeten zijn die de lucht onder een hogere druk in de cilinder perst. Dit kan gebeuren met behulp van luchtleveranciers in de vorm van een compressor, de zogenaamde roots blowers, of met behulp van een uitlaatgassen turbine in combinatie met een direct gekoppelde compressor die in dit geval vaak blower genoemd wordt.

Bij de tweeslag motor zullen we als de zuiger in zijn onderste stand staat de cilinder met schone lucht moeten vullen

Op afbeelding 7 is het principe van de tweeslag motor weergegeven.



Afbeelding 7. Het tweeslag proces, de uitvoering volgens Detroit Diesel.

Situatie A:

In situatie A staat de zuiger in zijn onderste stand, de spoelpomp perst lucht via de inlaatpoorten in de cilinder. Merk op dat in deze situatie de uitlaatklep geopend is. De uitlaatgassen worden met lucht uit de cilinder verwijderd en de cilinder wordt gespoeld en gevuld met schone lucht. Dit proces gaat net zolang door tot de zuiger tijdens zijn opwaartse beweging de spoelpoorten van de desbetreffende cilinder afsluit. Dit is dan direct situatie B, begin effectieve compressie.

Situatie B:

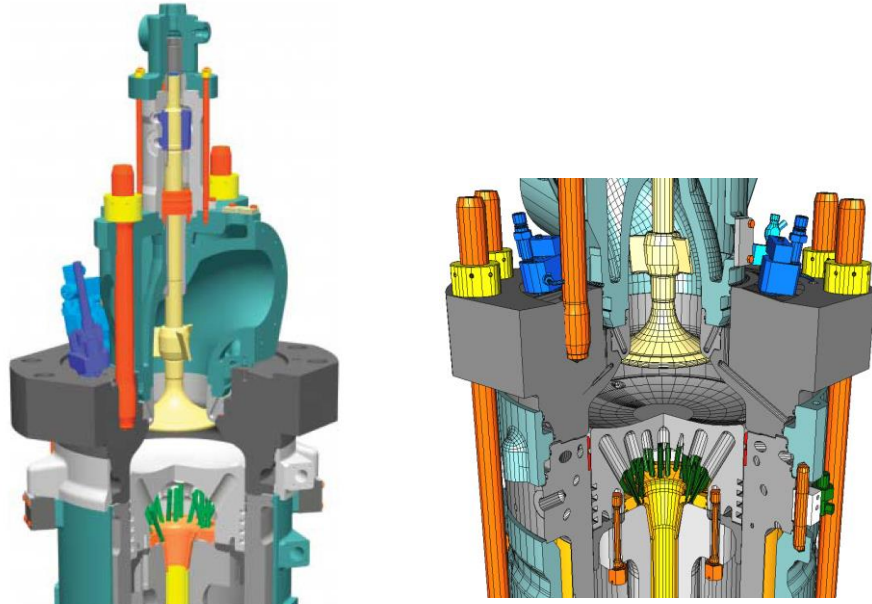
In situatie B begint de zuiger aan zijn effectieve compressieslag, de inlaatpoort is afgesloten door de zuiger en op de afbeelding is te zien dat tevens de uitlaatklep gesloten is. Let op in de tekst wordt nu van effectieve compressie gesproken. Zodra de zuiger vanuit zijn Onderste Dode Punt (ODP) vertrekt en aan de compressieslag begint staan de inlaat-spoel poorten alsmede de uitlaatklep nog open, dus van compressie is op dat moment nog geen sprake, deze begint pas als de poorten en de klep gesloten zijn. Ook hier geldt hetzelfde als bij de vierslag motor, de lucht in de cilinder wordt gecompriemd en daardoor neemt tevens de temperatuur toe. Enkele graden voor Bovenste Dode Punt (BDP) wordt de brandstof ingespoten, die door de hoge temperatuur van de lucht tot zelfontbranding overgaat. Dit is weer het begin van de arbeidslag.

Situatie C:

In situatie C is de arbeidslag aan de gang, de zuiger wordt door de toenemende druk omlaag gedrukt. De arbeidslag duurt tot de bovenkant van de zuiger de poorten opent, dit is dan uitlaaten en spoelen, kortom situatie A begint weer.

Noot:

De vierslag motoren kunnen hoger belast worden dan tweeslag motoren omdat ze beter gekoeld en gespoeld worden.



Afbeelding 8. De verbrandingskamer van een grote langzaam lopende dieselmotor. Bron Wärtsilä.

1.4.1 De keuze tussen 2-slag of 4-slag

Wat nu bepalend is voor de keuze van een 2-slag of 4-slag motor hangt af van een aantal factoren.

Enkele van deze factoren zijn:

- De constructie van de motor
- Het toerental van de motor
- De verbranding (met name de mate van spoelen)
- Het vermogen
- Het brandstofverbruik, een 2-slag motor is zuiniger dan een 4-slag motor

De constructie:

De vierslag motor heeft altijd in- en uitlaat kleppen. De tweeslag motor is, enkel bij grote motoren, voorzien van een uitlaatklep.

Het onderhoud aan kleppen, zowel in- als uitlaatkleppen, is bij de 4-slag motor groter, dus arbeidsintensiever.

Het toerental:

Uitgaande van hetzelfde toerental en afmetingen van de zuigers, zal het spoelproces, dus het reinigen en vullen van de cilinders met schone lucht, bij de tweeslag motor te wensen over laten.

De cilinder wordt dus niet geheel schoongespoeld en dus niet volledig gevuld met verse lucht. Gevolg hiervan is tevens dat de verbrandingsruimte bij de tweeslag minder goed gekoeld wordt dan bij de vierslag motor. Als gevolg hiervan neemt het thermisch rendement en hierdoor het totaalrendement bij de tweeslag motor af ten opzichte van de vierslag motor.

De verbranding:

Onder het kopje toerental is het spoelproces en het vullen van lucht genoemd. Omdat dit bij hoge toerentallen bij de tweeslag motor slechter wordt, zal tevens de kwaliteit van de verbranding afnemen. Als er te weinig lucht aanwezig is zal het verbrandingsproces niet optimaal verlopen, met roetvorming en vervuiling tot gevolg.

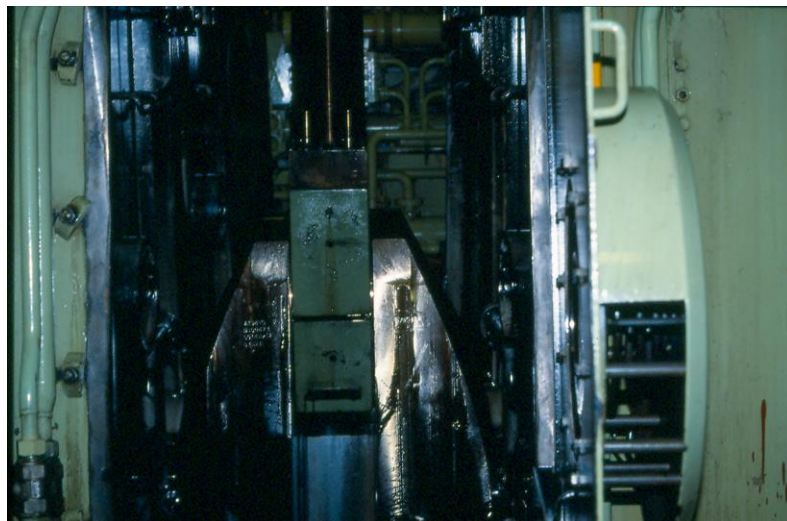
Het vermogen:

Uitgaande van dezelfde afmetingen, zal bij een toegestaan toerental de tweeslag motor circa 1,6 – 1,8 maal zoveel vermogen leveren dan de vierslag motor.

Doordat de vierslag motor echter beter gekoeld en gespoeld wordt, zal de slijtage van de voering minder zijn dan die bij de tweeslag motor. Bij tweeslag motoren draaiend op zware olie is een voering slijtage van 0,04 – 0,15 mm/1000 uur normaal, dit uiteraard afhankelijk van het feit hoe goed de brandstof behandeld, lees gereinigd, wordt en van de mate van luchtvoorziening.

Bij medium speed vierslag motoren draaiend op zware olie is een voeringslijtage van 0,01 mm/1000 uur normaal. Kortom de voering slijtage bij vierslag motoren is aanmerkelijk minder dan die bij tweeslag motoren.

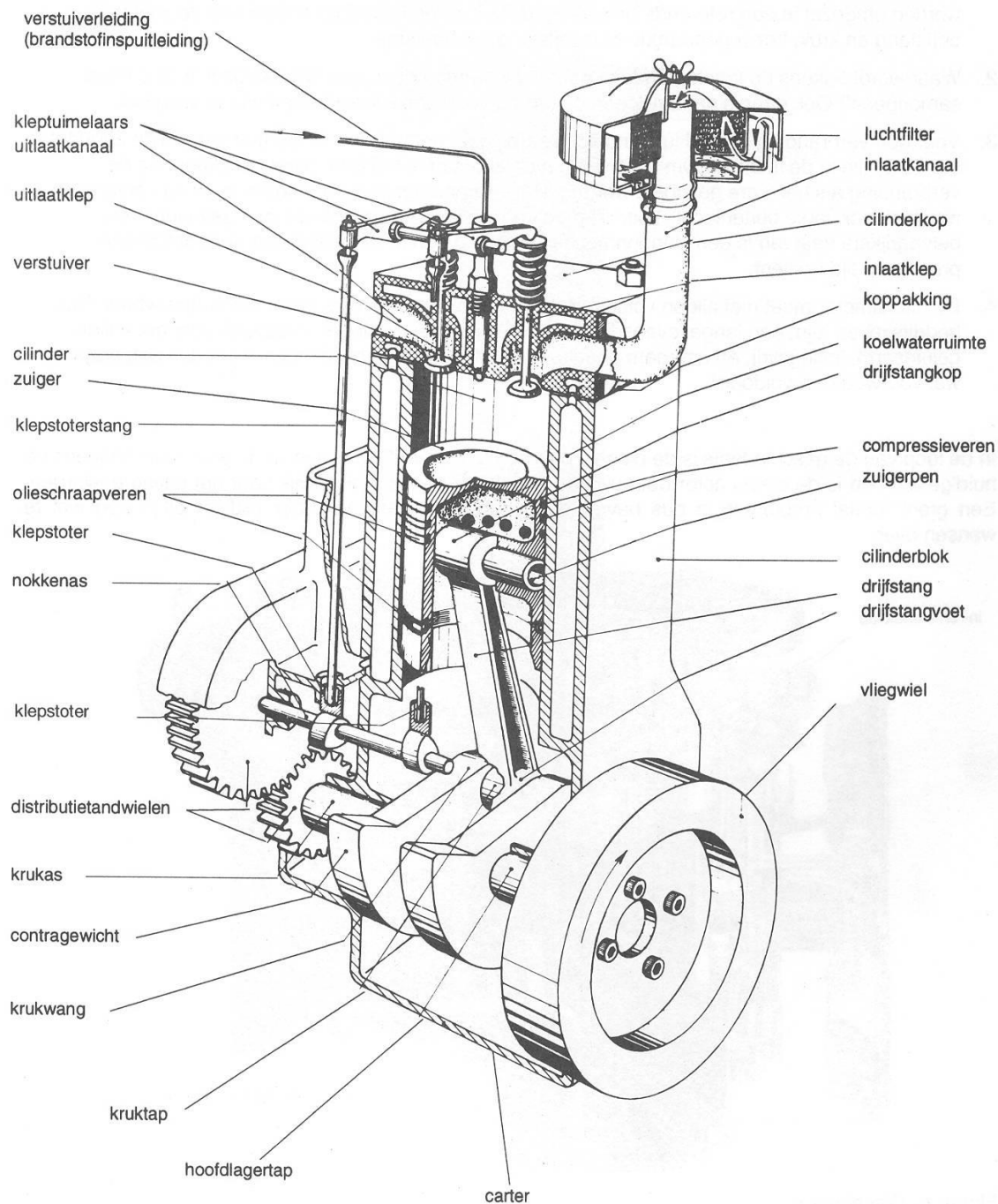
Op afbeelding 9 is een foto te zien van een deel van de krukas van een grote langzaamlopende motor, het betreft hier een Sulzer kruishoofdmotor. De kruk met de drijfstang is duidelijk zichtbaar, tevens is rechts op de foto de geopende carterdeur met het explosiedeksel te zien.



Afbeelding 9. Geopende carterdeur van een Sulzer motor.

1.5 De benamingen van de onderdelen

Voor de volledigheid geven we op onderstaande afbeelding de benamingen van de verschillende onderdelen weer. Op afbeelding 10 is een 4 slag dieselmotor weergegeven met zuigvulling.



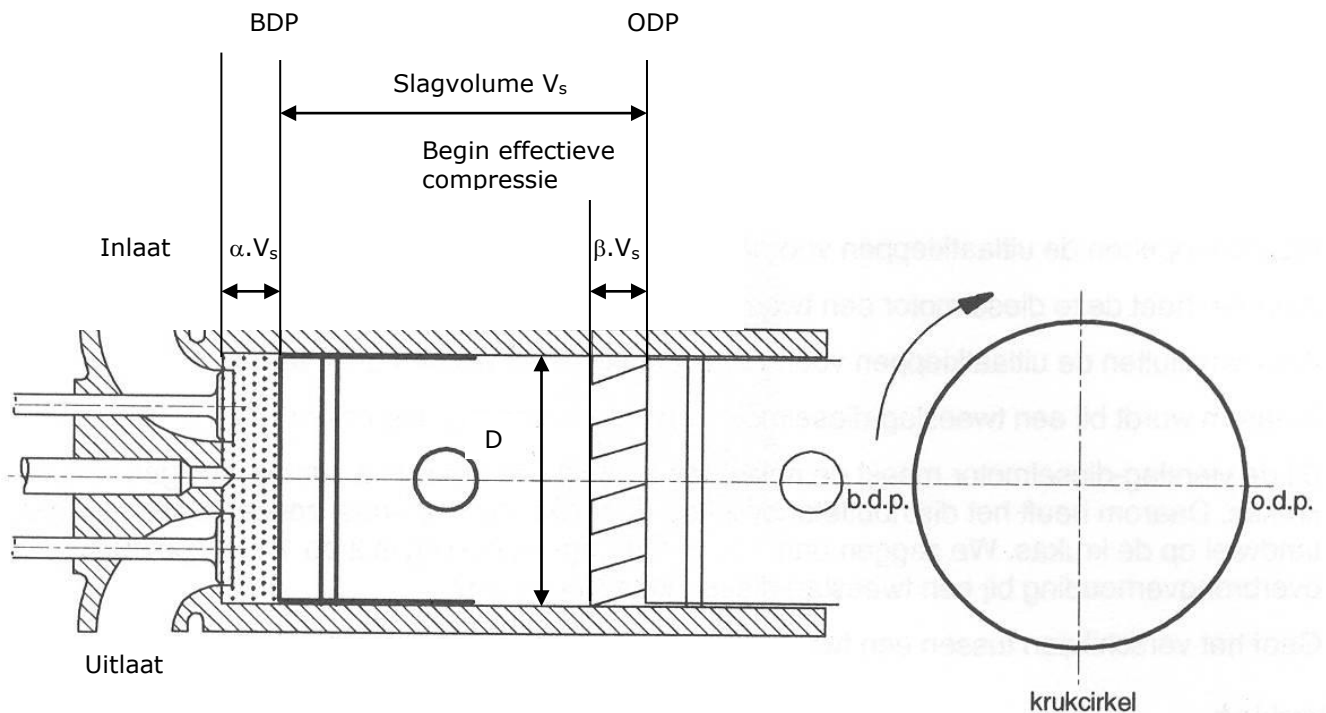
Afbeelding 10. Benamingen van de dieselmotor.

1.6 De compressieverhouding

Iedereen heeft wel eens van de compressieverhouding gehoord. In het algemeen weten we dat de compressieverhouding bij de benzinemotor lager is dan bij de dieselmotor, maar waarom is dit nu?

Als de zuiger aan zijn compressieslag begint heeft de lucht een bepaalde temperatuur, naarmate het volume boven de zuiger kleiner wordt komen de luchtmoleculen dichter tegen elkaar aan te zitten, de botsingen tussen de moleculen onderling wordt heviger en als gevolg daarvan neemt de temperatuur toe. Hoe hoger de compressieverhouding, hoe hoger de eindtemperatuur wordt. Benzine is licht ontvlambaar, als we nu een hoge eindcompressietemperatuur hebben kan de benzine spontaan ontbranden, hetgeen ongewenst is, bij de benzinemotor gebruiken we een bougie om de verbranding in te leiden. Bij de dieselmotor passen we hoge compressieverhoudingen toe, hierdoor komt de brandstof tot zelfontbranding. Hoge compressieverhoudingen hebben een hoger rendement tot gevolg. Om deze reden ligt de compressieverhouding van de dieselmotoren op circa 18 en hoger. Een ander voordeel van hoge compressiedrukken is dat er nu ook een grotere expansie plaats vindt, en dit staat weer gelijk aan meer arbeid dus meer vermogen.

De verhouding van het volume lucht boven de zuiger bij begin compressie en het volume lucht boven de zuiger bij einde compressie wordt de compressieverhouding of het compressievoud genoemd, afgekort vinden we dan vaak CV of ε (= Epsilon).



Afbeelding 11. Schematische voorstelling van een vierslag motor.

V_s	= Slagvolume van de motor	$V_s = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s$	$[m^3]$
D	= Cilinderdiameter of boring		$[m]$
s	= Slaglengte		$[m]$
α	= Inhoud van de compressieruimte in % van V_s		
β	= Afgelegde weg van de zuiger in % van V_s vanuit bodem tot begin effectieve compressie		

Als we de tekst die onder 1.6 staat vertalen in een vergelijking krijgen we voor het "valse of geometrische compressievoud"

$$\varepsilon_0 = \frac{V_s + \alpha \cdot V_s}{\alpha \cdot V_s} = \frac{1 + \alpha}{\alpha}$$

Het valse of geometrische compressievoud wordt meestal door de motorfabrikant opgegeven. Bij deze berekening gaat men er van uit dat de compressie in het Onderste Dode Punt (= ODP) begint.

Willen we echter de werkelijke of effectieve compressieverhouding weten dan kunnen we hiervoor de volgende vergelijking opstellen:

$$\varepsilon_e = \frac{V_s - \beta \cdot V_s + \alpha \cdot V_s}{\alpha \cdot V_s} = \frac{1 - \beta + \alpha}{\alpha} = \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha}$$

Voor de Geometrische of valse compressieverhouding geldt:

$$\varepsilon_0 = \frac{1 + \alpha}{\alpha}$$

Voor de effectieve compressieverhouding geldt:

$$\varepsilon_e = \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha}$$

1.6.1 Rekenvoorbeeld 1

Als de inlaatklep sluit begint de effectieve compressie.

α en β worden uitgedrukt in % van V_s .

De afstand β is de doorlopen zuigerweg van ODP tot begin effectieve compressie.

Het volume dat zich boven de zuiger bevindt bedraagt bij begin compressie:

$$V_s - \beta \cdot V_s + \alpha \cdot V_s$$

Als de zuiger in BDP staat, dan is het volume boven de zuiger:

$$\alpha \cdot V_s$$

De werkelijke compressieverhouding is het werkelijke volume dat zich bij begin compressie boven de zuiger bevindt, gedeeld door het volume dat zich in BDP, ook wel TDC genoemd, boven de zuiger bevindt.

$$\varepsilon_e = \frac{\text{Werkelijke volume begin compressie}}{\text{volume bij BDP}} = \frac{V_s - \beta \cdot V_s + \alpha \cdot V_s}{\alpha \cdot V_s}$$

$$\varepsilon_e = \frac{V_s(1 + \alpha - \beta)}{V_s(\alpha)} = \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha}$$

Opmerking:

De motorfabrikant geeft de *geometrische* of *valse* compressieverhouding.

$$\varepsilon_0 = \frac{1 + \alpha}{\alpha}$$

Stel:

$$\alpha = 5 \% \text{ van } V_s$$

$$\beta = 12 \% \text{ van } V_s$$

$$\varepsilon_0 = \frac{1 + \alpha}{\alpha} = \frac{1 + 0,05}{0,05} = 21$$

$$\varepsilon_e = \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha} = \frac{1 + 0,05 - 0,12}{0,05} = 18,6$$

1.6.2 Rekenvoorbeeld 2**Van een motor is bekend:**

- Inhoud verbrandingsruimte is 6% van het slagvolume.
- De effectieve compressie begint als de zuiger 16 % van zijn slag vanuit bodem heeft doorlopen.

Gevraagd:

- De Geometrische compressieverhouding: ϵ_0
- De effectieve compressieverhouding ϵ_e

Oplossing:

$$\alpha = 6\% V_s$$

$$\beta = 16\% V_s$$

$$\epsilon_0 = \frac{1+\alpha}{\alpha} = \frac{1+0,06}{0,06} = 17,66$$

$$\epsilon_e = \frac{1+\alpha-\beta}{\alpha} = \frac{1+0,06-0,16}{0,06} = 15$$

1.6.3 Wiskundige benadering van het compressievoud

Voor een bestaand gas gelden de wetten van Poisson.

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n$$

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

c_p = Soortelijke warmte bij constante druk [kJ/(kg·K)]

c_v = Soortelijke warmte bij constant volume [kJ/(kg·K)]

Het volume boven de zuiger bij begin effectieve compressie bedraagt dus V_1

Het volume van de compressieruimte, ook wel verbrandingsruimte genoemd bedraagt dan V_2 .

We weten dat :

$$V_1 = 1 + \alpha - \beta$$

En we weten dat:

$$V_2 = \alpha$$

$$\varepsilon_e = \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha} = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\varepsilon_e = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \Rightarrow \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha} = \left(\frac{p_{\text{eind Compressie}}}{p_{\text{begin Compressie}}}\right)^{\frac{1}{n}}$$

De n voor lucht bedraagt: $n=1,4$

Op eenzelfde manier kunnen we de relatie tussen de volumes en de temperatuur vinden, dit gaat als volgt.

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n$$

$$\frac{p_1 \cdot V_1^n}{\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1}} = \frac{p_2 \cdot V_2^n}{\frac{p_2 \cdot V_2}{T_2}} = V_1^{(n-1)} \cdot T_1 = V_2^{(n-1)} \cdot T_2$$

$$\frac{V_1^{(n-1)}}{V_2^{(n-1)}} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(n-1)} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\left(\frac{1}{n-1}\right)}$$

Dan geldt voor de effectieve compressieverhouding tevens:

$$\varepsilon_e = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\left(\frac{1}{n-1} \right)}$$

Voor T_2 geldt dat dit de eindcompressie temperatuur is.

Voor T_1 geldt dat dit de temperatuur bij begin compressie is.

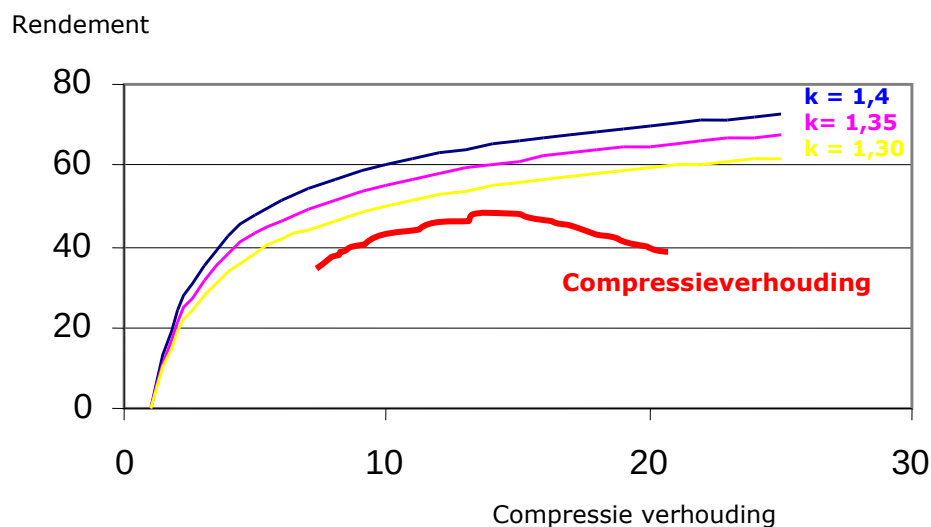
Zonder dit af te leiden geven we hierbij nog een relatie tussen het thermisch rendement en de compressieverhouding:

$$\eta_{\text{Thermisch}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{(n-1)}}$$

Hieruit is af te leiden dat hoe hoger de compressieverhouding wordt, hoe hoger het thermisch rendement wordt, uiteindelijk neemt hierdoor tevens het totaal rendement toe.

1.6.4 Praktische benadering

Op afbeelding 12 is het praktisch totaal rendement van een dieselmotor weergegeven als functie van de compressieverhouding.



Afbeelding 12. Het rendement als functie van de compressieverhouding.

De huidige motoren hebben een compressieverhouding van circa 14. Als de compressieverhouding nog groter wordt dan daalt het rendement van de motor.

$$\eta = \{ 1 - (1/\varepsilon)^{(k-1)} \} \times 100\%$$

ε = Compressieverhouding $V_{\max}/V_{\min}$

k = Verhouding tussen de soortelijke warmtes c_p/c_v

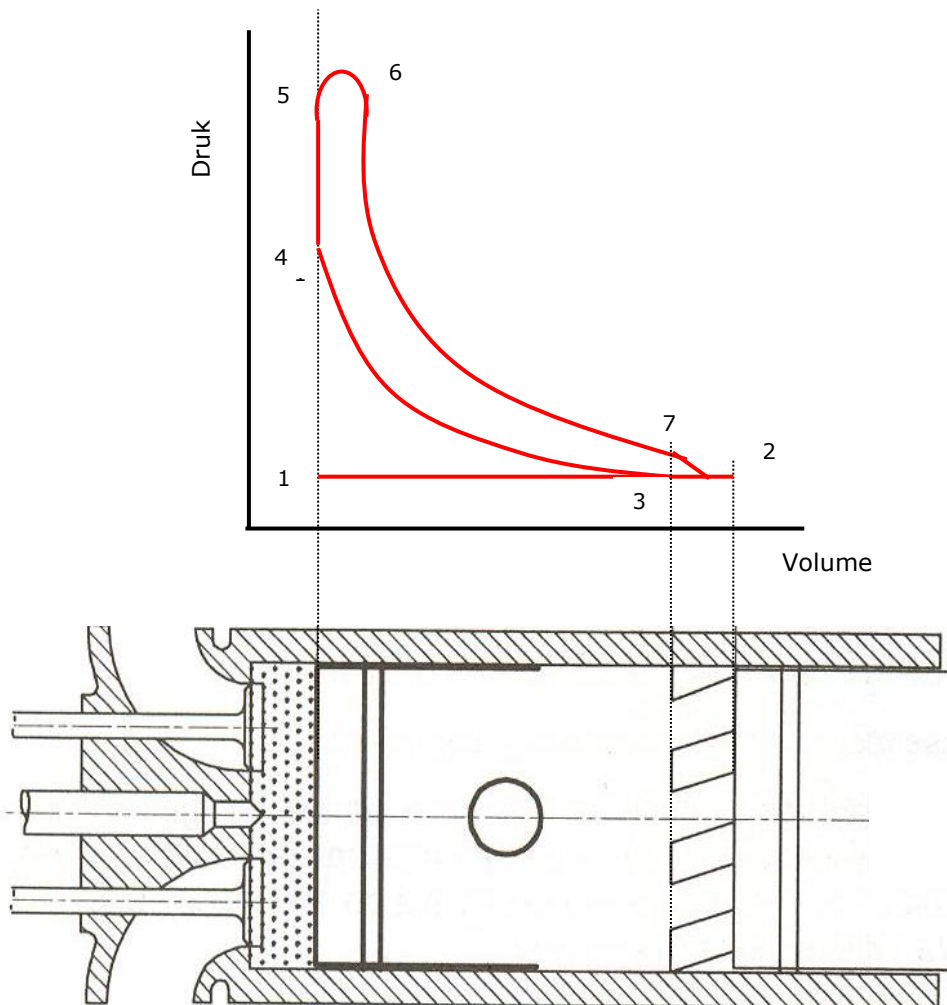
1.7 Het druk volume diagram

P-V diagram

Druk = bar, volgens SI staat de druk in N/m^2 of Pa
 1 Pa = 1 N/m^2
 1 bar = 100.000 Pa
 1 bar = 0,1 MPa

Volume staat altijd in m^3

In het druk volume diagram staat op de horizontale as het volume in m^3 en op de verticale as de druk in Pascal. Let op: bij vele diagrammen staat de druk nog steeds in bar absoluut aangegeven.



Afbeelding 12. Het druk volume diagram van een vierslag motor

1 → 2	Inlaatslag	6	Einde inspuiting
3	Begin effectieve compressie	6 → 7	Arbeidslag
3 → 4	Compressieslag	7	Uitlaat opent
4	Brandstofinspuiting	2 → 1	Uitlaatslag
5	Bovenste Dode Punt		

De oppervlakte van het diagram stelt arbeid voor:

$$p \cdot V = \frac{N}{m^2} \cdot m^3 = Nm = \text{Arbeid}$$

Nm = arbeid

Nm/sec = vermogen

Als het toerental van de motor bekend is wordt het vermogen:

$$P = p \cdot V \cdot n = \frac{N}{m^2} \cdot m^3 \cdot \frac{1}{s} = \frac{Nm}{s} = \frac{J}{s} = \text{Watt}$$

We noemen dit het geïndiceerd vermogen. In een volgend hoofdstuk komen we hierop terug.

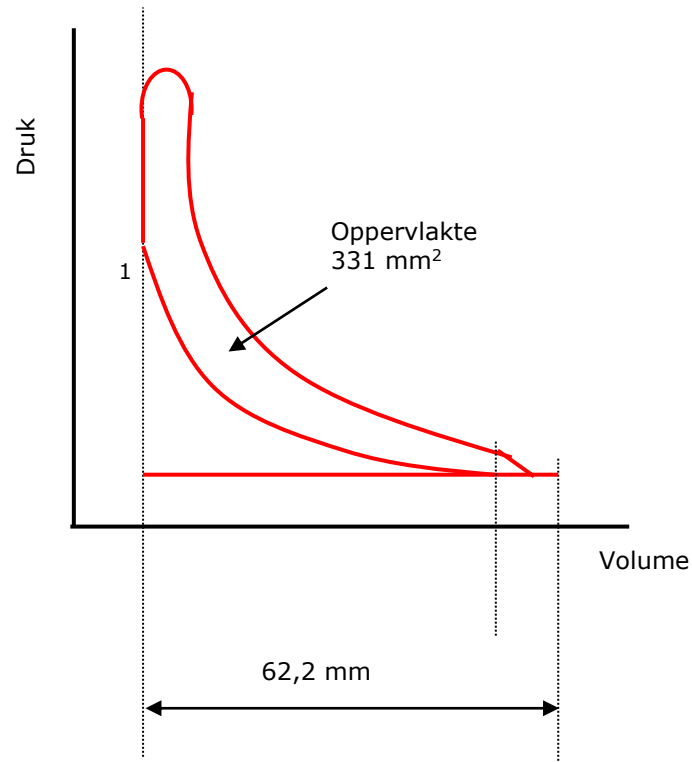
1.7.1 Rekenvoorbeeld

Van een cilinder van een 4-slag motor wordt bij volle belasting een indicator diagram (= p-V diagram) genomen.

De veer die in het toestel zit om de druk te meten wordt per bar druk 0,3 mm ingedrukt, dus 1 bar $\cong$ 0,3 mm. De oppervlakte van het diagram, zeg maar van de banaan, bedraagt 331 mm², de lengte van het diagram bedraagt 62,2 mm.

Gevraagd:

Bereken de gemiddelde geïndiceerde druk in bar en in Mpa.



Veer	:	1 bar $\cong$ 0,3 mm
Oppervlakte	:	331 mm ²
Lengte diagram:		62,2 mm

Oppervlakte van de banaan kan worden gemeten met een planimeter, dit is erg ouderwets, tegenwoordig wordt dit al jaren elektronisch gemeten.

Oplossing:

Gemiddelde hoogte = oppervlakte/lengte

$$h_{gem} = \frac{331 \text{ mm}^2}{62,2 \text{ mm}} = 5,32 \text{ mm}$$

$$1 \text{ bar} \cong 0,3 \text{ mm}$$

De gemiddelde hoogte komt dus overeen met:

$$\frac{5,32 \text{ mm}}{0,3 \text{ mm/bar}} = 17,73 \text{ bar}$$

Dus de gemiddelde geïndiceerde druk bedraagt:

17,73 bar ofwel 1,773 MPa

1.8 Gemiddelde zuigersnelheid

c_{gem}	= Gemiddelde zuigersnelheid	[m/s]
s	= Slaglengte van de zuiger	[m]
n	= Toerental van de motor	[omwentelingen/sec]

De gemiddelde zuigersnelheid wordt gedefinieerd als:

$$c_{gem} = 2 \cdot s \cdot n$$

Voor 2-slag motoren bedraagt de gemiddelde zuigersnelheid tot maximaal 8,5 m/s

Voor mediumspeed 4-slag motoren bedraagt de gemiddelde zuigersnelheid maximaal 10,5 m/sec.

Deze maximale zuigersnelheden hebben te maken met de optredende traagheidskrachten, waar we hier niet verder op ingaan.

1.8.1 Rekenvoorbeeld

Als voorbeeld nemen we een 4-slag medium speed motor.

Van de motor is bekend dat de slag 400 mm bedraagt, het toerental bedraagt 12 omw/s.

De gemiddelde zuigersnelheid bedraagt:

$$c_{gem} = 2 \cdot s \cdot n = 2 \cdot 0,4 \cdot 12 = 9,6 \text{ m/s}$$

Grote slag $\Rightarrow$ klein toerental

Kleine slag $\Rightarrow$ groot toerental

1.9 Het doorlopend krukwegdiagram van een 4 slag motor

In de voorgaande hoofdstukken zijn we er gemakshalve van uit gegaan dat de inlaatklep opent in het BDP en sluit in het ODP. Vervolgens gingen we er ook van uit dat de uitlaatklep in het ODP opende en sloot in het BDP. De werkelijkheid is echter anders.

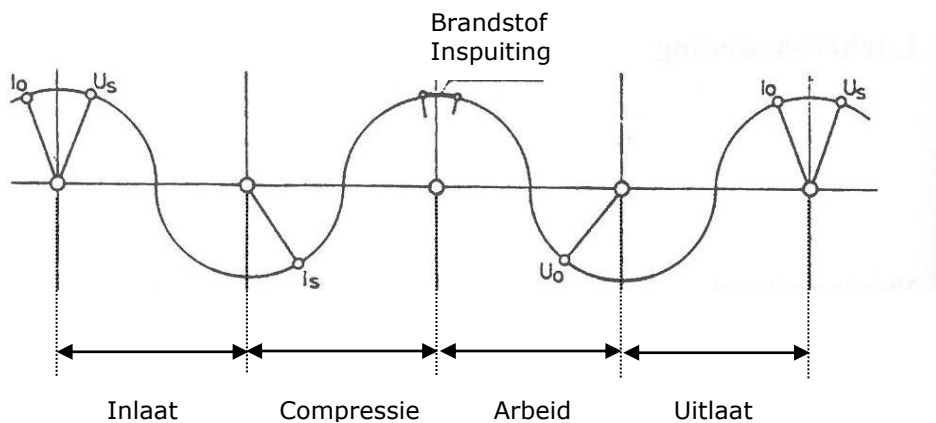
Als de motor aan zijn inlaatslag begint moet de inlaatklep reeds vol open staan, zo is er immers de minste weerstand om in de cilinder te stromen. Kortom voordat de zuiger tijdens zijn uitlaatslag het BDP bereikt, begint de inlaatklep te openen, als de zuiger eenmaal in het BDP is staat de inlaatklep inmiddels vol open. Tijdens de inlaatslag zal de zuiger door zijn snelheid een "onderdruk" in de cilinder creëren, kortom de vulling zal hierdoor niet optimaal zijn. Om deze reden sluit de inlaatklep pas als de zuiger het ODP gepasseerd is.

Tijdens de arbeidslag opent de uitlaatklep voordat de zuiger zijn ODP bereikt heeft, de uitlaatgassen kunnen nu eerder ontsnappen, het grote voordeel hiervan is dat de restdruk in de cilinder minimaal is zodra de zuiger aan zijn uitlaatslag begint. Tegendruk tijdens de uitlaatslag zou immers ten koste gaan van het geleverde vermogen. Als de zuiger aan zijn uitlaatslag bezig is zal voordat het BDP bereikt wordt de inlaatklep openen, de uitlaatklep sluit zodra de zuiger het BDP gepasseerd heeft.

De aandachtige lezer zal opgemerkt hebben, dat op een bepaald moment de inlaatklep en de uitlaatklep een moment gelijktijdig openstaan, dit noemt men klepoverlap.

Vooral bij toepassing van drukvulling zal tijdens klepoverlap een gedeelte lucht via de inlaatklep de verbrandingskamer schoonspoelen, de lucht verlaat de cilinder via de openstaande uitlaatklep, het voordeel hiervan is dat de uitlaatklep extra gekoeld wordt.

Op afbeelding 13 is een zogenaamd doorlopend krukwegdiagram weergegeven.



Afbeelding 13. Het doorlopend krukwegdiagram.

- I_o = Inlaatklep opent
- I_s = Inlaatklep sluit
- U_o = Uitlaatklep opent
- U_s = Uitlaatklep sluit

1.10 Samenvatting

Tweeslag motoren:

Bij de tweeslag motor, vroeger de twee takt motor genoemd, is er per omwenteling één arbeidslag.

Vierslag motoren:

Bij de vierslag motor, vroeger de vier takt motor genoemd, zijn er twee volledige omwentelingen van de krukas nodig voor één arbeidslag.

In het algemeen is het zo dat als men tegen de vermogen afgevende krukasflens aankijkt dan draait een linksdraaiende motor tegen de wijzers van de klok in en een rechtsdraaiende motor met de wijzers van de klok mee.

High Speed motoren ofwel de snellopers:

$n > 17$ omwentelingen / seconde (Hz)

$n > 1000$ omwentelingen / minuut (RPM)

Bij deze motoren ligt het toerental dus boven de 1000 omwentelingen per minuut.

Medium Speed ofwel de middelsnel lopende motoren:

$4 < n < 17$ omwentelingen / seconde (Hz)

$240 < n < 1000$ omwentelingen / minuut (RPM)

Bij deze motoren ligt het toerental dus tussen de 240 en 1000 omwentelingen per minuut.

Low Speed ofwel de langzaamlopers:

$n < 4$ omwentelingen / seconde (Hz)

$n < 240$ omwentelingen / minuut (RPM)

Bij deze motoren ligt het toerental dus lager dan 240 omwentelingen per minuut.

Trunkzuigermotoren:

Bij deze motoren is de zuiger met behulp van de drijfstang rechtstreeks met de krukas verbonden. Op de zuiger werkt nu een zijdelingse kracht.

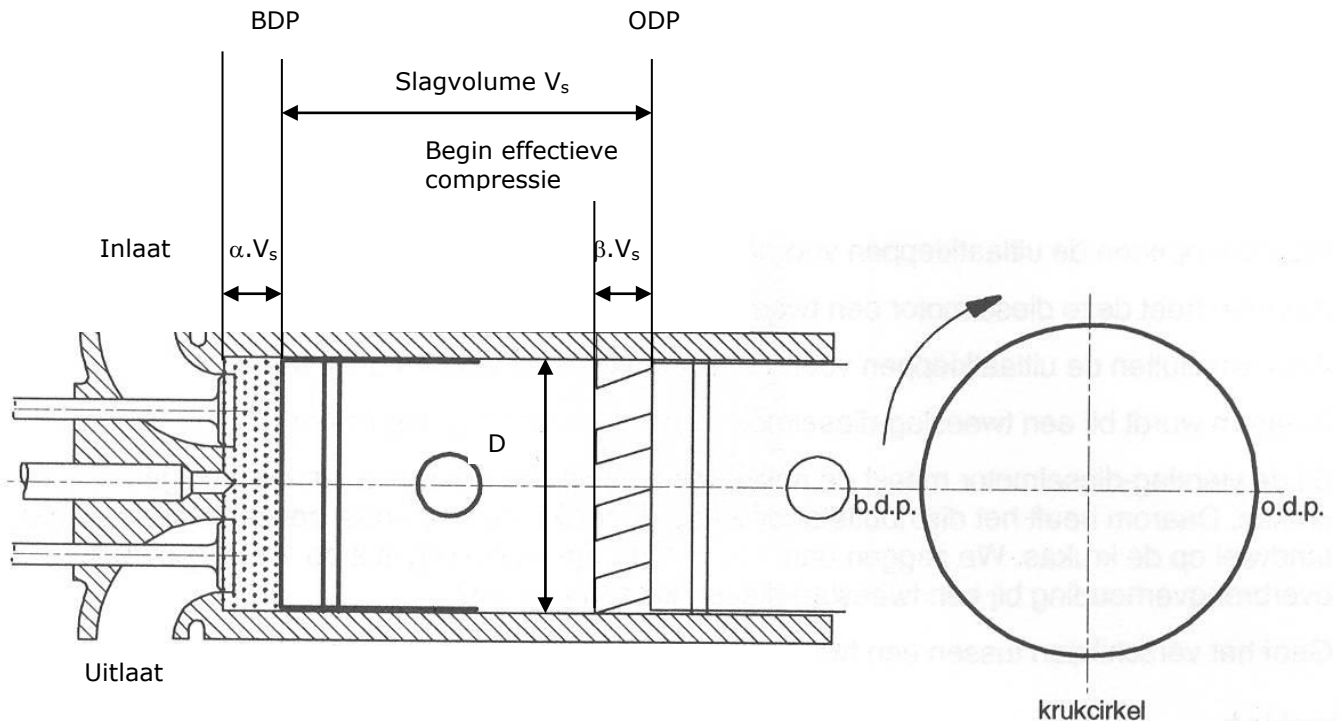
Kruishoofdmotoren:

Bij deze motoren is de zuiger met behulp van een zuigerstang en een drijfstang met de krukas verbonden. Bij deze uitvoering werkt er op de zuiger geen zijdelingse kracht. Deze uitvoering komt echter enkel bij grote voortstuwingmotoren aan boord van schepen voor.

De motoren zijn gemaakt om op een bepaalde soort brandstof te draaien, dit kan bijvoorbeeld zijn:

- Gasolie
- MDO, Marine Diesel Oil
- HFO, Heavy Fuel
- Gas

De verhouding van het volume lucht boven de zuiger bij begin compressie en het volume lucht boven de zuiger bij einde compressie wordt de compressieverhouding of het compressievoud genoemd, afgekort vinden we dan vaak CV of ε (= Epsilon).



Het valse of geometrische compressievoud:

$$\varepsilon_0 = \frac{V_s + \alpha \cdot V_s}{\alpha \cdot V_s} = \frac{1 + \alpha}{\alpha}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{1 + \alpha}{\alpha}$$

Het effectieve compressievoud

$$\varepsilon_e = \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha}$$

$$\varepsilon_e = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \Rightarrow \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha} = \left(\frac{p_{\text{eind Compressie}}}{p_{\text{begin Compressie}}} \right)^{\frac{1}{n}}$$

De gemiddelde zuigersnelheid wordt gedefinieerd als:

$$C_{\text{gem}} = 2 \cdot s \cdot n$$

1.11 Vragen

- Beschrijf, slag voor slag, het werkingsprincipe van een 4-slag dieselmotor.
- Schets een indicatorgram van een 4-slag dieselmotor en geef hier met nummers de slagen of het proces aan.
- Het indicatorgram wordt met behulp van een planimeter gemeten en het oppervlak is $748,8 \text{ mm}^2$. De lengte van het diagram bedraagt 78 mm. De veerschaal van de gebruikte indicatorveer bedraagt: $0,8 \text{ mm} = 1 \text{ bar}$.

Wat is de gemiddelde druk in de cilinder? (12 bar)

- De zuigerslag van een medium-speed vierslag dieselmotor is 500 mm, de boring is 380 mm, de motorkrukas draait met 12 omw/sec.

Bereken van deze motor:

De gemiddelde zuigersnelheid. (12 m/s)

Het slagvolume van een cilinder. ($0,056 \text{ m}^3$)

- Van een dieselmotor is gegeven:
Cilinderdiameter $d = 0,38 \text{ m}$
Zuigerslag $s = 0,42 \text{ m}$
De compressieruimte van een cilinder van deze motor bedraagt 6% van het slagvolume.
De compressie begint wanneer de zuiger 16% van de opwaartse slag heeft afgelegd

Bereken:

De inhoud van de compressieruimte in dm^3 of in m^3

Het effectieve compressievoud. (0,0028 m^3 en 15)

- Wat is het verschil tussen de geometrische compressieverhouding en de werkelijke compressieverhouding?
- Wat verstaat u onder het zuigerslagvolume.
- Wat verstaat u onder klepoverlap.

2.0 Vermogens, verliezen en rendementen

Bij de motoren kennen we verschillende vermogens, we zullen van alle vermogens eerst de definities geven. Voor het theoretisch, het geïndiceerd, en het effectief vermogen zullen hierna ook de rekenmethoden worden gegeven.

2.1 Vermogensdefinities

2.1.1 Theoretisch vermogen: $[P_{th}]$

Het vermogen (= warmte) dat met de brandstof en bekende stookwaarde aan de motor wordt toegevoerd. Dit wordt op 100% gesteld.

2.1.2 Geïndiceerd vermogen: (indicated power) $[P_i]$

Het totaal in de cilinders door de rookgassen ontwikkelde vermogen aan de verbrandingszijde van de arbeidszuigers gemeten.

2.1.3 Remvermogen: (brake power)

Het vermogen gemeten aan de drijvende as.

2.1.4 Effectief vermogen: (Net brake power) $[P_e]$

Dit wordt ook wel het netto remvermogen genoemd. Dit is het vermogen dat de motor levert terwijl deze tevens de essentiële hulpwerktuigen aandrijft of gebruikt.

Essentiële hulpwerktuigen zijn o.a. de koelwaterpompen, smeeroliepompen en een eventuele spoelpomp.

2.1.5 Continu vermogen: (Continuous power)

Het vermogen dat de motor continu kan leveren tussen de, door de fabrikant, vastgestelde onderhoudswerkzaamheden. Dit bij een gegeven toerental en bedrijfscondities, op voorwaarde dat de voorgeschreven onderhoudswerkzaamheden worden uitgevoerd.

2.1.6 Overbelastings vermogen: (Overload power)

Het maximale toelaatbare vermogen van de motor bij gegeven bedrijfscondities, direct na het bedrijf bij continu vermogen. De tijdsduur en frequentie van de toelaatbare overbelasting zijn afhankelijk van het bedrijf.

2.1.7 Maximaal begreind vermogen: (Fuel stopped power)

Het vermogen dat een motor maximaal kan leveren gedurende een opgegeven tijdsduur, afhankelijk van de aard van het bedrijf. Dit bij gegeven toerental en bedrijfscondities met begrensde brandstofpompvulling, zodat dit maximum vermogen niet kan worden overschreden.

2.1.8 Dienst vermogen: (Service power)

Het vermogen waarbij de motor moet worden gebruikt, vastgesteld bij de heersende omgevings en bedrijfscondities. Hierbij worden in aanmerking genomen:

- Omgevingscondities
- Normale bedrijfsomstandigheden
- Verwachte tijdsduur tussen onderhoudswerkzaamheden
- Aard en intensiteit van het vereiste toezicht
- Alle relevante informatie met betrekking tot het motorbedrijf

2.1.9 I.S.O vermogen

Het vermogen dat is vastgesteld op de proefstand, dit onder de bedrijfscondities en herleid op de standaard referentiecondities. De standaard condities zijn:

- | | |
|--|--------------------------|
| - De buitenluchtdruk | $p = 1 \text{ bar}$ |
| - De buitenluchttemperatuur | $T = 300 \text{ K}$ |
| - Relatieve vochtigheid | $RV = 60\%$ |
| - Koelwaterintrede temperatuur luchtkoeler | $T_i = 300 \text{ K}$ |
| - Stookwaarde | $H_0 = 42 \text{ MJ/kg}$ |

Let op:

Diverse motorleveranciers geven hun standaard condities op volgens ISO 3046/I deze norm is van 1995.

Hiervoor geldt:

- | | |
|--|--------------------------|
| - De buitenluchtdruk | $p = 1 \text{ bar}$ |
| - De buitenluchttemperatuur | $T = 298 \text{ K}$ |
| - Relatieve vochtigheid | $RV = 30\%$ |
| - Koelwaterintrede temperatuur luchtkoeler | $T_i = 298 \text{ K}$ |
| - Stookwaarde | $H_0 = 42 \text{ MJ/kg}$ |

Bij afwijkende omstandigheden wordt er dan een reductiefactor op het vermogen toegepast.

Een richtlijn hiervoor is:

$$\text{Reductiefactor} = (a + b + c)\%$$

Waarvoor geldt:

- | | |
|-----|---|
| a = | 0,5 % voor elke graad dat de buitenluchttemperatuur hoger is dan de genoemde 25 °C (= 298 K) |
| b = | 1 % voor elke 100 meter boven zeeniveau. |
| c = | 0,4 % voor elke graad dat de koelwater intrede temperatuur voor de luchtkoeler hoger is dan de genoemde 25 °C (= 298 K) |

2.1.10 Voorbeeld ISO vermogen

Van een motor is het volgende gegeven:

Het I.S.O vermogen volgens I.S.O. 3046/I bedraagt 8,1 MW.

De standaard condities waarbij dit vermogen geldt zijn dus:

- | | | |
|---|--|--------------------------|
| - | De buitenluchtdruk | $p = 1 \text{ bar}$ |
| - | De buitenluchttemperatuur | $T = 298 \text{ K}$ |
| - | Relatieve vochtigheid | $RV = 30\%$ |
| - | Koelwaterintrede temperatuur luchtkoeler | $T_i = 298 \text{ K}$ |
| - | Stookwaarde | $H_0 = 42 \text{ MJ/kg}$ |

Deze motor wordt geplaatst in een land waar de gemiddelde condities als volgt zijn:

- | | | |
|---|--|--------------------------|
| - | De buitenluchtdruk | $p = 1 \text{ bar}$ |
| - | De buitenluchttemperatuur | $T = 306 \text{ K}$ |
| - | Relatieve vochtigheid | $RV = 60\%$ |
| - | Koelwaterintrede temperatuur luchtkoeler | $T_i = 310 \text{ K}$ |
| - | Stookwaarde | $H_0 = 42 \text{ MJ/kg}$ |
| - | Hoogte bedraagt 300 m boven zeeniveau | |

Wat is nu het vermogen dat de motor in dit land zal leveren:

De buitenluchttemperatuur is $306 - 298 = 8 \text{ K}$ hoger dan die bij I.S.O condities.

De correctiefactor a wordt nu:

$$a = 8 \cdot 0,5 = 4\%$$

De motor komt 300 meter boven zeeniveau te staan dit is dus factor 3.

De correctiefactor b wordt nu:

$$b = 3 \cdot 1 = 3\%$$

De koelwatertemperatuur voor de spoelluchtkoeler is $310 - 298 = 12 \text{ K}$ hoger dan die bij standaard condities.

De correctiefactor c wordt nu:

$$c = 12 \cdot 0,4 = 4,8\%$$

De reductiefactor die nu op het vermogen toegepast dient te worden wordt:

$$\text{Reductiefactor} = (a + b + c)\%$$

$$\text{Reductiefactor} = (4 + 3 + 4,8) = 11,8 \%$$

Het vermogen dat de motor nu maximaal zal leveren bedraagt:

$$P = 8,1 - \left(\frac{11,8}{100} \cdot 8,1 \right) = 7,14 \text{ MWatt}$$

2.2 Theoretische benadering van de vermogens

2.2.1 Gebruikte grootheden en eenheden

Theoretisch vermogen	P_{th}	:	W
Geïndiceerd vermogen	P_i	:	W
Effectief vermogen	P_e	:	W
Brandstofverbruik	$\dot{m}_b$	:	kg/s
Stookwaarde van de brandstof	H_0	:	J/kg
Gemiddelde geïndiceerde druk	p_i	:	N/m ²
Gemiddelde effectieve druk	p_e	:	N/m ²
Cilinderdiameter, boring	D	:	m
Slag	s	:	m
Toerental	n	:	omw/s
Aantal cilinders	z	:	----
Arbeidsfactor	a	:	1 of 2
Bij vierslag $a = 2$, bij tweeslag $a = 1$			

2.2.2 Het theoretisch vermogen

$$P_{th} = \dot{m}_b \cdot H_0 = \frac{kg}{s} \cdot \frac{J}{kg} = \frac{J}{s} = Watt$$

De Stookwaarde H_0 :

Het aantal kilojoules aan energie dat vrijkomt bij de volledige verbranding van een kilogram brandstof, waarbij de gevormde waterdamp niet condenseert.

Voorbeeld:

Het brandstofverbruik van een motor bedraagt 0,422 kg/s
de stookwaarde bedraagt 42 MJ/kg.

$$\begin{aligned}\dot{m}_b &= 0,422 \text{ kg/s} \\ H_0 &= 42.000.000 \text{ J/kg}\end{aligned}$$

Voor het theoretisch vermogen vinden we nu:

$$P_{th} = \dot{m}_b \cdot H_0 = \frac{0,422 \text{ kg}}{s} \cdot \frac{42.000.000 \text{ J}}{kg} = \frac{17.724.000 \text{ J}}{s} = 17.724.000 \text{ Watt}$$

$$P_{th} = 17,724 \text{ MWatt}$$

2.2.3 Het Geïndiceerd vermogen

Van de totale toegevoerde warmte aan de motor zal een deel van de warmte met de rookgassen afgevoerd worden. Tevens wordt een deel van de warmte met het noodzakelijke koelwater afgevoerd. Verder hebben we nog een deel warmte dat in de vorm van straling naar de omgeving wordt afgevoerd en er wordt een gedeelte van de warmte afgevoerd in de luchtkoelers. Deze verliezen samen worden het thermisch verlies genoemd.

Het thermisch verlies is samengesteld uit:

- Warmte afgevoerd met de rookgassen
- Warmte afgevoerd met de koelmiddelen, behalve de smeeroliekoeler
- Warmte afgevoerd in de vorm van straling
- Warmte afgevoerd in de luchtkoelers

Voor moderne medium speed motoren die bijvoorbeeld op zware olie draaien bedraagt het thermisch verlies circa 48% van P_{th} .

Indien we de grootte van het thermisch verlies kennen en dit in mindering brengen op het theoretisch vermogen, dan is het geïndiceerd vermogen bekend.

$$P_i = P_{th} - \text{thermisch verlies}$$

Er geldt ook dat:

$$P_i = p_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

In een vorig hoofdstuk hebben we gezien hoe we de geïndiceerde druk kunnen bepalen of berekenen, de andere grootheden van de motor zijn bekend, kortom we kunnen het geïndiceerd vermogen berekenen.

Tevens geldt dat:

$$P_i = \dot{m}_b \cdot H_0 \cdot \eta_{th}$$

Hieruit volgt voor het thermisch rendement:

$$\eta_{th} = \frac{P_i}{P_{th}}$$

Voorbeeld:

Van een vierslag motor is het volgende bekend:
 Het brandstofverbruik van een motor bedraagt 0,422 kg/s.
 De stookwaarde bedraagt 42 MJ/kg.
 De gemiddelde geïndiceerde druk bedraagt 21 bar.
 De slag van de motor bedraagt 0,4 meter.
 De cilinderdiameter bedraagt 0,32 meter.
 Het toerental bedraagt 12 omw/s (12 Hz).
 Het aantal cilinders bedraagt 18.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_b &= 0,422 \text{ kg/s} \\
 H_0 &= 42 \text{ MJ/kg} \\
 p_i &= 21 \text{ bar} = 21 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \\
 s &= 0,4 \text{ m} \\
 D &= 0,32 \text{ m} \\
 z &= 18 \\
 n &= 12 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

Gevraagd:

- Het theoretisch vermogen
- Het geïndiceerd vermogen
- Het thermisch verlies in kW
- Het thermisch rendement in procenten van P_{th}

Oplossing:

Voor het theoretisch vermogen vinden we nu:

$$P_{th} = \dot{m}_b \cdot H_0 = \frac{0,422 \text{ kg}}{s} \cdot \frac{42 \cdot 10^6 \text{ J}}{\text{kg}} = \frac{17,724 \cdot 10^6 \text{ J}}{s} = 17,724 \cdot 10^6 \text{ Watt}$$

$$P_{th} = 17,724 \text{ MWatt}$$

Voor het geïndiceerd vermogen vinden we:

$$\begin{aligned}
 P_i &= p_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z \\
 P_i &= 21 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,32^2 \cdot 0,4 \cdot \frac{12}{2} \cdot 18 = 72,96135 \cdot 10^5 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

$$P_i = 7,29 \text{ MW}$$

Voor het thermisch verlies vinden we:

$$\text{thermisch verlies} = P_{th} - P_i = 17,724 - 7,29 = 10,434 \text{ MW}$$

Voor het thermisch rendement vinden we nu:

$$\eta_{th} = \frac{P_i}{P_{th}} = \frac{7,29}{17,724} = 0,4113$$

$$\eta_{th} = 41,13\%$$

2.2.4 Het effectief vermogen

Als we eenmaal het geïndiceerd vermogen gevonden hebben zullen we hier een aantal verliezen in rekening moeten brengen om het effectief vermogen te vinden.

Dit verlies, het mechanisch verlies, bestaat uit een warmteverlies met de smeeroilie en een verlies dat bestaat uit wrijving van de aandrijving van de nokkenas met aangebouwde pompen, *met uitzondering van de aandrijving van de Hoge Druk brandstofpompen*. Dit laatste is per definitie vastgelegd.

Het mechanisch verlies is samengesteld uit:

- Warmteverlies met de smeeroilie
- Aandrijving nokkenas met aangebouwde pompen, met uitzondering van de hoge druk brandstofpompen.

Het mechanisch verlies bedraagt voor moderne motoren circa 7 – 8 % van P_{th} .

Indien we de grootte van het mechanisch verlies kennen en dit in mindering brengen op het geïndiceerd vermogen, dan is het effectief vermogen bekend.

$$P_e = P_i - \text{mechanisch verlies}$$

Er geldt ook dat:

$$P_e = p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

Tevens geldt dat:

$$P_e = \dot{m}_b \cdot H_0 \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{mech}$$

Hieruit volgt voor het mechanisch rendement:

$$\eta_{mech} = \frac{P_e}{P_i}$$

En voor het totaal rendement geldt:

$$\eta_{totaal} = \frac{P_e}{P_{th}} \text{ en } \eta_{totaal} = \eta_{thermisch} \cdot \eta_{mechanisch}$$

2.3 Het specifiek brandstofverbruik

Het specifiek brandstofverbruik is een waarde die uitgedrukt wordt in gram per MegaJoule of in gram per Kilowattuur. Deze waarde wordt gebruikt om het brandstofverbruik te vergelijken van de ene met de andere motor.

In formulevorm krijgen we:

$$\text{Specifiek brandstofverbruik} = \frac{\text{Massa brandstof per seconde}}{\text{Effectief vermogen}}$$

$$b_e = \frac{\dot{m}_b}{P_e} = \frac{kg / s}{MJ / s} = \frac{kg}{MJ}$$

Het specifiek brandstofverbruik wordt echter meestal in gram/MJ uitgedrukt.

Voor moderne motoren varieert dit van 55 – 60 gr/MJ.

Voor het totaal rendement kunnen we noteren:

$$\eta_{totaal} = \frac{P_e}{P_{th}} = \frac{P_e}{\dot{m}_b \cdot H_0}$$

We delen nu de teller en noemer door P_e , we krijgen dan:

$$\eta_{totaal} = \frac{\frac{P_e}{P_e}}{\frac{\dot{m}_b \cdot H_0}{P_e}} = \frac{1}{b_e \cdot H_0}$$

Voor het specifiek brandstofverbruik vinden we:

$$b_e = \frac{1}{\eta_{totaal} \cdot H_0}$$

Voorbeeld:

Het totaal rendement van een motor bedraagt 45%.

De stookwaarde van de brandstof bedraagt 42 MJ/kg.

Het specifiek brandstofverbruik wordt nu:

$$b_e = \frac{1}{\eta_{totaal} \cdot H_0} = \frac{1}{0,45 \cdot 42 MJ / kg} = 0,0529 kg / MJ$$

Meestal wijzigt de formule in:

$$b_e = \frac{1000}{\eta_{totaal} \cdot H_0} = \frac{1000}{0,45 \cdot 42 MJ / kg} = 52,9 gram / MJ$$

Een andere schrijfwijze voor het specifiek brandstofverbruik is:

$$b_e = \frac{3600}{\eta_{\text{totaal}} \cdot H_0}$$
$$b_e = \frac{3600}{0,45 \cdot 42 \text{ MJ / kg}} = 190,47 \text{ gram / kWh}$$

Voorbeeld:

Van een motor is bekend dat het specifiek brandstof verbruik 55 gr/MJ bedraagt:

Gevraagd:

Bereken het specifiek brandstofverbruik in gram/kWh

Oplossing:

$$b_e = 55 \cdot 3,6 = 198 \text{ gram / kWh}$$

2.4 Het specifiek luchtverbruik

Het specifiek luchverbruik is een waarde die uitgedrukt wordt in gram per MegaJoule of in gram per Kilowattuur. Deze waarde wordt gebruikt om het luchtverbruik te vergelijken van de ene met de andere motor.

In formulevorm krijgen we:

$$\text{Specifiek luchtverbruik} = \frac{\text{Massa lucht per seconde}}{\text{Effectief vermogen}}$$
$$\ell_e = \frac{\dot{m}_l}{P_e} = \frac{\text{kg / s}}{\text{MJ / s}} = \frac{\text{kg}}{\text{MJ}}$$

Bij moderne medium speed vierslag motoren bedraagt het specifiek luchtverbruik gemiddeld: 2 kg/MJ

2.5 Uitgebreid rekenvoorbeeld

Van een vierslag dieselmotor is bekend:

- de cilinderdiameter $d = 0,40 \text{ m}$
- de zuigerslag $s = 0,56 \text{ m}$
- de rotatiefrequentie $n = 8,5 \text{ Hz}$
- de effectieve gemiddelde druk $p_e = 18,4 \text{ bar}$
- de geïndiceerde gemiddelde druk $p_i = 20,45 \text{ bar}$
- het aantal cilinders $z = 8$
- het specifieke brandstofverbruik $b_e = 49,4 \text{ g/MJ}$
- de netto specifieke energie (stookwaarde) $H_0 = 42,7 \text{ MJ/kg}$

Bereken:

- a) het effectieve vermogen (P_e)
- b) het totale rendement (η_t)
- c) het mechanisch rendement (η_m)
- d) het wrijvingsvermogen (P_w)
- e) het gemiddelde wrijvingskoppel (T_w)

Verder is bekend:

- het gemiddelde wrijvingskoppel (T_w) is voor iedere rotatiefrequentie constant
 - de koppeling na het vliegwiel is tijdens het tornen uitgeschakeld
 - de rotatiefrequentie tijdens het tornen $n_t = 0,05 \text{ Hz}$
- f) bereken het tornvermogen (P_t) aan het vliegwiel

Oplossing:

$$a) P_e = p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{f} \cdot z$$

$$P_e = 18,4 \cdot 10^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,4^2 \cdot 0,56 \cdot \frac{8,5}{2} \cdot 8$$

$$P_e = 4402,45 \text{ kW}$$

$$b) \eta_{\text{tot}} = \frac{1000}{b_e \cdot H_0}$$

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{1000}{49,4 \cdot 42,7} = 0,474 \Rightarrow 47,4\%$$

$$c) \eta_{\text{mech}} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{18,4}{20,45} = 0,8997 \Rightarrow 89,97\%$$

$$d) \eta_{\text{mech}} = \frac{P_i - P_w}{P_i}$$

$$\eta_{\text{mech}} = 1 - \frac{P_w}{P_i}$$

$$0,8997 = 1 - \frac{P_w}{\frac{4402,45}{0,8997}}$$

$$P_w = 490 \text{ kW}$$

$$e) P_w = \omega \cdot T_w$$

$$T_w = \frac{490}{2\pi \cdot 8,5} = 9 \text{ kNm}$$

$$f) P_t = 2\pi \cdot 0,05 \cdot T_w$$

$$P_t = 2,88 \text{ kW}$$

2.6 Samenvatting

Theoretisch vermogen: [P_{th}]

Het vermogen (= warmte) dat met de brandstof en bekende stookwaarde aan de motor wordt toegevoerd. Dit wordt op 100% gesteld.

Geïndiceerd vermogen: (indicated power) [P_i]

Het totaal in de cilinders door de rookgassen ontwikkelde vermogen aan de verbrandingszijde van de arbeidszuigers gemeten.

Remvermogen: (brake power)

Het vermogen gemeten aan de drijvende as.

Effectief vermogen: (Net brake power) [P_e]

Dit wordt ook wel het netto remvermogen genoemd. Dit is het vermogen dat de motor levert terwijl deze tevens de essentiële hulpwerktuigen aandrijft of gebruikt. Essentiële hulpwerktuigen zijn o.a. de hoge druk brandstofpomp en een eventuele spoelpomp.

Continu vermogen: (Continuous power)

Het vermogen dat de motor continu kan leveren tussen de, door de fabrikant, vastgestelde onderhoudswerkzaamheden. Dit bij een gegeven toerental en bedrijfscondities, op voorwaarde dat de voorgeschreven onderhoudswerkzaamheden worden uitgevoerd.

Overbelastings vermogen: (Overload power)

Het maximale toelaatbare vermogen van de motor bij gegeven bedrijfscondities, direct na het bedrijf bij continu vermogen. De tijdsduur en frequentie van de toelaatbare overbelasting zijn afhankelijk van het bedrijf.

Maximaal begrensd vermogen: (Fuel stopped power)

Het vermogen dat een motor maximaal kan leveren gedurende een opgegeven tijdsduur, afhankelijk van de aard van het bedrijf. Dit bij gegeven toerental en bedrijfscondities met begrensde brandstofpompvulling, zodat dit maximum vermogen niet kan worden overschreden.

Dienst vermogen: (Service power)

Het vermogen waarbij de motor moet worden gebruikt, vastgesteld bij de heersende omgevings en bedrijfscondities. Hierbij worden in aanmerking genomen:

- Omgevingscondities
- Normale bedrijfsomstandigheden
- Verwachte tijdsduur tussen onderhoudswerkzaamheden
- Aard en intensiteit van het vereiste toezicht
- Alle relevante informatie met betrekking tot het motorbedrijf

I.S.O vermogen:

Het vermogen dat is vastgesteld op de proefstand, dit onder de bedrijfscondities en herleid op de standaard referentiecondities. De standaard condities zijn:

- | | |
|--|--------------------------|
| - De druk | $p = 1 \text{ bar}$ |
| - De temperatuur | $T = 300 \text{ K}$ |
| - Relatieve vochtigheid | $RV = 60\%$ |
| - Koelwaterintrede temperatuur luchtkoeler | $T_i = 300 \text{ K}$ |
| - Stookwaarde | $H_0 = 42 \text{ MJ/kg}$ |

Het theoretisch vermogen:

$$P_{th} = \dot{m}_b \cdot H_0 = \frac{kg}{s} \cdot \frac{J}{kg} = \frac{J}{s} = Watt$$

De Stookwaarde H_0 :

Het aantal kilojoules aan energie dat vrijkomt bij de volledige verbranding van een kilogram brandstof, waarbij de gevormde waterdamp niet condenseert.

Het thermisch verlies is samengesteld uit:

- Warmte afgevoerd met de rookgassen
- Warmte afgevoerd met de koelmiddelen
- Warmte afgevoerd in de vorm van straling
- Warmte afgevoerd in de luchtkoelers

Het geïndiceerd vermogen:

$$P_i = p_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

Het thermisch rendement:

$$\eta_{th} = \frac{P_i}{P_{th}}$$

Het mechanisch verlies is samengesteld uit:

- Warmteverlies met de smeerolie
- Aandrijving nokkenas met aangebouwde pompen, met uitzondering van de hoge druk brandstofpompen.

Het effectief vermogen:

$$P_e = p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

$$P_e = \dot{m}_b \cdot H_0 \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{mech}$$

Het totaal rendement:

$$\eta_{totaal} = \frac{P_e}{P_{th}} \text{ en } \eta_{totaal} = \eta_{thermisch} \cdot \eta_{mechanisch}$$

Specifiek brandstofverbruik:

$$\text{Specifiek brandstofverbruik} = \frac{\text{Massa brandstof per seconde}}{\text{Effectief vermogen}}$$

$$b_e = \frac{\dot{m}_b}{P_e} = \frac{kg/s}{MJ/s} = \frac{kg}{MJ}$$

Specifiek Luchtverbruik:

Specifiek luchtverbruik = $\frac{\text{Massa lucht per seconde}}{\text{Effectief vermogen}}$

$$\ell_e = \frac{\dot{m}_l}{P_e} = \frac{kg / s}{MJ / s} = \frac{kg}{MJ}$$

2.7 Vragen

- Van een 18 cilinder vierslag dieselmotor is bekend:
Diameter is 320 mm
Slag is 400 mm
 $n = 12$ omw/sec
gemiddelde effectieve druk is 20,9 bar

Wat is het effectief vermogen in kW? (7261 kW)

- Van een tweeslag dieselmotor is bekend:
de cilinderdiameter $d = 0,68$ m
de rotatiestraal van de kruk $r = 1,00$ m
de rotatiefrequentie $n = 1,53$ omw/s
het aantal cilinders $z = 4$
de gemiddelde effectieve druk $p_e = 16,51$ bar
het specifieke brandstofverbruik $b_e = 48,6$ g/MJ of 174,96 g/kWh
de stookwaarde van de brandstof $H_o = 42,32$ MJ/kg

Bereken:

Het effectieve motorvermogen (P_e) (7338,98 kW)

Het brandstofverbruik per uur, kg/h (1283,8 kg/uur)

- Hoe groot is ongeveer het mechanisch rendement bij een moderne dieselmotor?
- Welke verliezen zijn van toepassing en waar treden deze op bij:
Het mechanisch rendement
Het geïndiceerde thermisch rendement.
- Wat verstaat u onder de:
Warmte toegevoerd met de brandstof.
Stookwaarde.
- Als de krukas van een vierslag motor 720 omw/min maakt, hoeveel omw/min maakt de nokkenas dan?
Verklaar uw antwoord.
- De zuigerslag van een medium-speed vierslag dieselmotor is 500 mm, de boring is 380 mm, de motorkrukas draait met 12 omw/sec.

Bereken van deze motor:

De gemiddelde zuigersnelheid. (12 m/s)

Het slagvolume van een cilinder. (0,0567 m³)

- Hoe groot is ongeveer het thermisch rendement bij een moderne dieselmotor?
- Wat wordt verstaan onder:
Het specifieke luchtverbruik ℓ_e

3.0 Brandstoffen

In dit hoofdstuk zullen we de belangrijkste specificaties van de brandstof behandelen.

3.1 Specificaties van brandstoffen

De belangrijkste specificaties zijn:

- Vlampunt (flash point) $> 60^{\circ}\text{C}$, hier treed een tijdelijke vlam op als boven het brandstofmengsel na verhitting een vuurbron gehouden wordt.
- Dichtheid
- Vloeipunt (pour point). Laagste temperatuur waarbij de brandstof kan worden behandeld.
- Koolresidu (Carbon residu) De brandstof wordt verhit en gekraakt zonder toevoeging van zuurstof, alleen kool blijft achter. Dit is een maat voor de vervuiling van de zuigerveren.
- Zwavelgehalte (Sulphur). Dit in verband met Lage Temperatuur Corrosie (LTC) en gedeeltelijk Hoge Temperatuur Corrosie (HTC).
- Asgehalte (Ash). Dit bestaat uit Nikkel, Vanadium, Aluminium, IJzer, en Natrium en is een maat voor slijtage.
- Watergehalte (water). Als er water aanwezig is, dan is er ook Natrium aanwezig en bestaat de kans op Hoge Temperatuur Corrosie
- Viscositeit
- Vanadium, veroorzaker van HTC (brandstof uit het Caribisch gebied)
- Aluminium en Silicium gehalte. Katalysatorstof, slijtage aan brandstofpompen.
- Natriumgehalte dit weer in combinatie met Vanadium $\Rightarrow$ HTC
- Stabiliteit. Brandstof mag niet uitzakken, sludge.
- Mengbaarheid. Brandstof moet mengbaar zijn met andere brandstoffen en mag niet instabiel worden.
- CCAI, maximaal 880. Calculated Carbon Aromaticity Index
- De Stookwaarde

3.1.1 Het vlampunt

Dit is de temperatuur waarbij de gassen boven een oliemonster dat, in het toestel van Penskey Martens, wordt verhit voor het eerst een voorbijgaande verbranding te zien geeft.

3.1.2 De dichtheid

De dichtheid (density) van een brandstof wordt opgegeven bij 15°C .

Bij andere temperaturen geldt:

$$\rho_t = \rho_{15} - 0,64 \cdot (t - 15)$$

ρ_t = De dichtheid bij de werkelijke temperatuur (t) in kg/m^3
 ρ_{15} = De dichtheid bij 15°C in kg/m^3
t = De werkelijke temperatuur in $^{\circ}\text{C}$

Voorbeeld:

Bij 15 °C bedraagt de dichtheid $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$

Hoe groot is de dichtheid bij 60 °C

$$\rho_{60} = \rho_{15} - 0,64 \cdot (60 - 15) = 998 - 28,8 = 969,2 \text{ kg/m}^3$$

Voorbeeld API:

In Amerika wordt de dichtheid opgegeven in API gravity, dit bij 60 °F.

$$60F = \frac{60 - 32}{9} \cdot 5 = 15,55^\circ\text{C}$$

$$\rho > 1 \quad \rho = \frac{a}{b - \text{API}} \quad \text{API} = b - \frac{a}{\rho}$$

$$\rho < 1 \quad \rho = \frac{c}{d + \text{API}} \quad \text{API} = \frac{c}{\rho} - d$$

$$a = b = 145 \quad c = 141,5 \quad d = 131,5$$

$$\text{Voorbeeld} \quad \rho = 0,92 \quad \text{API} = \frac{141,5}{0,92} - 131,5 = 22,3$$

Let op ρ staat in kg/dm^3 bij 15°C

3.1.3 Het vloeipunt

Dit is de laagste temperatuur waarbij de brandstof nog kan worden behandeld. Met behandelen wordt over het algemeen verpompen bedoeld, denk hierbij aan het feit dat brandstof in grote tanks, of aan boord van schepen in bunkers wordt bewaard en vandaar richting settling tank wordt verpompt.

3.1.4 Koolresidu

Het koolresidu is een maat voor de vervuiling van zuigerveren, verstuivertips, uitlaatkleppen enz.
Het koolresidu wordt met het toestel van Conradson bepaald. Dit wordt dan ook het Conradson Carbon Residue genoemd.

3.1.5 Zwavel met Vanadium en Natrium

Hoe hoger het zwavelgehalte, hoe hoger het zuurdauwpunt (temperatuur) wordt.

Met andere woorden bij ketels moet de temperatuur van de rookgassen hoog blijven, zodat de aanwezige waterdamp in de rookgassen niet gaat condenseren en samen met de aanwezige SO_3 (Zwavel tri oxide) Zwavelzuur vormt dat ernstige aantasting van pijpen in het lage temperatuur gebied kan veroorzaken. Bij motoren kan dit verschijnsel zich in de uitlaatgassenleiding voordoen.

Vanadium kan met Natrium een verbinding maken die natriumvanadylvanadaat genoemd wordt. Het smeltpunt van deze verbinding bedraagt circa 570 °C.

Deze verbinding "vreet" het materiaal van uitlaatkleppen op en tast het uitlaatgassengedeelte van de uitlaatgassenturbine aan. Het metaal smelt als het ware weg. De zuigerkroon kan hier ook door aangetast worden.

3.1.6 Asgehalte

Het asgehalt geeft het gehalte aan metalen aan, het betreft hier onder andere:

- Vanadium
- Nikkel
- IJzer
- Natrium
- Aluminium

Deze stoffen kunnen ernstige corrosie veroorzaken.

3.1.7 Watergehalte

Als er water in de brandstof aanwezig is, dan is er altijd Natrium aanwezig. Natrium kan samen met Vanadium ernstige Hoge Temperatuur Corrosie veroorzaken.

3.1.8 Viscositeit

Viscositeit (kinematic viscosity) in cSt of mm²/sec

De viscositeit wordt opgegeven bij 50 °C.

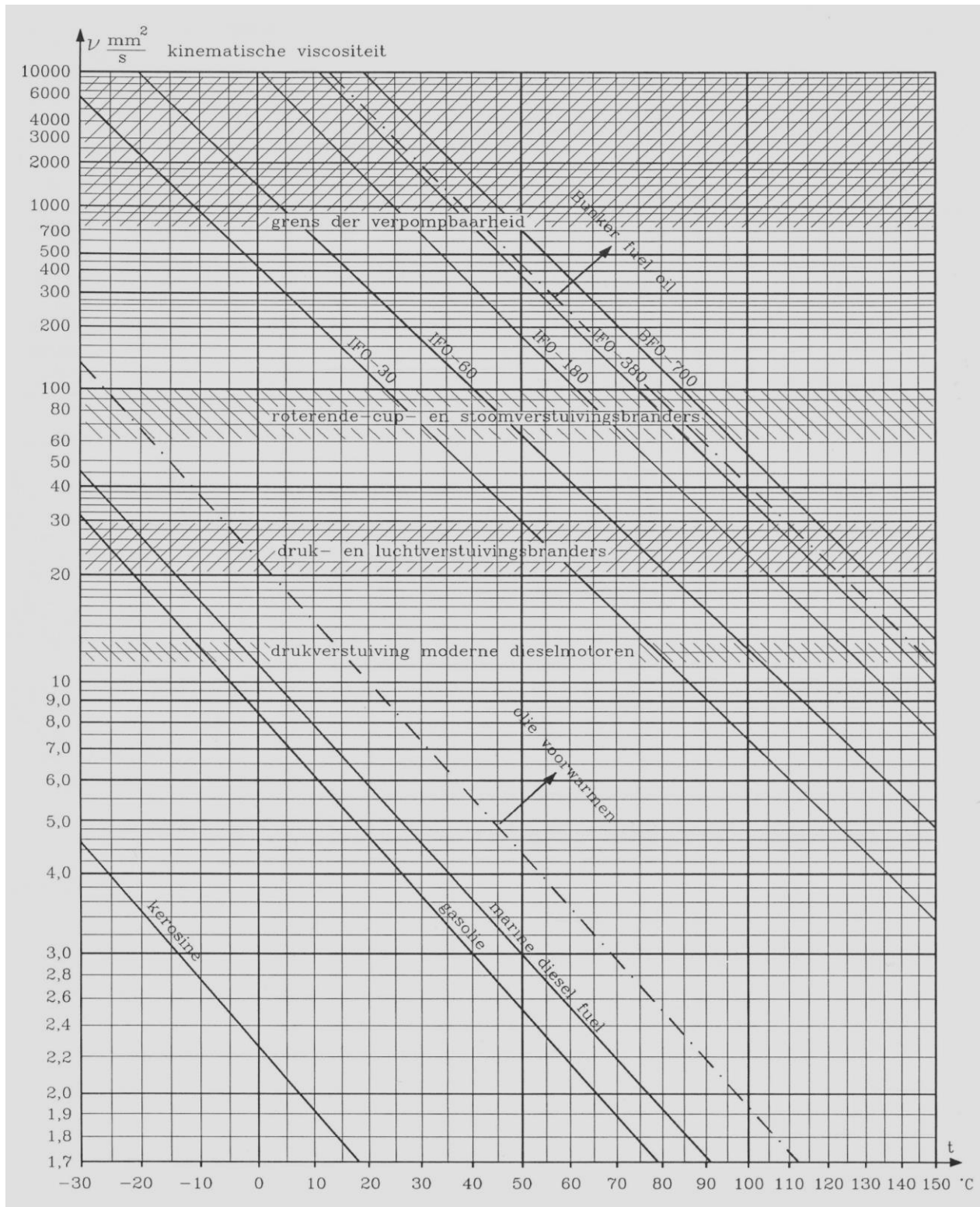
Op afbeelding 1 is een diagram te zien waarbij op de verticale as de viscositeit uitgezet is in centiStokes of mm²/s en op de horizontale as de temperatuur in graden Celsius.

Bij 0 °C, 50 °C en bij 100 °C zijn een paar donkere lijnen uitgezet, de viscositeit wordt in de praktijk namelijk vaak bij 50 °C gegeven. Als de brandstof bij de verstuivers een bepaalde viscositeit moet hebben, dan kunnen we dit heel eenvoudig uit het diagram halen.

Een andere uitleg over de viscositeit:

Viscositeit is een gevolg van de cohesiekrachten tussen de atomen/moleculen in een fluïdum (vloeistof, gas). Naarmate deze cohesiekrachten groter zijn, is er meer kracht vereist om het fluïdum een zekere snelheid te geven. Hoge cohesiekrachten vertalen zich in een dik, stroperig, moeilijk vloeibaar medium. Viscositeit wordt vaak ook geassocieerd met inwendige wrijving: hoge viscositeit betekent grote inwendige wrijving, en dus veel kracht vereist om het fluïdum te laten stromen. De term viskeus is natuurlijk verbonden met viscositeit. Hoe viskeuzer een medium hoe groter de viscositeitwaarde. Honing is bijvoorbeeld een viskeus medium, met een viscositeitwaarde die veel groter is dan deze van water.

Voor de meeste stoffen is de viscositeit een dalende functie van de temperatuur (olie wordt 'vloeibaarder' bij opwarmen). Dit hangt natuurlijk samen met de verhoogde moleculaire bewegingen en de corresponderend lagere bindingskrachten.

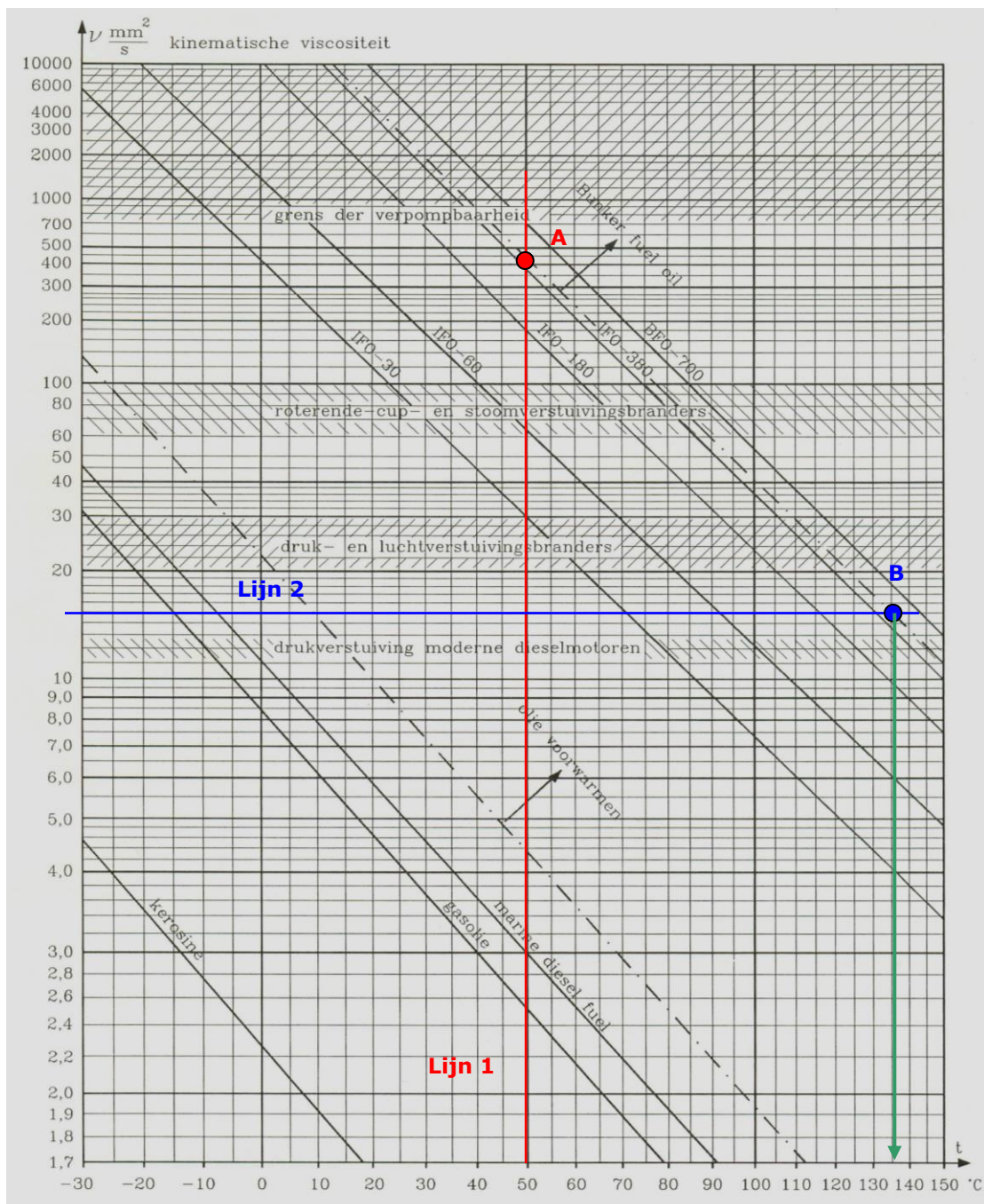


Afbeelding 1. De viscositeit als functie van de temperatuur.

Voorbeeld viscositeit bepaling:

Stel dat de viscositeit bij de verstuiver 15 cSt moet zijn tijdens bedrijf. We hebben een brandstof die volgens het analyse rapport een viscositeit heeft van 380 cSt bij 50 °C. Tot welke temperatuur moet de brandstof dan worden verhit om aan de specificatie van 15 cSt te komen?

We trekken in het diagram eerst lijn 1, de rode lijn, we vinden dan op de lijn van 50 °C en de lijn van IFO 380, de streep stip lijn, snijpunt A. Vervolgens trekken we lijn 2, de blauwe lijn, we zoeken daarvoor op de verticale as het punt 15 cSt op en zo vinden we op het snijpunt met de lijn IFO-380 snijpunt B. Vanuit B gaan we loodrecht naar beneden, de groene pijl, en vinden daar de vereiste temperatuur van 136 °C.



3.1.9 Stabilliteit

Het is belangrijk dat de brandstof zijn samenstelling behoudt, met andere woorden de brandstof mag niet `uiteenvallen` in lichte en zwaardere componenten. We kunnen geen sludgevorming gebruiken in de brandstof, dit kan tot zeer grote problemen leiden.

3.1.10 Mengbaarheid

Hieronder verstaat men het vermogen van de brandstof om deze met brandstoffen te mengen die een andere herkomst hebben en zonder dat deze uiteenzakken.

3.1.11 CCAI, Calculated Carbon Aromaticity Index

Dit is een maat voor de ontstekingskwaliteit van zware brandstoffen. Vroeger werd de Dieselindex gebruikt echter deze is enkel bruikbaar voor doorzichtige brandstoffen. Met de CCAI geeft men eigenlijk de hoeveelheid aromaten in een brandstof aan. Aromaten zijn zeer stabiel en slecht brandbaar. Bovendien hebben ze de eigenschap dat wanneer ze eenmaal branden er veel roet vrijkomt.

De berekening van de CCAI:

Om de CCAI te berekenen gaan we als volgt te werk:

$$CCAI = \rho_{15} - 81 - (141 \cdot \log \log(\nu + 0,85)) - 483 \cdot \log \frac{t + 273}{323}$$

Waarin:

ρ_{15} = dichtheid olie bij 15°C in kg/m³

ν = kinematische viscositeit in mm²/sec bij 50 °C

t = temperatuur waarbij de viscositeit gegeven is in °C

Voorbeeld:

Van een brandstof is het volgende bekend:

De dichtheid bij 15°C bedraagt 998 kg/m³.

De kinematische viscositeit van de brandstof bedraagt 700 mm²/sec (= 700 cSt) bij 50 °C.

Voor de temperatuur geldt in dit geval dus 50 °C.

Gevraagd: bereken de CCAI voor deze brandstof.

Oplossing:

$$CCAI = \rho_{15} - 81 - (141 \cdot \log \log(\nu + 0,85)) - 483 \cdot \log \frac{t + 273}{323}$$

$$CCAI = 998 - 81 - (141 \cdot \log \log(700 + 0,85)) - 483 \cdot \log \frac{50 + 273}{323}$$

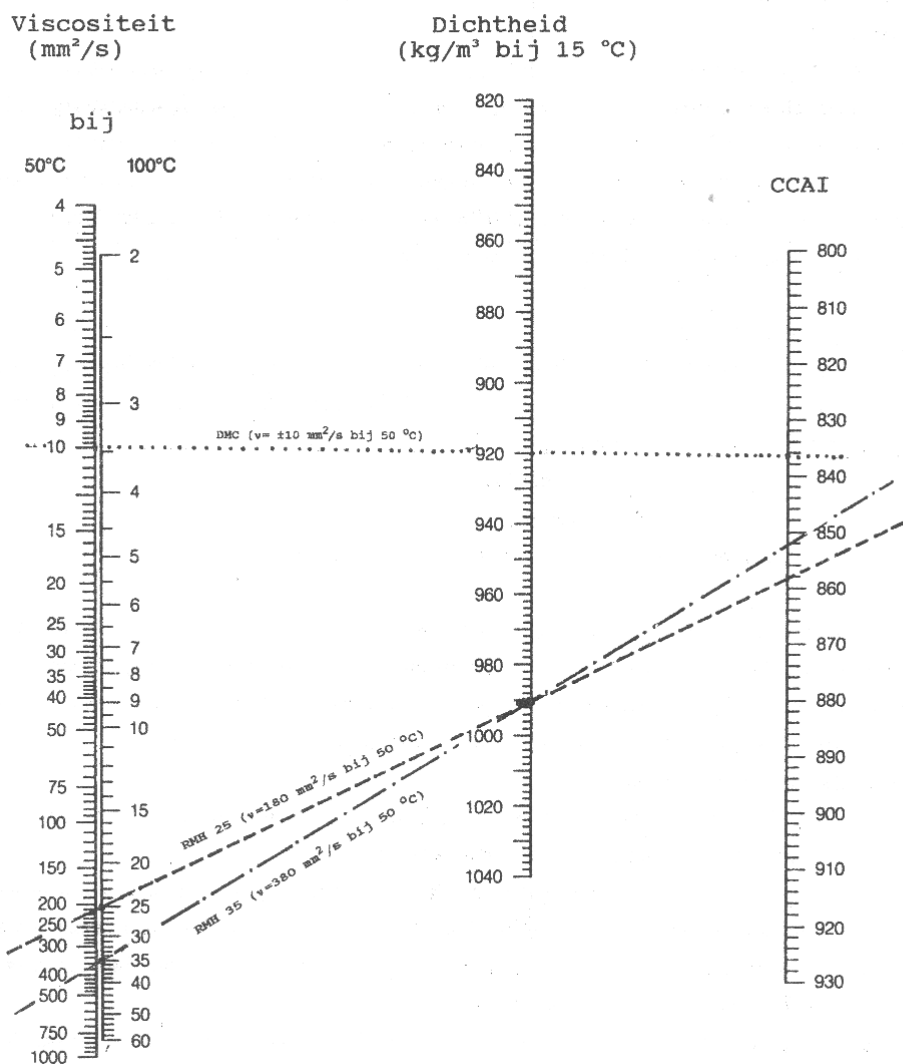
$$CCAI = 998 - 81 - (141 \cdot \log 2,8456) - 483 \cdot \log \frac{50 + 273}{323}$$

$$CCAI = 998 - 81 - 64,04 + 0$$

$$CCAI = 852,96$$

Hoe hoger het CCAI getal, hoe meer aromaten in de brandstof zitten. Aromaten zijn zeer slecht brandbaar.

De CCAI kan ook grafisch bepaald worden, zie hiertoe afbeelding 2.



Afbeelding 2. Grafische bepaling van de CCAI.

Als de viscositeit en de dichtheid van een brandstof bekend zijn, kan de CCAI uit de grafiek bepaald worden. Nemen we als voorbeeld een residuale brandstof van het type RMH 25, dan is de viscositeit bij 50 °C 180 mm²/s. De dichtheid bij 15 °C bedraagt 990 kg/m³.

Als we deze twee punten in de grafiek met elkaar verbinden en doortrekken tot dit de lijn van de CCAI snijdt dan vinden we daar voor de CCAI waarde: 858.

3.1.12 De Stookwaarde

De Stookwaarde H_0 :

Het aantal kilojoules aan energie dat vrijkomt bij de volledige verbranding van een kilogram brandstof, waarbij de gevormde waterdamp niet condenseert.

De stookwaarde is dus van belang om te weten hoeveel energie er vrijkomt bij de verbranding.

De stookwaarde lezen we over het algemeen van de analyse rapporten af zoals deze van het laboratorium komen. De stookwaarde is ook zelf te berekenen. We moeten dan exact weten wat de samenstelling van de brandstof is.

Van belang is het te weten wat de massapercentages Koolstof, Waterstof, Zwavel en Water in de brandstof zijn.

Bij goede analyse rapporten zijn deze gegeven.

Voorbeeld:

Van een analyse rapport van een bepaalde brandstof lezen we het volgende af:

Let op! Alles staat in massa procenten

% C = 86,37 %

% H = 10,92 %

% S = 2,36 %

% O₂ = 1,54 %

% H₂O = 0,1%

Oplossing:

Voor de stookwaarde geldt:

$$H_0 = 340 \cdot \%C + 1440 \cdot \left(\%H - \frac{\%O_2}{8}\right) + 105 \cdot \%S - 25 \cdot (9 \cdot \%H + \%H_2O) = \dots kJ / kg$$

Wanneer we deze formule invullen krijgen we:

$$H_0 = 340 \cdot \%C + 1440 \cdot \left(\%H - \frac{\%O_2}{8}\right) + 105 \cdot \%S - 25 \cdot (9 \cdot \%H + \%H_2O) = \dots kJ / kg$$

$$H_0 = 340 \cdot 86,37 + 1440 \cdot \left(10,92 - \frac{1,54}{8}\right) + 105 \cdot 2,36 - 25 \cdot (9 \cdot 10,92 + 0,1)$$

$$H_0 = 42601,7 \text{ kJ} / \text{kg}$$

In Amerika en het Caribische gebied wordt de Stookwaarde echter vaak in BTU/Lb genoteerd.

BTU = British Thermal Unit

1 Lb of 1 Lbs = 1 Pound

Voor de volledigheid vermelden we het volgende:

1 BTU = 1055 J

1 Lb of Lbs = 0,45 kg

Voorbeeld:

Op het analyse rapport is de volgende stookwaarde gegeven:

$$H_0 = 18313 \text{ BTU/Lb}$$

$$H_0 = \frac{BTU \cdot 1,055}{0,45} = \frac{18.313 \cdot 1,055}{0,45} = 42.933 \text{ kJ / kg}$$

3.1.13 Brandstofspecificaties

Voor de volledigheid geven we voor de gangbare medium speed motoren die op een van onderstaande brandstoffen draaien tevens het Base Number (BN) van de smeeroil erbij.

Brandstof specificatie met bijbehorende smeeroil			
Categorie	Soort Brandstof		BN Smeeroil
A	ASTM D 975-94 BS MA 100: 1996 CIMAC 1990 ISO 8217: 1996(E)	GRADE 1D, 2D DMX, DMA DX, DA ISO-F-DMX, DMA	10-30
B	ASTM D 975-94 BS MA 100: 1996 CIMAC 1990 ISO 8217: 1996(E)	GRADE 4D DMB DB ISO-F-DMB	15-30
C	ASTM D 396-94 BS MA 100: 1996 CIMAC 1990 ISO 8217: 1996(E)	GRADE NO 4-6 DMC, RMA10- RMK55 DC, A10-K55 ISO-F-DMC, RMA10-RMK55	30-55
D	Crude oil (CRO)		30

Tabel 1. Brandstofspecificaties.

3.1.14 Gedetailleerde brandstof specificaties

Destillaat Brandstoffen (In de volksmond dieselolie)							
Specificatie	Eenheid	Grenzen	Categorie ISO-F-				Test methode
			DMX	DMA	DMB	DMC	
Voorkomen			Visueel				
Dichtheid bij 15 °C	kg/m ³	max		890	900	920	ISO 3675 of ISO 12185
Viscositeit bij 40 °C	mm ² /s	min max	1,4 5,5	1,5 6,0	- 11	- 14	ISO 3104 ISO 3104
Vlampunt	°C	min	43	60	60	60	ISO 2719
Stol punt Winter Zomer	°C	max max		-6 0	0 6	0 6	ISO 3116 ISO 3116
Vlokpunt	°C	max	-16				ISO 3015
Zwavelgehalte	mm %	max	1,0	1,5	2,0	2,0	ISO 8754
Cetaan getal		min	45	40	35		ISO 5165
Carbon residu (micro method, 10% (vv) destillation bottoms),	mm %	max	0,3	0,3			ISO 10370
Carbon residu (micro method),	mm %	max			0,3	2,5	ISO 10370
Asgehalte	mm %	max	0,01	0,01	0,01	0,05	ISO 6245
Sediment	mm%	max			0,07		ISO 3735
Totaal actueel sediment	mm%	max				0,10	ISO 10307-1
Water	vv %	max			0,3	0,3	ISO 3733
Vanadium	mg/kg	max				100	ISO 14597
Aluminium + Silicaat	mg/kg	max				25	ISO 10478

Tabel 2. Destillaat brandstoffen.

Specificatie voor Residuale brandstoffen (Zware olie)																	
Specificatie	Grens	Categorie ISO-F-															Test methode
		RMA 10	RMB 10	RMC 10	RMD 15	RME 25	RMF 25	RMG 35	RMH 35	RMK 35	RMH 45	RMK 45	RML 45	RMH 55	RMK 55	RML 55	
Dichtheid bij 15 °C kg/m³	max	975	981		985	991		991		1010	991	1010	-	991	1010	-	ISO 3675 of ISO 12185
Viscositeit bij 100 °C mm²/s	max	10			15	25		35			45			55			ISO 3104
Vlampunt °C	min	60			60	60		60			60			60			ISO 2719
Stol punt °C Winter Zomer	max max	0 6	24 24		30 30	30 30		30 30			30 30			30 30			ISO 3016 ISO 3016
Carbon residu	max	10		14	14	15	20	18	22		22		-	22		-	ISO 10370
Asgehalte mm%	max	0,10			0,10	0,10	0,15	0,15	0,20		0,20			0,20			ISO 6245
Water vv%	max	0,5			0,8	1,0		1,0			1,0			1,0			ISO 3733
Zwavelgehalte mm%	max	3,5			4	5		5			5			5			ISO 8754
Vanadium mg/kg	max	150		300	350	200	500	300	600		600			600			ISO 14597
Aluminium + Silicaat mg/kg	max	80			80	80		80			80			80			ISO 10478
Totaal actueel sediment mm%	max	0,10			0,10	0,10		0,10			0,10			0,10			ISO 10307-2

Tabel 3. Residuale brandstoffen.

3.2 Samenvatting

Specificaties van brandstoffen:

De belangrijkste specificaties zijn:

- Vlampunt (flash point) $> 60^{\circ}\text{C}$, hier treedt een tijdelijke vlam op als boven het brandstofmengsel na verhitting een vuurbron gehouden wordt.
- Dichtheid
- Vloeipunt (pour point). Laagste temperatuur waarbij de brandstof kan worden behandeld.
- Koolresidu (Carbon residu) De brandstof wordt verhit en gekraakt zonder toevoeging van zuurstof, alleen kool blijft achter. Dit is een maat voor de vervuiling van de zuigerveren.
- Zwavelgehalte (Sulphur). Dit in verband met Lage Temperatuur Corrosie en gedeeltelijk Hoge Temperatuur Corrosie.
- Asgehalte (Ash). Dit bestaat uit Nikkel, Vanadium, Aluminium, IJzer, en Natrium en is een maat voor slijtage.
- Watergehalte (water). Als er water aanwezig is dan is er ook Natrium aanwezig en bestaat de kans op Hoge Temperatuur Corrosie
- Viscositeit
- Vanadium, veroorzaker van HTC (brandstof uit Venezuela)
- Aluminium en Silicium gehalte. Katalysatorstof, slijtage aan brandstofpompen.
- Natriumgehalte dit weer in combinatie met Vanadium $\Rightarrow$ HTC
- Stabiliteit. Brandstof mag niet uitzakken, sludge.
- Mengbaarheid. Brandstof moet mengbaar zijn met andere brandstoffen en mag niet instabiel worden.
- CCAI, maximaal 880. Calculated Carbon Aromaticity Index
- De Stookwaarde

Bij andere temperaturen geldt voor de dichtheid:

$$\rho_t = \rho_{15} - 0,64 \cdot (t - 15)$$

De berekening van de CCAI:

$$CCAI = \rho_{15} - 81 - (141 \cdot \log \log (\nu + 0,85)) - 483 \cdot \log \frac{t + 273}{323}$$

Voor de stookwaarde geldt:

$$H_0 = 340 \cdot \%C + 1440 \cdot (\%H - \frac{\%O}{8}) + 105 \cdot \%S - 25 \cdot (9 \cdot \%H + \%H_2O) = \dots kJ / kg$$

$$1 \text{ BTU} = 1055 \text{ J}$$

$$1 \text{ Lb of Lbs} = 0,45 \text{ kg}$$

3.3 Vragen

- Noem de belangrijkste specificaties van een brandstof, noem er minimaal zeven.
- Geef van een RMH 35 brandstof de volgende eigenschappen met bijbehorende eenheden:
 - Viscositeit
 - Dichtheid
 - Maximum watergehalte

- Van een brandstof is het volgende bekend:
 - % C = 86 %
 - % H = 11 %
 - % S = 1,45 %
 - % O = 1,5 %
 - % H₂O = 0,05%

Bereken van deze brandstof de stookwaarde in kJ/kg
(42486 kJ/kg)

- Van een brandstof is het volgende bekend:
 - De dichtheid bij 15°C bedraagt 990 kg/m³
 - De kinematische viscositeit van de brandstof bedraagt 380 mm²/sec (= 380 cSt) bij 50 °C

Gevraagd: bereken de CCAI voor deze brandstof. (850,9)

- Bij 15 °C bedraagt de dichtheid $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$
Hoe groot is de dichtheid bij 60 °C (969,2 kg/m³)

4.0 Smeerolie

4.1 Inleiding

Voordat de smeerolie uit aardolie gemaakt werd, gebruikten we plantaardige en dierlijke oliën. Deze oliën hebben uitstekende smerende eigenschappen, vooral het hechtend vermogen van deze oliën is uitstekend. Het grote nadeel is dat ze zeer snel verouderen, hiermee bedoelen we dat deze oliën erg snel door zuurstof worden aangetast en daardoor hun smerende werking verliezen. De oliën die uit aardolie bereid worden noemen we minerale oliën, deze worden dan ook veelvuldig gebruikt. Het grote voordeel is dat ze veel goedkoper zijn dan dierlijke en plantaardige oliën, een nadeel is weer dat hun smerende eigenschappen minder zijn. Door de toevoeging van bepaalde middelen, dopes, kunnen bepaalde eigenschappen van deze oliën versterkt en zelfs verzwakt worden, waardoor het toepassingsgebied van deze oliën tegenwoordig haast onbeperkt is.

De smeerolie die in een systeem wordt gebruikt heeft het doel om de wrijving tussen de bewegende delen te verminderen en om de vrijgekomen warmte af te voeren. De smeerolie wordt op haar beurt weer met water gekoeld. Bij scheepsinstallaties gebeurt dit soms nog met zeewater, we zien steeds meer dat ook het zeewater vervangen wordt door zoet water, we spreken dan van zogenaamde intercooler systemen. Bij zowel zee als walinstallaties wordt de smeerolie nagenoeg altijd gekoeld met zoet water. Het grote voordeel hiervan is dat men geen gebruik moet maken van dure materialen, zoals cunifer, voor de leidingsystemen. Een ander voordeel van zoet water is dat het veel minder vervuiling oplevert.

De lagers van een motor moeten geforceerd gesmeerd worden omdat hierin een zeer grote warmteontwikkeling optreedt, dit als gevolg van:

- De hoge drukken die de ashalzen op de smeeroliefilm uitoefenen.
- De grote omtreksnelheden van de ashalzen.

De genoemde warmteontwikkeling is dermate groot dat, zonder een extra warmteafvoer door een overmaat aan smeerolie, de evenwichtstemperatuur boven het smeltpunt van het lagermateriaal komt te liggen.

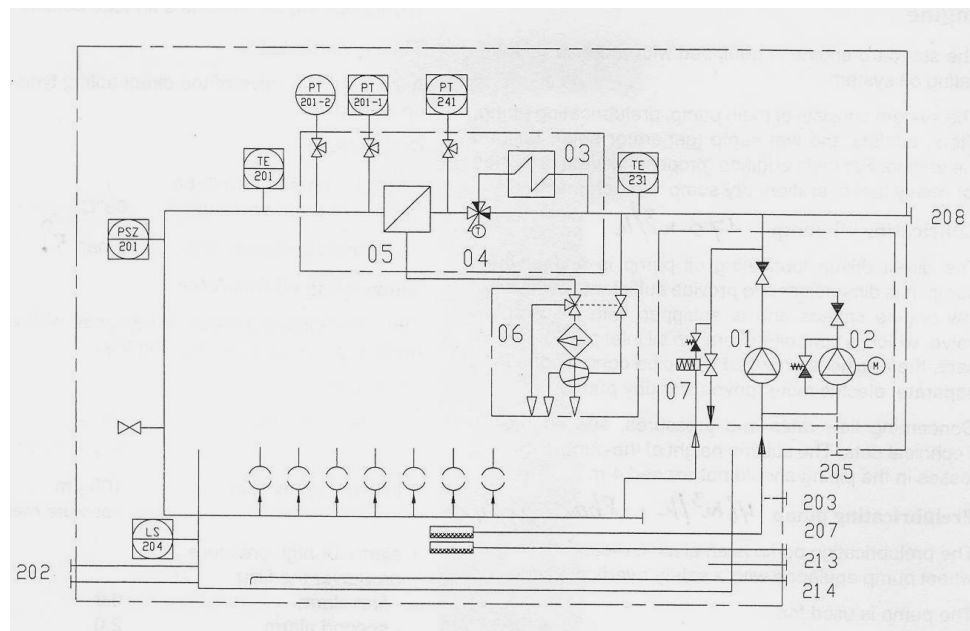
De evenwichtstemperatuur:

De temperatuur die berekend wordt uit, de ontwikkelde warmte in het lager vermindert met de afgevoerde warmte via de fundatie en straling.

Vierslag motoren hebben zogenaamde ademende metalen, doordat aan het einde van de uitlaatslag de massakrachten de kruispennen uit hun ondermetalen lichten en de krukpen uit het bovenmetaal in het ondermetaal wordt gedrukt. De smeerolie heeft in deze periode voldoende tijd om tussen de smeervlakken te komen.

Bij tweeslag motoren liggen de pennen en ashalzen altijd in dezelfde lagerschaal gedrukt, zodat hier de olie veel moeilijker tussen de wrijvingsvlakken kan komen. Voor krukpen en hoofdasmetalen is dit op zich niet direct een bezwaar omdat de ashalzen in hun lagers roteren, de olie wordt dan meegesleurd. Bij kruishoofdmotoren verdient het kruishoofd bijzondere aandacht, dit doordat het kruishoofdlager niet roteert maar slechts een schommelende beweging maakt.

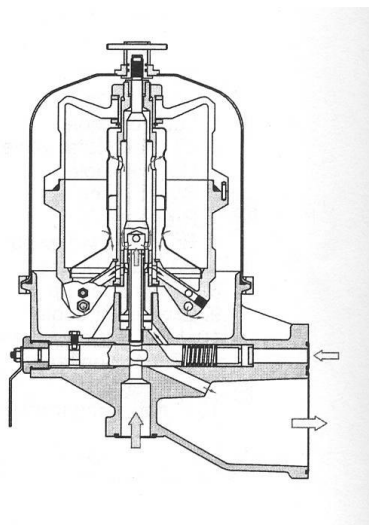
Op afbeelding 1 is een smeerolieschema weergegeven van een medium speed Wärtsilä dieselmotor.



Afbeelding 1. Smeerolieschema van een medium speed dieselmotor.

Legenda"

1. Hoofd smeeroliepomp
2. Voorsmeerpomp
3. Smeerolie koeler
4. Thermostatische regelklep
5. Automatisch smeerolie filter
6. Centrifugaal filter
7. Drukregelklep



Afbeelding 2. Centrifugaalfilter.

De hoofd smeeroliepomp wordt door de motor zelf aangedreven. Tijdens starten en stoppen wordt de voorsmeer pomp elektrisch bediend, vaak automatisch. Dit om er zeker van te zijn dat er overal in de motor voldoende smeerolie aanwezig is om op deze manier zo min mogelijk slijtage te krijgen. De thermostatische regelklep stuurt meer of minder olie door de smeeroliekoeler heen om op deze manier de temperatuur van de smeerolie op een constante bedrijfswaarde te houden. Op de motor zijn verder nog een automatisch smeerolie filter en een centrifugaal filter aanwezig. Het centrifugaal, zie hiertoe afbeelding 2 filter dient met de hand te worden gereinigd, de frequentie hiervan is meestal eens in de twee dagen, uiteraard is dit afhankelijk van de belasting van de motor en de soort brandstof waar deze op draait.

4.2 Doel smering

Het doel van een goede smering is:

- beperking van wrijving
- afvoeren wrijvingswarmte
- bescherming tegen corrosie
- wegspoelen van verontreinigde stoffen
- geluiddemping
- afdichting (bij zuigerveren)
- koeling van de zuiger

Uiteraard is het zo dat niet elke smeerolie deze eigenschappen bezit, tevens zijn de omstandigheden in de motor op diverse plaatsen verschillend, kortom we zouden dan diverse smeersystemen en diverse smeeroliën nodig hebben, dit is uiteraard onmogelijk, in de praktijk zullen we ons beperken tot één systeem en de olie zoveel mogelijk hierop aanpassen.

Eerst kijken we naar de eigenschappen, dus de specificaties van een smeerolie.

4.3 Eigenschappen smeerolie

De belangrijkste eigenschappen met korte omschrijving zijn:

- De Viscositeit, vroeger werd deze vaak aangegeven in SAE notatie. De SAE notatie wordt opgegeven bij 100 °C. Tegenwoordig wordt steeds meer gebruik gemaakt van de Viscosity Grades (VG), deze wordt opgegeven bij 40 °C. Voorbeeld: ISO VG 100, de olie heeft een viscositeit die ligt tussen de 90 en 100 cSt bij 40 °C.
- Stolpunt
Vriespunt, als een olie veel paraffinen bevat, dan heeft deze olie een hoog stolpunt.
- Oxidatiebestendigheid
De gevoeligheid voor verouderen, aantasting door zuurstof.
- Neutralisatiegetal: BN nummer Base Number
Een vuistregel voor het Base Number is: $BN = 7 + \%S \cdot 11$
Maximum circa 40, soms tot 55, afhankelijk van de motorleverancier. Tijdens bedrijf gaat de zwavel in de brandstof over tot SO_2 en SO_3 . Een deel van de SO_2 en SO_3 komt in aanraking met de smeerolie, dit doordat er altijd een kleine gaslekkage langs de zuigveren (= Blow By) aanwezig is. Zonder maatregelen verzuurt de smeerolie.
- Viscositeit Index, dit is het verloop van de viscositeit als functie van de temperatuur.
- Vlampunt.

4.3.1 De viscositeit volgens SAE

De viscositeit van smeerolie moet hoog genoeg zijn om tijdens bedrijfssituaties een voldoende dikke smeerfilm te bezitten. Als de viscositeit te hoog is kan dit leiden tot meer wrijving en warmteontwikkeling, in een vorig hoofdstuk hebben we gezien dat wrijving en warmteontwikkeling het mechanisch rendement nadelig beïnvloeden. De viscositeit werd, en wordt nog op veel plaatsen, opgegeven in SAE (Society of Automotive Engineers).

Bij SAE worden de oliën ingedeeld in grades, we kennen:

- Single grades, bijvoorbeeld SAE 20, SAE 30, SAE 40, SAE 50 en SAE 60
- Multi grades, bijvoorbeeld SAE 5W10, SAE 10W15, en 25 W30

Bij de SAE getallen van 20 tot en met 60, de Single grades, worden de minimale en maximale viscositeit opgegeven in mm^2/s bij een temperatuur van $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Bij de Multi grades, bijvoorbeeld 5W15, wordt de maximale viscositeit gegeven bij $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, dit in milli Pascal seconde, terwijl de minimale viscositeit wordt opgegeven in mm^2/s bij $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

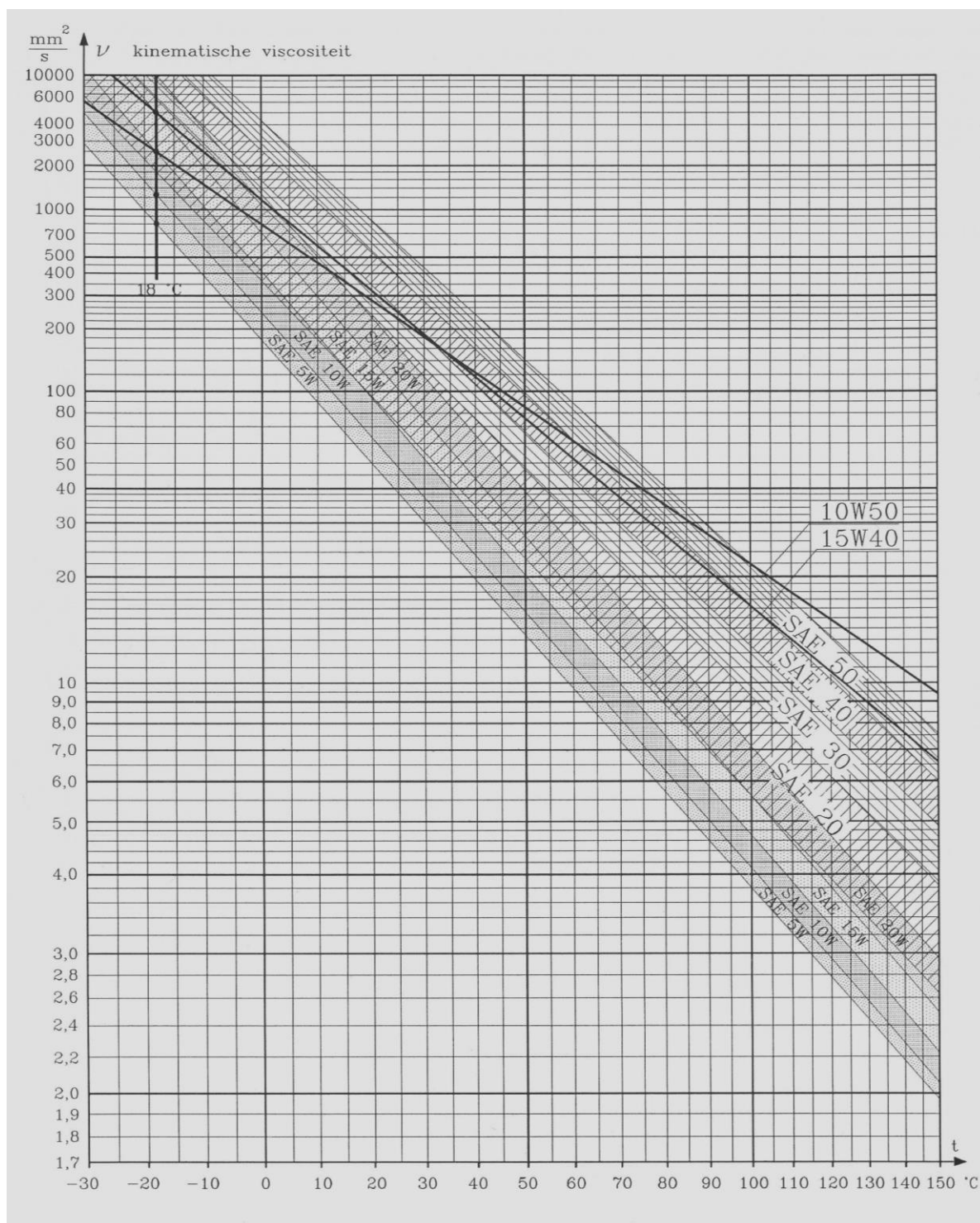
U begrijpt dat dit voor de meesten zeer verwarrend is, vandaar dat de oliën tegenwoordig ingedeeld worden naar hun viscositeit in de zogenaamde viscosity grades (VG). De viscositeit wordt hier bij een standaard temperatuur van $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ gemeten en uitgedrukt in mm^2/s of centiStokes. Stel dat gegeven is dat de viscositeit van een olie opgegeven is als ISO VG 100, dan heeft deze olie bij $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ een viscositeit die ligt tussen 90 en 100 cSt .

Sinds april 2013 is er voor kleine motoren, auto's, een aparte revisie gemaakt, deze is in onderstaande tabel weergegeven. Nieuw is hier de codering 16. Het nummer 16 staat voor olie met een lager viscositeit en daardoor minder wrijving, dat vervolgens brandstofbesparing oplevert.

SAE J300 April 2013 Viscosity grades for engine oils					
SAE Viscositeit	Low temperature cranking Viscosity in $^{\circ}\text{C}$	Low temperature pumping Viscosity in $^{\circ}\text{C}$	Low shear rate kinematic Viscosity		Low shear rate Viscosity
	mPa·s Max.	mPa·s Max. with no yield stress	mm^2/s at $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ Min.	mm^2/s at $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ Max.	mPa·s at $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ Min.
	ASTM D 5293	ASTM D 4684	ASTM D 445		ASTM D 4683, D 4741, D 5481 or CEC 1-36-90
0W	6200 at -35	60000 at -40	3.8	-	-
5W	6600 at -30	61000 at -35	3.8	-	-
10W	7000 at -25	62000 at -30	4.1	-	-
15W	7000 at -20	63000 at -25	5.6	-	-
20W	9500 at -15	64000 at -20	5.6	-	-
25W	13000 at -10	65000 at -15	9.3	-	-
16	-	-	6.1	< 8.2	2.3
20	-	-	6.9	< 9.3	2.6
30	-	-	9.3	< 12.5	2.9
40	-	-	12.5	< 16.3	3.5 ⁽¹⁾
40	-	-	12.5	< 16.3	3.7 ⁽²⁾
50	-	-	16.3	< 21.9	3.7
60	-	-	21.9	< 26.1	3.7

(1) For 0W40, 5W40 and 10W40 grades, (2) For 15W40, 20W40, 25W40 and 40 SAE grades

Op afbeelding 3 is op de verticale as de viscositeit van de olie uitgezet in mm^2/s , terwijl op de horizontale as de temperatuur is weergegeven in graden Celsius. Duidelijk is te zien dat de viscositeit nu niet door een lijn wordt weergegeven maar door een balk, de balk geeft aan dat de viscositeit bij een zelfde temperatuur een maximum en een minimum viscositeit heeft.



Afbeelding 3. De viscositeit volgens SAE codering.

4.3.2 Stolpunt

Dit is de temperatuur waarbij de olie "bevriest", met andere woorden de temperatuur waarbij de olie vast wordt. Naarmate een olie meer paraffine bevat wordt het stolpunt hoger.

4.3.3 Oxidatiebestendigheid

Dit is het vermogen van een smeerolie om zo min mogelijk door zuurstof te worden aangetast. Als een olie met zuurstof in aanraking komt dan zal de olie met de zuurstof reageren en zure bestanddelen gaan vormen. Deze zure bestanddelen noemen we ook wel lak, dit kan leiden tot verstoppingen van filters en tevens tot een verminderde smerende werking van de olie.

Vaak denken we dat zodra een olie zwart is de olie niet meer goed is, als we echter een carterdeur van de motor openen en op de deur is het zwart en we dit zwarte zo met onze handen kunnen afvegen dan is er over het algemeen niets aan de hand. Als echter deze zwarte afzetting hard is, (glazig) en niet te verwijderen dan is de olie zwaar verouderd en dient deze vervangen te worden.

4.3.4 Base Number (Neutralisatiegetal)

Vroeger werd het Total Base Number (TBN) gebruikt, dit is gewijzigd in het Base Number (BN).

Aan smeerolie wordt over het algemeen een antioxidant toegevoegd om de inwerking van zuurstof tot een minimum te beperken, er zijn echter andere factoren die "bederf" van de smeerolie tot gevolg kunnen hebben. Denk hierbij aan motoren die op zware olie draaien, in zware olie is altijd een kleine hoeveelheid zwavel aanwezig. De zwavel in de brandstof reageert met zuurstof tot zwaveldioxide en zwaveltrioxide. Dit zijn zure bestanddelen, zodra ze in de olie terechtkomen zal deze verzuren. Het Base Number is eigenlijk een maat voor het opnamevermogen van zuren. Smeerolie voor motoren die op HFO (Heavy Fuel Oil, zware olie, brandstof met een hoge viscositeit) draaien heeft een Base Number van 40 – 70, motoren die op LFO (Light Fuel Oil, brandstof met een lage viscositeit en laag zwavelgehalte) vereisen een Base Number van ongeveer 20 – 30.

De reactievergelijkingen zijn als volgt:



Als SO_2 omgezet wordt tot SO_3 dan moet aan 3 voorwaarden zijn voldaan:

- 1: voldoende zuurstof
- 2: voldoende hoge temperaturen $t > 675^\circ\text{C}$
- 3: De aanwezigheid van de katalysator vanadium V_2O_5

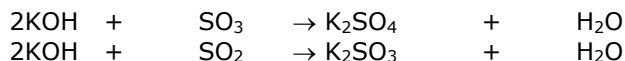
Aangezien alle hierboven genoemde factoren aanwezig zijn bij een motor die op zware olie draait weten we zeker dat een deel van de zwaveldioxide overgaat tot zwaveltrioxide. Ongeveer 6% van alle gevormde SO_2 gaat over tot SO_3 .

Om nu te voorkomen dat de olie verzuurt wordt aan de olie een hydroxide (= base) toegevoegd, deze base wordt over het algemeen uitgedrukt in milligram Kaliumhydroxide per gram olie.

Aan de smeeroilie wordt als neutralisatiemiddel door de leverancier bijvoorbeeld KOH toegevoegd.

KOH = kaliumhydroxide.

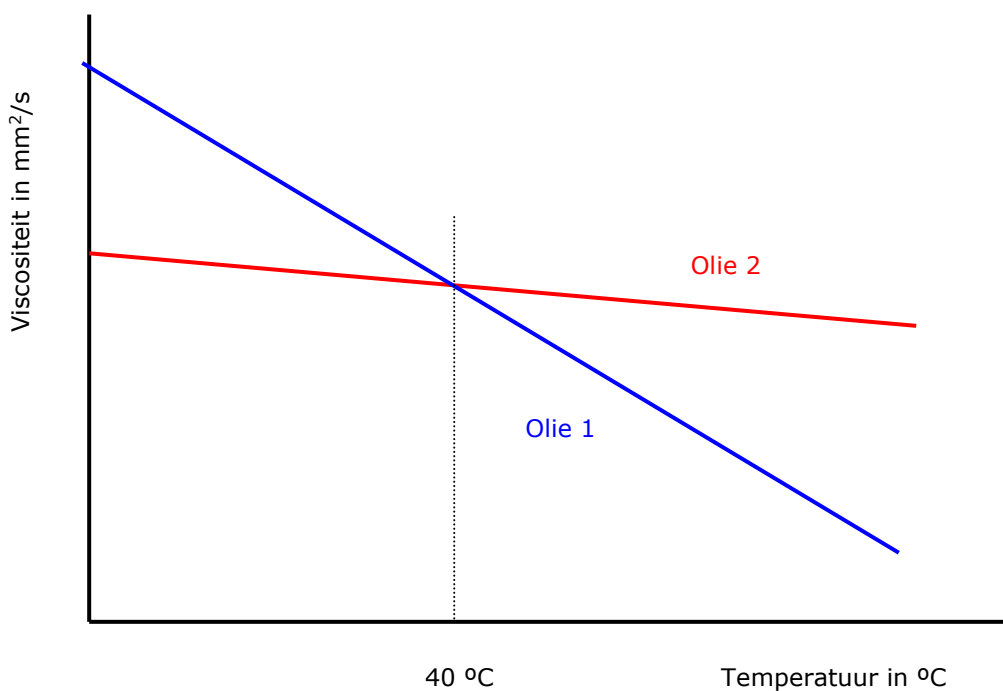
De KOH is hier toegevoegd om de zwavelproducten te neutraliseren, zie hiertoe onderstaande vergelijkingen.



Na verloop van tijd neemt de hoeveelheid KOH in smeeroilie af.

4.3.5 Viscositeit Index

Als smeeroilie warmer wordt, dan wordt de olie dunner, het tegenovergesteld gebeurt wanneer de olie kouder wordt, wordt de olie dikker. De viscositeitsindex geeft eigenlijk het verloop van de viscositeit weer als functie van de temperatuur. Hoe minder de viscositeit verandert bij wijzigende temperatuur hoe hoger de viscositeitsindex is.



Afbeelding 4. Het verloop van de viscositeit als functie van de temperatuur.

Op afbeelding 4 geven de rode en de blauwe lijn het verloop van de viscositeit aan bij wijzigende temperatuur. Bij 40 °C hebben ze beiden dezelfde viscositeit. Bij toename van de temperatuur neemt de viscositeit van olie 1 meer af dan die van olie 2. We zeggen nu dat de viscositeitsindex van olie 2 een hogere waarde heeft dan die van olie 1.

4.3.6 Vlampunt

Het vlampunt ligt bij smeeroilie erg hoog, meestal 270 °C of hoger, het moge duidelijk zijn dat de smeeroilie in het systeem nooit tot ontbranding mag komen, vandaar het hoge vlampunt. Verder moet de smeeroilie een hoog vlampunt hebben om te voorkomen dat er zich afzettingen in de zuigerkroon vormen, dit met het oog op zuigers die door smeeroilie gekoeld worden.

4.4 Toevoegingen aan de olie (dopes)

Om bepaalde eigenschappen van een smeeroilie te verbeteren of te verzwakken voegen de leveranciers dopes toe.

Dopes:

Chemische stoffen die in kleine hoeveelheden aan een smeeroilie toegevoegd worden om bepaalde eigenschappen te versterken of te verzwakken.

We noemen enkele belangrijke en veel gebruikte dopes:

- Detergents:
Vuiloplossend, tegen ringsticking, ook wel dispergerende dopes genaamd.
- Biocides:
bacteriëndodend (kan men zelf toevoegen.)
- EP Dopes: Extreme pressure dopes.
kunnen koper aantasten
milde EP dopes aanvragen aan de leverancier als er pitting optreedt aan de tandwielen.
- Hechtende dopes:
Ook wel oiliness dopes
- VI-improver:
(Viscositeitsindex)
- Anti Schuimdopes
- Anti Corrosiedopes:
neutralisatie van SO₂ en SO₃
- Antioxidanten
tegen inwerking van zuurstof

4.4.1 Detergents, dispergerende dope

Vooraf bij trunkzuiger motoren kunnen roetdeeltjes vanuit de verbrandingsruimte in de smeeroilie terechtkomen. Als hier niets aan gedaan wordt, zullen deze deeltjes zich afzetten op plaatsen waar de oliesnelheid laag is, zelfs filters kunnen hierdoor verstopt raken. De dispergerende dope zorgt er voor dat de deeltjes niet samenklonteren maar klein blijven en op die manier in oplossing blijven. Ze kunnen nu veilig door de filters worden verwijderd.

4.4.2 Biocides

Dit zal bij de meesten raar klinken echter ook in smeeroilie kunnen bacteriën aanwezig zijn. Bacteriën in smeeroilie zijn echter slechts dan aanwezig als er ook water in de olie zit. Het is dus zaak de olie goed te reinigen, en vooral goed te separeren met centrifuges, zodat eventueel water onmiddellijk verwijderd wordt. De bacteriën in de smeeroilie kunnen erg agressief zijn, ze kunnen zelfs stukken metaal uit lagere

wegvreten. Vaak komen deze bacteriën de motor in als gevolg van een slechte hygiëne, met hygiëne wordt hier bedoelt vuile schoenen etc. Stel u loopt door een rotte appel en komt daarna met uw schoenen in contact met de smeerolie, de overdracht van bacteriën is hierbij geschiedt.

4.4.3 Extreme pressure dopes

Vooraf in tandwielkasten kunnen op plaatsen waar de tanden elkaar raken zeer hoge drukken optreden, als gevolg van deze hoge druk zal plaatselijk ook de temperatuur zeer hoog worden, zo hoog zelfs dat het materiaal tijdelijk aan elkaar smelt, men noemt dit micro welding. Vroeger werd een loodproduct aan de olie toegevoegd. Lood mag niet meer, hier zijn vervangers voor gevonden. Een EP dope heeft echter als nadeel dat de wrijving toeneemt, dus als een EP dope noodzakelijk is dan liever een milde EP dope. Let op dat EP dopes koper kunnen aantasten.

4.4.4 Hechtende dopes

Het hechtend vermogen van een smeerolie geeft aan hoe goed de olie aan het metaaloppervlak blijft zitten. Hoe beter de olie blijft zitten des te beter wordt het metaal tegen roest beschermd.

4.4.5 VI improver

Op de Viscositeit Index is in het voorgaande al ingegaan, deze dope wordt toegevoegd om de olie een "constante" viscositeit te geven bij wisselende temperaturen.

4.4.6 Anti schuim dopes

In hydraulische systemen waar de druk erg hoog op kan lopen worden vaak anti schuim dopes toegepast. Zodra er namelijk schuim in de olie komt is deze samendrukbaar, het hydraulisch systeem wordt hierdoor elastisch, zuigers gaan spontaan veren etc., het moge duidelijk zijn dat dit ongewenst is en tot gevaarlijke situaties kan leiden.

4.4.7 Anti corrosie dopes

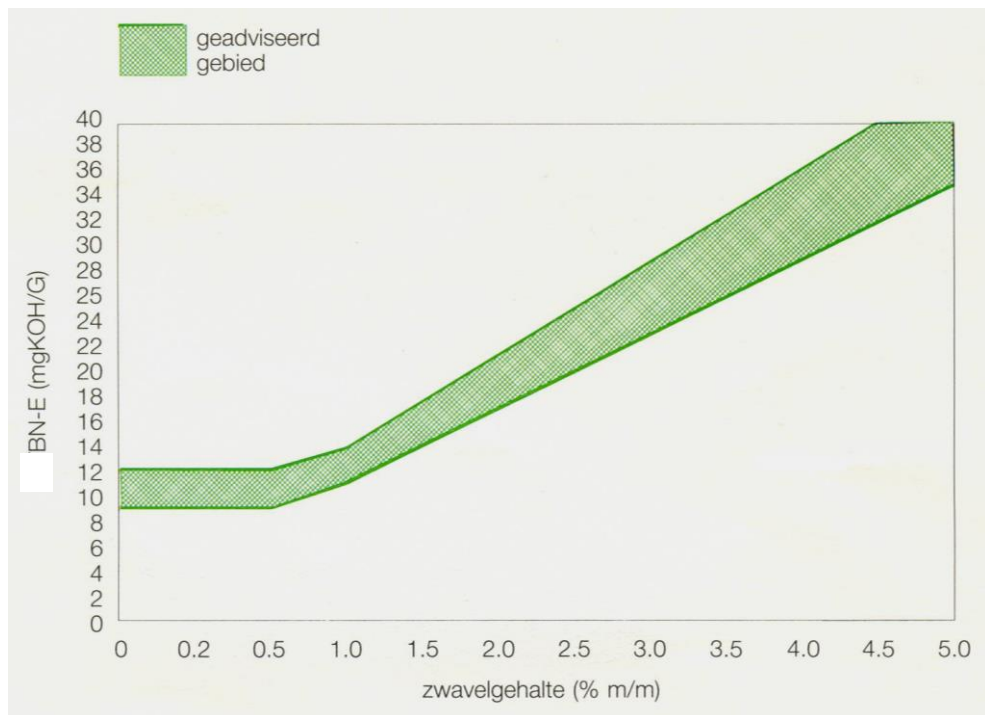
Deze stoffen zorgen ervoor dat de zure componenten in de olie worden geneutraliseerd, denk hierbij aan neutralisatie van zwaveldioxide en zwaveltrioxide. Bij deze dopes wordt het Base Number van de olie genoemd. Hoe hoger het Base Number is des te hoger is het neutraliserend vermogen van de olie. Het is echter niet zo dat we dan maar voor elke motor een hoog BN nummer gaan toepassen. Het BN nummer is afhankelijk van de hoeveelheid zwavel die in de brandstof aanwezig is. Voor het BN nummer is een vuistregel:

$$BN = 7 + \%S \cdot 11.$$

Als het zwavelpercentage van een brandstof bijvoorbeeld 3% bedraagt, dan is het vereiste Base Number: $7 + 3 \cdot 11 = 40$.

Een BN nummer heeft ook zijn nadelen, een groot nadeel hiervan is dat hoe hoger het BN nummer is des te meer slijtage er in de motor is, het neutraliserend vermogen van de chemicaliën komt namelijk voort uit metaaldeeltjes. Een van de middelen die hiervoor gebruikt worden is Kaliumhydroxide (KOH)

Er zijn echter ook grafieken beschikbaar waar men het BN nummer uit af kan lezen, een dergelijke grafiek is op afbeelding 5 te zien.



Afbeelding 5. Het grafisch bepalen van het vereiste Base Number

4.4.8 Antioxidanten

Antioxidanten zijn toevoegingen die de olie beter bestand maken tegen de inwerking van zuurstof.

4.5 Soorten smering

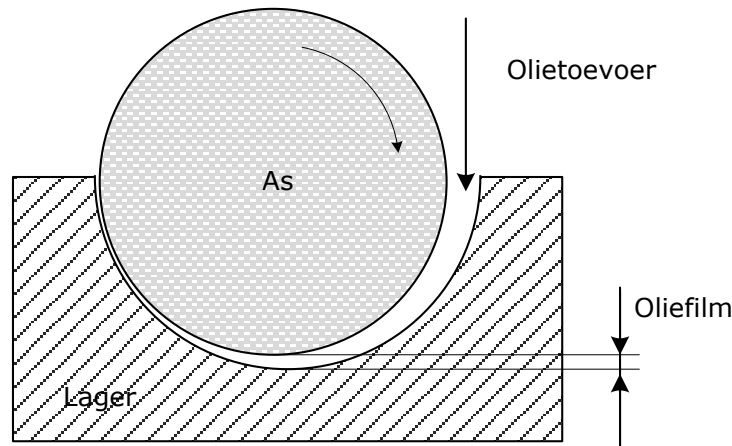
We kennen de volgende soorten smering:

- Hydrodynamische smering: volle filmsmering, bijvoorbeeld de beweging van een as in een lager.
- Grenssmering: wel smering, echter metaal contact.
- Hydrostatische smering: volle filmsmering, delen staan stil ten opzichte van elkaar.
- Elasto Hydrodynamische smering: dit komt voor in kogellagers.

4.5.1 Hydrodynamische smering

Het type smering dat optreedt is afhankelijk van de werkscondities, bijvoorbeeld, belasting, snelheid en viscositeit van het smeermiddel. Gladde oppervlakken die van elkaar gescheiden zijn door een laagje smeermiddel hebben geen bijdrage tot de wrijving. Deze toestand noemt men hydrodynamische smering. De wrijving wordt volledig bepaald door de schuifkrachten in het smeermiddel. Hydrodynamische smering komt dus voor bij smeermiddelen met hoge viscositeit (d.i. voldoende hoog om niet weggedrukt te worden, maar anderzijds ook

weer niet te groot omdat de vereiste afschuiving dan te moeilijk gaat), lage druk (smeermiddel wordt niet weggeperst) en hoge snelheid van de bewegende onderdelen. In dit laatste geval wordt het smeermiddel tussen de onderdelen ingezogen. Op afbeelding 6 wordt de ronddraaiende as dan volledig gedragen door het smeermiddel.



Afbeelding 6. Grafische voorstelling van hydrodynamische smering.

De volledige afschuiving gebeurt in de film, wat een zeer lage wrijvingscoëfficiënt garandeert. Bij een voldoende snelheidsverschil tussen as en lager ontstaat hydrodynamische smering. Het optreden van hydrodynamische smering ten gevolge van hoge snelheid is bekend van aquaplaning: de wielen van de auto draaien op het water en verliezen daardoor het contact met de grond.

Hydrodynamische smering komt dus voor bij onder andere:

- Krukpenlagers
- Ashalzen en lager
- Tussen zuigerveer en voering tijdens beweging van de zuiger

Wanneer daarentegen de oppervlakken van de beide bewegende onderdelen elkaar raken en de wrijvingskrachten dus toenemen, spreekt men over grenssmering of grensvlaksmering.

4.5.2 Grenssmering

De wrijving wordt nu niet meer bepaald door de schuifkrachten in het smeermiddel, maar wel door de contacten tussen beide bewegende onderdelen. Dit type van smering treedt o.a. op wanneer de snelheid van de bewegende onderdelen klein is en het inzuigefect van afbeelding 6 dus niet optreedt (in het limietgeval dat beide onderdelen stilstaan ten opzichte van elkaar wordt alle smeermiddel weggedrukt en komen beide oppervlakken dus rechtstreeks met elkaar in contact). Grensvlaksmering treedt eveneens op bij zeer grote druk of bij smeermiddelen met een extreem lage viscositeitwaarde (het smeermiddel wordt weggeperst). Grensvlaksmering is meestal niet gewenst omdat het contact tussen de bewegende onderdelen leidt tot temperatuursverhoging (wrijvingswarmte) en beschadiging van de rakende oppervlakken. In de omstandigheden waarbij grensvlaksmering optreedt, verliest het smeermiddel zijn functie

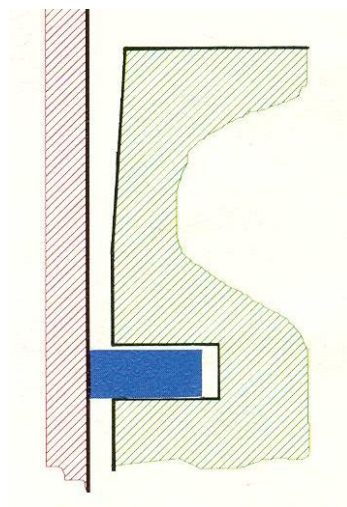
In dit geval is het smerend effect enkel verzekerd indien de dunne film smeermiddel de oppervlakte oneffenheden voldoende bedekt.

Samengevat: bij hydrodynamische smering treedt de volledige schuifspanning op in het smeermiddel zodat het oppervlak van de bewegende onderdelen geen invloed heeft. De wrijvingscoëfficiënt is dan klein. Bij grenslaagsmering wordt de afstand tussen beide wrijvende oppervlakken zo klein dat de oppervlakteruwheid wel belang krijgt. De wrijvingscoëfficiënt is dan groot.

Grenssmering komt dus voor bij:

- Metaal contact in BDP en ODP. Als de zuiger stilstaat is er sprake van grenssmering tussen de zuigerveer en de voering. Als gevolg van stilstand van de zuiger drukt de zuigerveer de smeermiddeelfilm kapot en is er metaalcontact.

Op afbeelding 7 is een voorbeeld weergegeven van grenssmering.



Afbeelding 7. De veer drukt de smeermiddeelfilm weg en heeft metaalcontact.

Zodra de zuiger beweegt is er hydrodynamische smering tussen zuigerveer en voering.

4.5.3 Hydrostatische smering

Bij hydrostatische smering staan de metalen stil ten opzichte van elkaar. De smeeroilie wordt onder druk tussen de metaaldelen gebracht. Als gevolg van de hoge druk van de olie worden de metalen van elkaar gescheiden door een smeermiddeelfilm.

Deze vorm van smering komt voor bij onder andere:

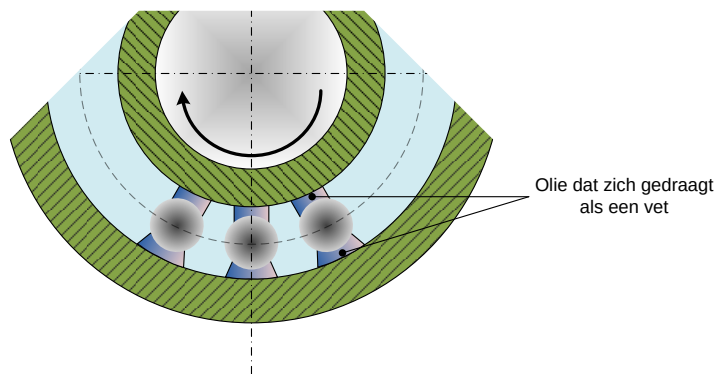
- Kruishoofdsmering bij kruishoofdmotoren.
- Aslicht smeeroilie bij stoomturbines, dit als de turbine getornd wordt. De as wordt met behulp van oliedruk los van het lager gedrukt, zodat de as geen metallisch contact met het lager maakt.

4.5.4 Elasto hydrodynamische smering

Bij kogellagers of rollagers wordt olie onder invloed van hoge druk tijdelijk elastisch en wordt niet meer uitgeperst. Vandaar de naam elasto hydrodynamische smering.

Als gevolg van de puntbelasting van de kogels op de binnen en buitenring van het lager wordt er een erg hoge druk op de olie uitgeoefend.

Als gevolg van deze hoge druk wordt de olie als het ware "vast", plastisch, hierdoor maakt de kogel geen metallisch contact met de binnen en buitenring. Op afbeelding 8 is dit schematisch weergegeven.



Afbeelding 8. Elasto hydrodynamische smering.

4.6 Smeeroliegegevens

Voor een medium speed motor draaiende op zware olie met een zwavelpercentage van circa 3% worden onderstaande smeeroliespecificaties gegeven.

Circulatie olie:

- Viscositeit SAE 40
- Viscositeit Index VI = 95
- Neutralisatiegetal BN 40 – 55

Torn:

- EP Gear oils
- Viscositeit 400 – 500 cSt bij 40 °C, dit is gelijk aan ISO VG 460

Regulateur:

- Viscositeit SAE 30 of SAE 40

4.6.1 Smeerolie afkeurgegevens

Voor de genoemde motor uit 4.6 gelden onderstaande gegevens om de olie af te keuren.

Benaming	Eenheid	Limiet	Test methode
Viscositeit	cSt 40 °C	Afname max. 25 % Toename max. 45%	ASTM D 445
Viscositeit	cSt 100 °C	Afname max. 20 % Toename max. 25%	ASTM D 445
Water	Vol %	max. 0,30	ASTM D 95 of D 1744
Base Number	mg KOH/g	min. 20 bij HFO max. 50 % afname bij LFO	ASTM D 2896
Onoplosbaar	mm % in n-pentaan	max. 2,0	ASTM D 893b
Flash point COC	°C	min. 190	ASTM D 92
Flash point PMCC	°C	min. 170	ASTM D 93

4.7 Rekenvoorbeelden

Voorbeeld 1

We hebben een smeerolie waar het volgende van bekend is.

We hebben in totaal 50 gram smeerolie.

De soortelijke massa, dichtheid, van de smeerolie bedraagt: $0,85 \text{ kg/dm}^3$.

Gevraagd:

Hoeveel liter smeerolie hebben we?

Als we nu 1 kilogram smeerolie hebben, hoeveel liter is dit?

Oplossing:

$$50 \text{ gram} = 0,05 \text{ kg}$$

$$\rho_{\text{smeerolie}} \approx 0,85 \text{ kg/dm}^3$$

$$\rho_{\text{smeerolie}} \approx 850 \text{ kg/m}^3$$

$$m = V \cdot \rho$$

$$m(\text{kg}) = V(\text{dm}^3) \cdot \rho(\text{kg/dm}^3)$$

$$0,05 \text{ kg} = V \text{ dm}^3 \cdot 0,85 \text{ kg/dm}^3 \Rightarrow V = \frac{0,05 \text{ kg}}{0,85 \text{ kg/dm}^3} = 0,0588 \text{ dm}^3$$

$$m = V \cdot \rho$$

$$1 \text{ kg} = V \text{ dm}^3 \cdot 0,85 \text{ kg/dm}^3$$

$$V = \frac{1 \text{ kg}}{0,85 \text{ kg/dm}^3} = 1,17 \text{ dm}^3 = 1,17 \text{ liter}$$

$$1 \text{ kg smeerolie} \hat{=} 1,17 \text{ liter}$$

Voorbeeld 2

Van een motor is bekend dat het specifiek smeerolieverbruik, $sm_e = 0,5 \text{ gram/kWh}$ (gram per kilo Watt uur)

Het vermogen van de motor bedraagt 8100 kWatt.

Gevraagd:

Bereken het smeerolieverbruik van deze motor in liters per dag.

Oplossing:

Bij vol vermogen wordt het smeerolieverbruik:

$$sm_e \cdot P_e = \frac{\text{kg}}{\text{kW.h}} \cdot \text{kW} = \text{kg/h}$$

$$sm_e = 0,5 \text{ gr/kWh} \quad P_e = 8100 \text{ kW}$$

$$0,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \cdot 8100 \text{ kW} = 4,05 \text{ kg/uur}$$

$$\text{Dit is: } 4,05 \times 24 = 97,2 \text{ kg/dag.}$$

$$\text{Dus } 97,2/0,85 = 114,35 \text{ liter/dag}$$

4.8 Samenvatting

De evenwichtstemperatuur:

De temperatuur die berekend wordt uit, de ontwikkelde warmte in het lager vermindert met de afgevoerde warmte via de fundatie en straling.

Het doel van een goede smering is:

- beperking van wrijving
- afvoeren wrijvingswarmte
- bescherming tegen corrosie
- wegspoelen van verontreinigde stoffen
- geluiddemping
- afdichting (bij zuigerveren)
- koeling van de zuiger

De belangrijkste eigenschappen met korte omschrijving zijn:

- De Viscositeit, vroeger werd deze vaak aangegeven in SAE notatie. De SAE notatie wordt opgegeven bij 100 °C. Tegenwoordig wordt steeds meer gebruik gemaakt van de Viscosity Grades (VG), deze wordt opgegeven bij 40 °C. Voorbeeld: ISO VG 100, de olie heeft een viscositeit die ligt tussen de 90 en 100 cSt bij 40 °C.
- Stolpunt
Vriespunt, als een olie veel paraffinen bevat, dan heeft deze olie een hoog stolpunt.
- Oxidatiebestendigheid
De gevoeligheid voor verouderen, aantasting door zuurstof.
- Neutralisatiegetal: BN nummer Base Number
Een vuistregel voor het Base Number is: $BN = 7 + \%S \cdot 11$
Maximum circa 40, soms tot 55, afhankelijk van de motorleverancier. Tijdens bedrijf gaat de zwavel in de brandstof over tot SO₂ en SO₃. Een deel van de SO₂ en SO₃ komt in aanraking met de smeerolie, dit doordat er altijd een kleine gaslekage langs de zuigveren (= Blow By) aanwezig is. Zonder maatregelen verzuurt de smeerolie.
- Viscositeit Index, dit is het verloop van de viscositeit als functie van de temperatuur.
- Vlampunt.

De viscositeit van smeerolie moet hoog genoeg zijn om tijdens bedrijfssituaties een voldoende dikke smeerfilm te bezitten. Als de viscositeit te hoog is kan dit leiden tot meer wrijving en warmteontwikkeling. De viscositeit werd, en wordt nog op veel plaatsen, opgegeven in SAE (Society of Automotive Engineers).

Bij SAE worden de oliën ingedeeld in grades, we kennen:

- Single grades, bijvoorbeeld SAE 20, SAE 30, SAE 40, SAE 50 en SAE 60
- Multi grades, bijvoorbeeld SAE 5W10, SAE 10W15, en 25 W30

Dopes:

Chemische stoffen die in kleine hoeveelheden aan een smeerolie toegevoegd worden om bepaalde eigenschappen te versterken of te verzwakken.

We noemen enkele belangrijke en veel gebruikte dopes:

- Detergents:
Vuiloplossend, tegen ringsticking, ook wel dispergerende dopes genaamd.
- Biocides:
bacteriëndodend (kan men zelf toevoegen.)
- EP Dopes: Extreme pressure dopes.
kunnen koper aantasten
milde EP dopes aanvragen aan de leverancier als er pitting optreedt aan de tandwielen.
- Hechtende dopes:
Ook wel oilness dopes
- VI-improver:
(Viscositeitsindex)
- Anti Schuimdopes
- Anti Corrosiedopes:
neutralisatie van SO_2 en SO_3
- Antioxidanten
tegen inwerking van zuurstof

We kennen de volgende soorten smering:

- Hydrodynamische smering: volle filmsmering, bijvoorbeeld de beweging van een as in een lager.
- Grenssmering: wel smering, echter metaal contact.
- Hydrostatische smering: volle filmsmering, delen staan stil ten opzichte van elkaar.
- Elasto Hydrodynamische smering: dit komt voor in kogellagers.

Hydrodynamische smering komt voor bij onder andere:

- Krukpenlagers
- Ashalzen en lager
- Tussen zuigerveer en voering tijdens beweging van de zuiger

Grenssmering komt voor bij:

- Metaal contact in BDP en ODP. Als de zuiger stilstaat is er sprake van grenssmering tussen de zuigerveer en de voering. Als gevolg van stilstand van de zuiger druk de zuigerveer de smeerfilm kapot en is er metaalcontact.

Hydrostatische smering komt voor bij onder andere:

- Kruishoofdsmering bij kruishoofdmotoren.
- Aslicht smeerolie bij stoomturbines, dit als de turbine getornd wordt.

Elastohydrodynamische smering komt voor bij:

Kogellagers en rollagers.

4.9 Vragen

- Wat is het doel van een goede smering?
- Noem de belangrijkste eigenschappen van een smeerolie.
- Wat wordt verstaan onder de viscositeit volgens SAE?
- Wat wordt verstaan onder stolpunt van een smeerolie?
- Wat wordt verstaan onder de oxidatiebestendigheid?
- Wat wordt verstaan onder het Base Number
- Wat wordt verstaan onder Dopes?
- Noem enkele belangrijke en veel gebruikte dopes.
- Wat wordt verstaan onder biocides?
- Waar staan de letters EP voor bij een specifieke dope?
- Welke soorten smering kennen we?
- Wat voor soort smering komt voor in een draaiend lager?
- Wat voor soort smering komt voor tussen de zuigerveer en de voering tijdens de opwaartse slag van de zuiger? En welke vorm van smering bij stilstand van de zuiger?
- Hoe wordt zwaveldioxide omgezet tot zwaveltrioxide en van welke factoren is dit afhankelijk?

5.0 Luchtvoorziening

5.1 Inleiding

Een motor heeft lucht nodig om de brandstof volledig te verbranden en lucht om te spoelen en te koelen.

Bij zuigvulling zuigt de motor tijdens de inlaatslag lucht aan van atmosferische conditie. Het bezwaar hiervan is dat de luchtdruk in de cilinder bij begin compressie nog lager is dan de atmosferische druk. Er is enkel meer lucht in de cilinder te krijgen indien er lucht onder een verhoogde druk voor het spoelen en het vullen van de cilinder wordt gebruikt.

De hoeveelheid arbeid die door de motor per cilinder kan worden geleverd is, uitgaande van een gelijk blijvend rendement, evenredig aan de hoeveelheid brandstof die in de cilinder kan worden verbrand. Als we nu meer brandstof willen verbranden, dan zullen we in eerste instantie moeten zorgen dat er meer lucht in de cilinder komt. Dit laatste is mogelijk door de lucht, voordat deze de cilinder in stroomt, op een hogere druk te brengen. Eigenlijk wordt door deze drukverhoging de dichtheid van de lucht verhoogd. Deze vorm van voorcompressie noemt men drukvulling.

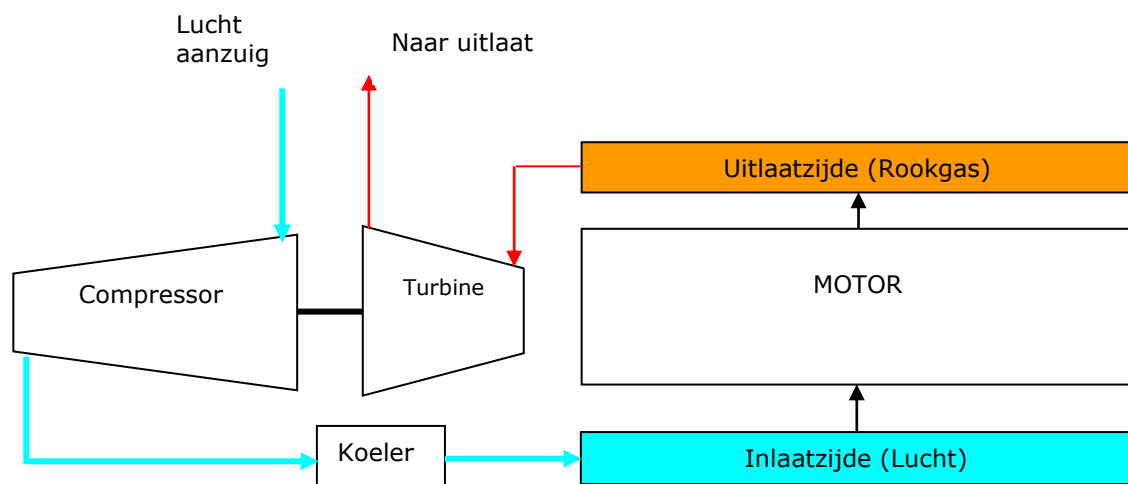
Druk­vulling

De toepassing van drukvulling heeft enkel zin wanneer het rendement van de motor gelijk blijft of nagenoeg gelijk blijft. Verder zal er door drukvulling een hogere temperatuur en druk in de cilinder optreden. De materialen van de motor moeten hier dan ook op berekend zijn. Verder is het thermisch rendement van de motor sterk afhankelijk van de grootte van de compressieverhouding en van de verhouding maximale verbrandingsdruk / compressiedruk.

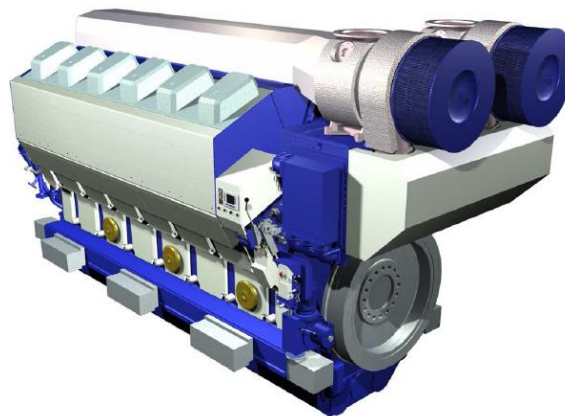
Een hoge compressieverhouding is noodzakelijk om tijdens aanzetten van de motor een voldoende hoge eindcompressie temperatuur te verkrijgen om de brandstof tot zelfontbranding te brengen.

Bij moderne motoren wordt deze lucht geleverd door een uitlaatgassenturbine. De uitlaatgassenturbine wordt door de motor geproduceerde uitlaatgassen aangedreven. De turbine drijft op zijn beurt een direct gekoppelde compressor aan. Deze compressor, vaak blower genoemd, zuigt lucht van atmosferische conditie aan en comprimeert deze tot een hogere druk. Bij moderne motoren kan deze druk oplopen tot 4 bar absoluut. Voor de duidelijkheid, atmosferische conditie wil zeggen dat de buitenluchtdruk 1 bar absoluut bedraagt. Het proces van luchtlevering met behulp van een uitlaatgassenturbine en een compressor, kortweg turboblower genoemd, is schematisch weergegeven op afbeelding 1.

Op afbeelding 2 is een V-motor weergegeven met twee opgebouwde turbines, de twee blauwe gedeeltes, rechts op de afbeelding, zijn de luchtfilters van de compressoren. De lucht wordt via de blauwe filters aangezogen en komt dan in een verzamelleiding van waaruit het door de watergekoelde luchtkoeler geperst wordt. Tijdens het samenpersen van de lucht tot circa 3 barg (overdruk), wordt de lucht erg heet. Voordat de lucht de cilinder instroomt wordt deze gekoeld naar circa 60 – 70 graden Celsius. De lucht mag overigens niet veel kouder worden, de lucht kan de cilinder te veel afkoelen en een tweede reden is, hoe lager de temperatuur bij begin compressie is, des te lager is hij bij het einde van de compressie.



Afbeelding 1. Motor met uitlaatgassenturbine.



Afbeelding 2. Motor met opgebouwde turbines. Wärtsilä 38.

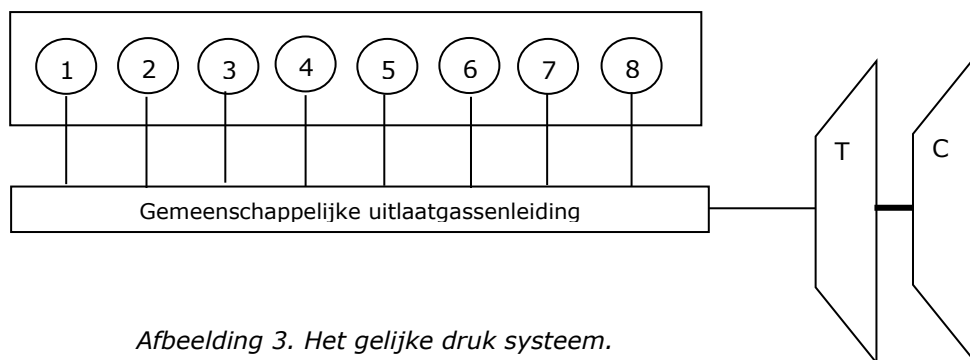
Bij de vierslag motor is bekend dat de in en uitlaatklep gedurende een bepaald moment gelijktijdig open staan, de zogenaamde klepoverlap. De tijd dat de kleppen gelijktijdig open staan zal met drukvulling groter moeten worden. De verbrandingsruimte moet nu namelijk intensiever gespoeld en gekoeld worden, de mate van overlap is sterk afhankelijk van de manier van drukvulling.

Bij drukvulling kennen we onder andere de volgende systemen:

- Het gelijke druk systeem
- Het stootsysteem, ook wel Buchi systeem genoemd
- Het SPEX systeem (Single Pulse Exhaust System)

5.1.1 Het gelijke druk systeem

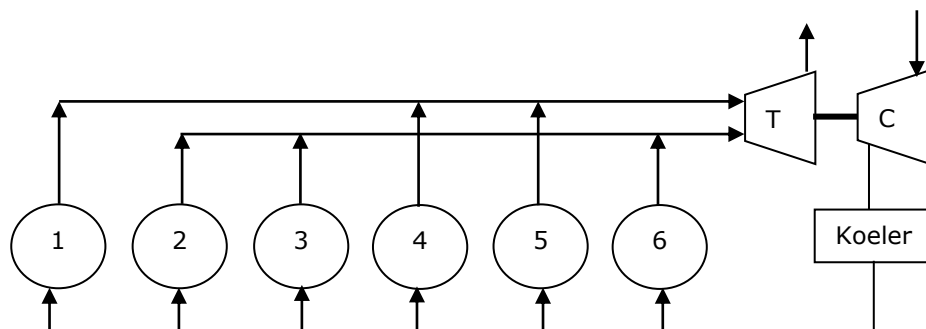
Bij het gelijke druk systeem worden de uitlaatgassen van alle cilinders naar een gemeenschappelijke uitlaatgassenleiding gevoerd. Omdat de uitlaatgassenleiding een grote inhoud heeft, worden eventuele optredende drukgolven afgevlakt. De uitlaatgassen drijven de turbine aan. De compressor comprimeert de lucht waarna deze door de luchtkoeler stroomt en vervolgens naar de spoelluchtleding op de motor, dit systeem is identiek aan het systeem op afbeelding 3. Bij het gelijke druk systeem heeft de motor over het algemeen een hoger rendement dan bij een ander systeem, dit omdat er nagenoeg geen drukstoten zijn en de compressor een constante luchtlevering heeft. Het gelijke druk systeem is vooral geschikt voor motoren die veel vollast draaien. Afbeelding 3 is hetzelfde als afbeelding 1.



Afbeelding 3. Het gelijke druk systeem.

5.1.2 Het stootsysteem, Buchi systeem

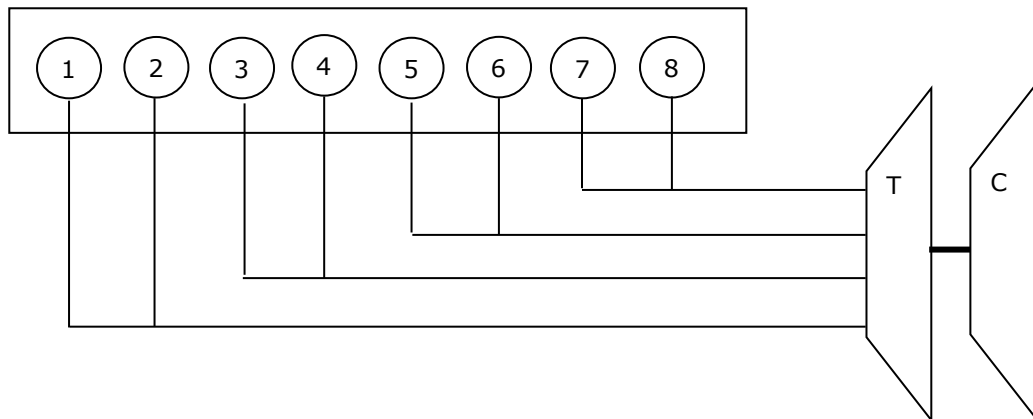
De diverse cilinders worden nu aangesloten op relatief korte en nauwe uitlaatgassenleidingen. In deze leidingen ontstaat direct na het openen van een uitlaatklep een drukgolf. Deze drukgolf wordt vervolgens weer gevolgd door een drukdal. Door nu de juiste keuze te maken van klepopeningstijden laten we het drukdal samenvallen met de gelijktijdige opening van en in en uitlaatkleppen van een cilinder, ofwel met de spoelperiode. Bij dit systeem kunnen niet meer dan drie cilinders op een uitlaatgassenleiding, waarin de turbine is opgenomen, worden aangesloten. Dit is om te voorkomen dat de druk in de uitlaatgassenleiding te groot wordt en hierdoor uitlaatgassen kunnen terugstromen in een cilinder waarvan de uitlaat wordt geopend. Op afbeeldingen 4 tot en met 10 zijn diverse systemen weergegeven. Het stootsysteem is complex qua leidingen maar vooral geschikt voor motoren die regelmatig in deellast draaien.



Afbeelding 4. Een 6 cilinder vierslag motor.

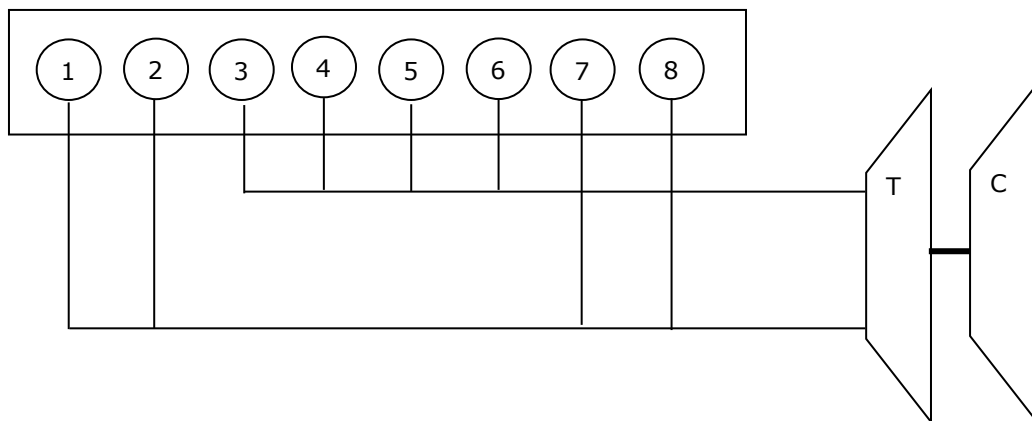
Op afbeelding 4 is een 6 cilinder vierslag motor weergegeven. De verbrandingsvolgorde, ontstekingsvolgorde, is 1-2-4-6-5-3. De motor is met twee uitlaatgasseleidingen aangesloten op de drukvulgroep.

Op alle volgende afbeeldingen is voor de eenvoud enkel nog de aansluiting op de turbine getekend. De luchtleiding vanaf de compressor gaat in alle gevallen via een koeler en komt dan op een gemeenschappelijke luchtleiding, de spoelluchtleiding uit.



Afbeelding 5. 8 cilinder 4 slag motor met vier cilindergroepen op een leiding.

De ontstekingsvolgorde van de motor op afbeelding 5 is:
1-7-6-4-8-2-3-5.

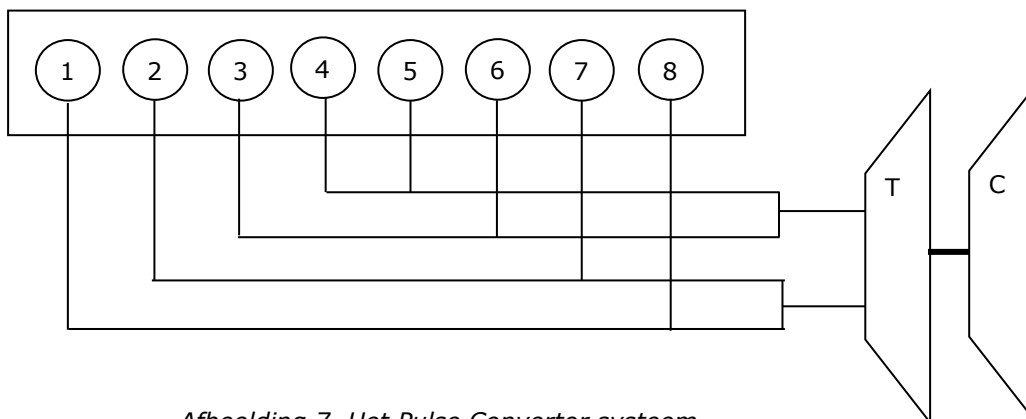


Afbeelding 6. 8 cilinder 4 slag motor met twee cilindergroepen op een leiding.

Het systeem op afbeelding 6 blijft voorbehouden aan langzaamlopers en middelsnel lopende dieselmotoren. Dit systeem kan worden toegepast bij motoren met 4, 8 en 16 cilinders. De onderlinge ontstekingsvolgorde moet echter minimaal 180° (krukgraden) bedragen.

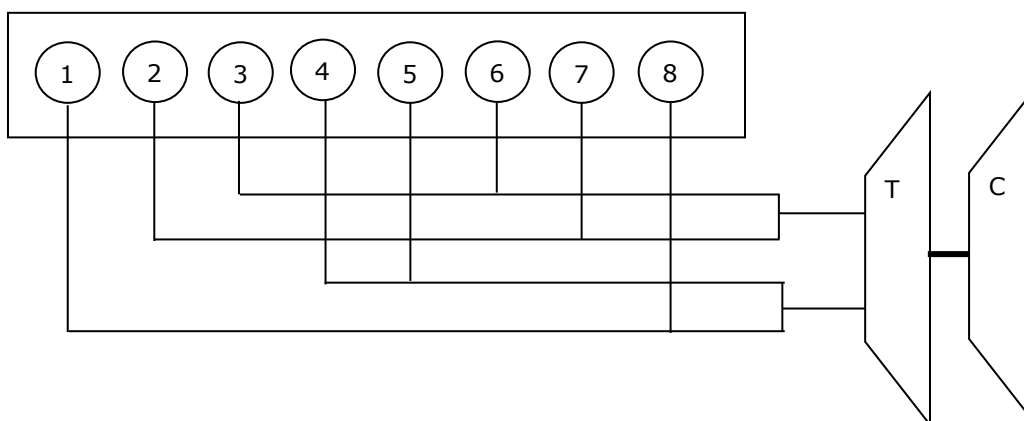
De ontstekingsvolgorde van de motor op afbeelding 6 is:
1-4-7-6-8-5-2-3.

Op afbeelding 7 is een bijzondere toepassing van het stootsysteem weergegeven, het zogenaamde Pulse Converter systeem. Hier zijn vier cilinders op een uitlaatgassenleiding aangesloten. Een voorwaarde is wel dat de beide op dezelfde aangesloten cilinders een ontstekingsvolgorde moeten hebben met afstanden van 360° . Het Pulse Converter systeem is uitermate geschikt voor snellopende motoren.



Afbeelding 7. Het Pulse Converter systeem.

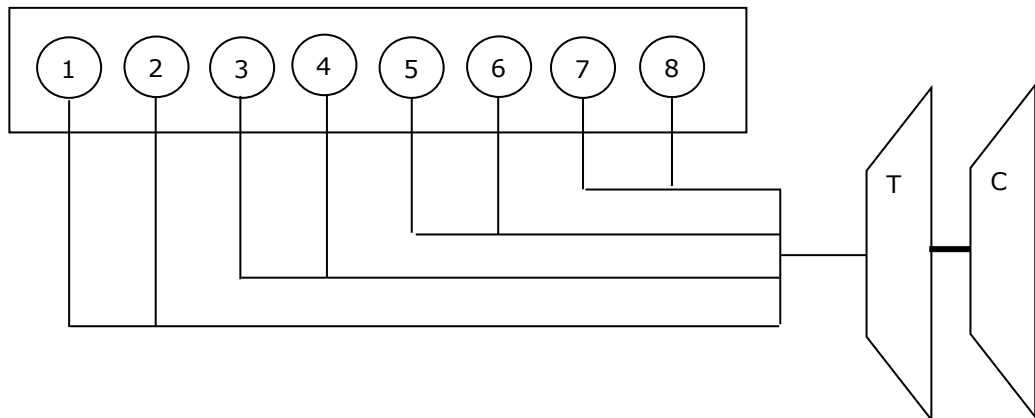
De ontstekingsvolgorde van de motor op afbeelding 7 is:
1-4-7-6-8-5-2-3.



Afbeelding 8. Het Pulse Converter systeem.

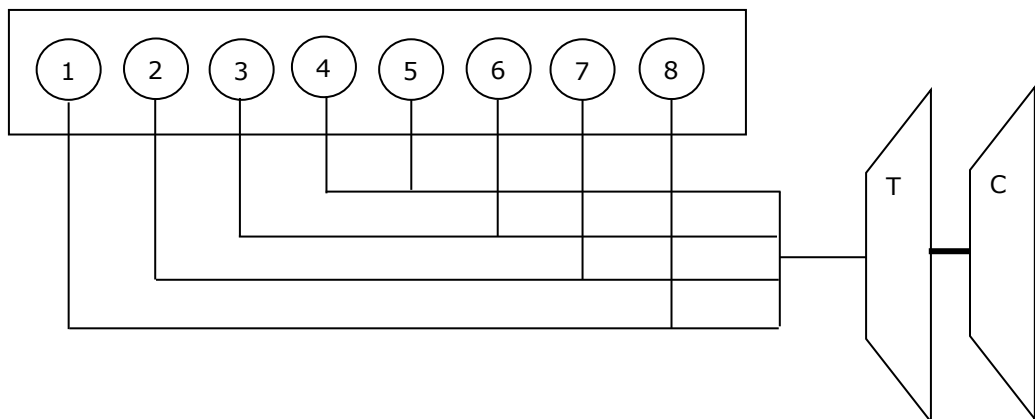
De ontstekingsvolgorde van de motor op afbeelding 8 is:
1-3-5-7-8-6-4-2

Verder kennen we het Multi Stootsysteem nog. Dit systeem wordt toegepast bij motoren met zeven cilinders en meer. De pieken (Amplitudes) van de drukkolven worden in de uitlaatgassenleiding afgebouwd. Als er 7 of meer cilinders over vier gescheiden leidingen naar de gemeenschappelijke leiding van de turbine worden gevoerd, worden de gassen onder nagenoeg een constante druk aangevoerd. Op de afbeeldingen 9 en 10 zijn twee uitvoeringen van het Multi Stoot systeem weergegeven.



Afbeelding 9. Een uitvoering van het Multi Stoot systeem.

De ontstekingsvolgorde van de motor op afbeelding 9 is:
1-7-6-4-8-2-3-5.



Afbeelding 10. Een uitvoering van het Multi Stoot systeem.

De ontstekingsvolgorde van de motor op afbeelding 10 is:
1-4-7-6-8-5-2-3.

5.1.3 Het SPEX systeem

Bij dit systeem worden alle cilinders op een relatief dunne uitlaatgassenleiding aangesloten die naar de turbine leidt. Om nu te voorkomen dat de drukstoot van de uitlaat van de ene cilinder de spoeling van een andere cilinder beïnvloed, zijn in het uitlaatgassenkanaal, vlak voor de opening van de uitlaat, schotten aangebracht over circa 25% van de doorlaat. Dit systeem kenmerkt zich door een eenvoudige constructie, vooral bij motoren van zes cilinders of meer biedt dit systeem grote voordelen. Met eenvoudige constructie wordt hier bedoeld dat het veel eenvoudiger is ten opzichte van het stootsysteem en ten opzichte van het gelijke druk systeem is het ruimte besparend, de grote dikke uitlaatgassen receiver komt nu te vervallen.

5.2 Verbrandingslucht

Verbrandingslucht wordt, zoals de naam al aangeeft, gebruikt voor verbranding.

De hoeveelheid lucht per cilinder is dus gelijk aan:

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s = m^3$$

Het zuigeroppervlak $\frac{\pi}{4} \cdot D^2$ wordt uitgedrukt in m^2 en de slag wordt uitgedrukt in m. Daaruit volgt dat $m^2 \cdot m = m^3$

D	=	Diameter van de voering	[m]
S	=	Slag	[m]
n	=	Toerental	[omw/sec]
z	=	Aantal cilinders	[dimensieloos]

De hoeveelheid beschikbare verbrandingslucht per seconde bedraagt voor een vierslag motor:

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot z = m^2 \cdot m \cdot 1 / \text{sec} = (m^3 / \text{sec})$$

We weten nog dat bij de vierslag motor het arbeidsproces 4 slagen duurt.

De hoeveelheid beschikbare verbrandingslucht per seconde bedraagt voor een tweeslag motor:

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot n \cdot z = m^2 \cdot m \cdot 1 / \text{sec} = (m^3 / \text{sec})$$

We weten nog dat bij de tweeslag motor het arbeidsproces 2 slagen duurt.

Dit laatste bepaalt tevens hoeveel brandstof per cilinder ingespoten kan worden.

Tijdens de uitlaatslag staan de inlaat- en uitlaatkleppe bij de vierslag motor voor een bepaalde tijd gelijktijdig open. Nu wordt lucht voor spoelen en koelen gebruikt. Dit is dus tijdens klepoverlap.

Samengevat kunnen we stellen:

- De hoeveelheid lucht die bij begin compressie in de cilinder aanwezig is, bepaalt de hoeveelheid brandstof die ingespoten kan worden.
- De hoeveelheid brandstof die ingespoten wordt is een maat voor het vermogen.
- Tijdens klepoverlap wordt, bij de vierslag motor, de verbrandingsruimte gespoeld en gekoeld.

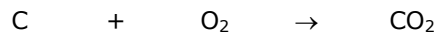
5.2.1 Berekening van de hoeveelheid verbrandingslucht

Als we nu willen weten hoeveel lucht we nodig hebben om 1 kilogram brandstof volledig te verbranden, moeten we eerst een stukje chemie toepassen.

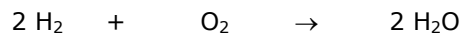
De brandbare delen in de brandstof bestaan uit Koolstof (C), Waterstof (H) en Zwavel (S). We gaan ervan uit dat de verbranding volledig is, dit is immers het streven.

Volledige verbranding wil zeggen:

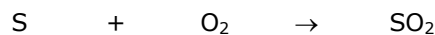
Alle Koolstof wordt omgezet in Kooldioxide.



Alle waterstof wordt omgezet in Waterdamp.



Alle Zwavel wordt omgezet in Zwaveldioxide.



Als we hiermee gaan rekenen dienen we de atoommassa's van de elementen te weten, deze kunnen we in het periodiek systeem der elementen vinden.

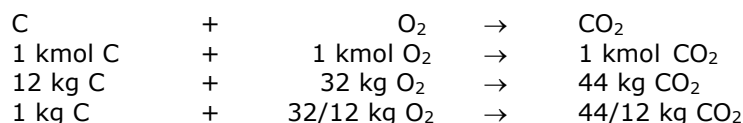
- Voor Koolstof is dit : 12 C = 12
- Voor de Zuurstof is dit : 16 O₂ = 32
- Voor de Zwavel is dit : 32 S = 32

We gaan er van uit, dat uit de chemie bekend is, dat voor de massa van een bepaald element geldt:

Een kilomol van een element is net zoveel kilogram als de atoommassa of molecuulmassa aangeeft, kortom:

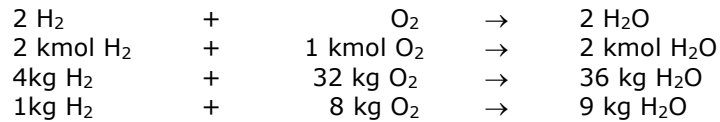
- 1 kmol C ≈ 12 kilogram Koolstof
- 1 kmol O₂ ≈ 32 kilogram Zuurstof
- 1 kmol S ≈ 32 kilogram Zwavel

Als we vervolgens dit geheel uitwerken krijgen we:



Uit bovenstaand vergelijking volgt dat wanneer we 1 kilogram brandstof hebben die voor 100 % uit koolstof bestaat we theoretisch 32/12 kilogram zuurstof nodig hebben om de koolstof volledig te verbranden. Als we nu geen 100% Koolstof hebben maar slechts C% dan gaat de vergelijking over in:

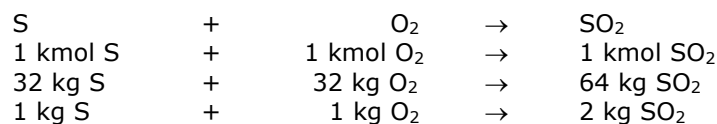
$$\frac{\%C}{100} \cdot 1 \text{ kg C} + \frac{\%C}{100} \cdot \frac{32}{12} \text{ kg O}_2 \rightarrow \frac{\%C}{100} \cdot \frac{44}{12} \text{ kg CO}_2$$
$$\frac{\%C}{100} \cdot \frac{32}{12} \text{ kg O}_2 \Rightarrow \text{theoretisch aan O}_2 \text{ benodigd}$$



Uit bovenstaand vergelijking volgt dat wanneer we 1 kilogram brandstof hebben die voor 100 % uit Waterstof bestaat we theoretisch 8 kilogram zuurstof nodig hebben om de Waterstof volledig te verbranden. Als we nu geen 100% Waterstof hebben maar slechts H% dan gaat de vergelijking over in:

$$\frac{\%H}{100} \cdot 1 \text{ kg H}_2 + \frac{\%H}{100} \cdot 8 \text{ kg O}_2 \rightarrow \frac{\%H}{100} \cdot 9 \text{ kg H}_2\text{O}$$

$$\frac{\%H}{100} \cdot 8 \text{ kg O}_2 \Rightarrow \text{theoretisch aan O}_2 \text{ benodigd}$$



Uit bovenstaand vergelijking volgt dat wanneer we 1 kilogram brandstof hebben die voor 100 % uit Zwavel bestaat we theoretisch 1 kilogram zuurstof nodig hebben om de Zwavel volledig te verbranden. Als we nu geen 100% Zwavel hebben maar slechts S% dan gaat de vergelijking over in:

$$\frac{\%S}{100} \cdot 1 \text{ kg S} + \frac{\%S}{100} \cdot 1 \text{ kg O}_2 \rightarrow \frac{\%S}{100} \cdot 2 \text{ kg SO}_2$$

$$\frac{\%S}{100} \cdot 1 \text{ kg O}_2 \Rightarrow \text{theoretisch aan O}_2 \text{ benodigd}$$

Om 1 kg brandstof te verbranden is dus theoretisch aan zuurstof nodig:

$$\left\{ \frac{\%C}{100} \cdot \frac{32}{12} + \frac{\%H}{100} \cdot 8 + \frac{\%S}{100} \right\} \text{ kg O}_2 / \text{kg Brandstof}$$

We voeren geen zuurstof aan de motor toe maar lucht:

Lucht bestaat uit:

- 77 massa % N₂
- 23 massa % O₂

Om 1 kg brandstof volledig te verbranden is theoretisch aan lucht benodigd:

$$M_{\text{th}} = \frac{100}{23} \cdot \left\{ \frac{\%C}{100} \cdot \frac{32}{12} + \frac{\%H}{100} \cdot 8 + \frac{\%S}{100} \right\} \text{ kg lucht} / \text{kg Brandstof}$$

$$M_{\text{th}} = \frac{1}{23} \cdot \left\{ \frac{32}{12} \cdot \%C + 8 \cdot \%H + \%S \right\} \text{ kg lucht} / \text{kg Brandstof}$$

Als er chemisch gebonden O_2 in de brandstof aanwezig is gaat de vergelijking over in:

$$M_{th} = \frac{1}{23} \cdot \left\{ \frac{32}{12} \cdot \%C + 8 \cdot \left(\%H - \frac{\%O_2}{8} \right) + \%S \right\} \frac{kg \text{ lucht}}{kg \text{ Brandstof}}$$

We zien uit het bovenstaande dat de benodigde hoeveelheid verbrandingslucht afhankelijk is van de samenstelling van de brandstof.

5.2.2 Voorbeeld 1

Uit de analyse van de brandstof volgen de volgende gegevens:

% C = 86,37 %	Koolstof	[massa %]
% H = 10,92 %	Waterstof	[massa %]
% S = 2,36 %	Zwavel	[massa %]
% O = 1,54 %	Zuurstof chemisch gebonden	[massa %]

Gevraagd:

Hoeveel lucht is theoretisch per kilogram brandstof benodigd.
We zullen het geheel eerst in stukjes berekenen.

C	+	O_2	→	CO_2
1 kmol C	+	1 kmol O_2	→	1 kmol CO_2
12 kg C	+	32 kg O_2	→	44 kg CO_2
1 kg C	+	$\frac{32}{12}$ kg O_2	→	$\frac{44}{12}$ kg CO_2

$$\frac{\%C}{100} \cdot 1 \text{ kg C} + \frac{\%C}{100} \cdot \frac{32}{12} \text{ kg } O_2 \rightarrow \frac{\%C}{100} \cdot \frac{44}{12} \text{ kg } CO_2$$

$$\frac{\%C}{100} + \frac{32}{12} \text{ kg } O_2 \Rightarrow \text{theoretisch aan } O_2 \text{ benodigd}$$

$$\frac{86,37}{100} \cdot \frac{32}{12} \text{ kg } O_2 = 2,3 \text{ kg } O_2$$

$2H_2$	+	O_2	→	$2H_2O$
2 kmol H_2	+	1 kmol O_2	→	2 kmol H_2O
4 kg H_2	+	32 kg O_2	→	36 kg H_2O
1 kg H_2	+	8 kg O_2	→	9 kg H_2O

$$\frac{\%H}{100} \cdot 1 \text{ kg } H_2 + \frac{\%H}{100} \cdot 8 \text{ kg } O_2 \rightarrow \frac{\%H}{100} \cdot 9 \text{ kg } H_2O$$

$$\frac{\%H}{100} + 8 \text{ kg } O_2 \Rightarrow \text{theoretisch aan } O_2 \text{ benodigd}$$

$$\frac{10,92}{100} \cdot 8 \text{ kg } O_2 = 0,8736 \text{ kg } O_2$$

S	+	O_2	→	SO_2
1 kmol S	+	1 kmol O_2	→	1 kmol SO_2
32 kg S	+	32 kg O_2	→	64 kg SO_2
1 kg S	+	1 kg O_2	→	2 kg SO_2

$$\frac{\%S}{100} \cdot 1 \text{ kg S} + \frac{\%S}{100} + 1 \text{ kg O}_2 \Rightarrow \frac{\%S}{100} \cdot 2 \text{ kg SO}_2$$

$$\frac{\%S}{100} + 1 \text{ kg O}_2 \Rightarrow \text{theoretisch aan O}_2 \text{ benodigd}$$

$$\frac{2,36}{100} \cdot 1 \text{ kg O}_2 = 0,0236 \text{ kg O}_2$$

Totaal theoretisch aan zuurstof benodigd:

$$2,3 + 0,8736 + 0,0236 = 3,1972 \text{ kg Zuurstof per kg brandstof.}$$

Totaal theoretisch aan lucht benodigd:

$$(100/23) \cdot 3,1972 = 13,9 \text{ kg lucht per kg brandstof.}$$

In het voorbeeld is uitgegaan van het gegeven dat er ook chemisch gebonden Zuurstof aanwezig is, als we nu de formule in een keer invullen en dit meerekenen krijgen we:

$$M_{\ell th} = \frac{1}{23} \cdot \left\{ \frac{32}{12} \cdot \%C + 8 \cdot \left(\%H - \frac{\%O_2}{8} \right) + \%S \right\} \text{ kg lucht} / \text{kg Brandstof}$$

$$M_{\ell th} = \frac{1}{23} \cdot \left\{ \frac{32}{12} \cdot 86,37 + 8 \cdot \left(10,92 - \frac{1,54}{8} \right) + 2,36 \right\} \text{ kg lucht} / \text{kg Brandstof}$$

$$M_{\ell th} = 13,84 \text{ kg lucht} / \text{kg Brandstof}$$

Zoals u ziet zit er weinig verschil in beide uitkomsten, let wel deze hoeveelheid lucht is de **theoretische** hoeveelheid verbrandingslucht. De lucht voor spoelen en koelen is hier **niet** in verwerkt.

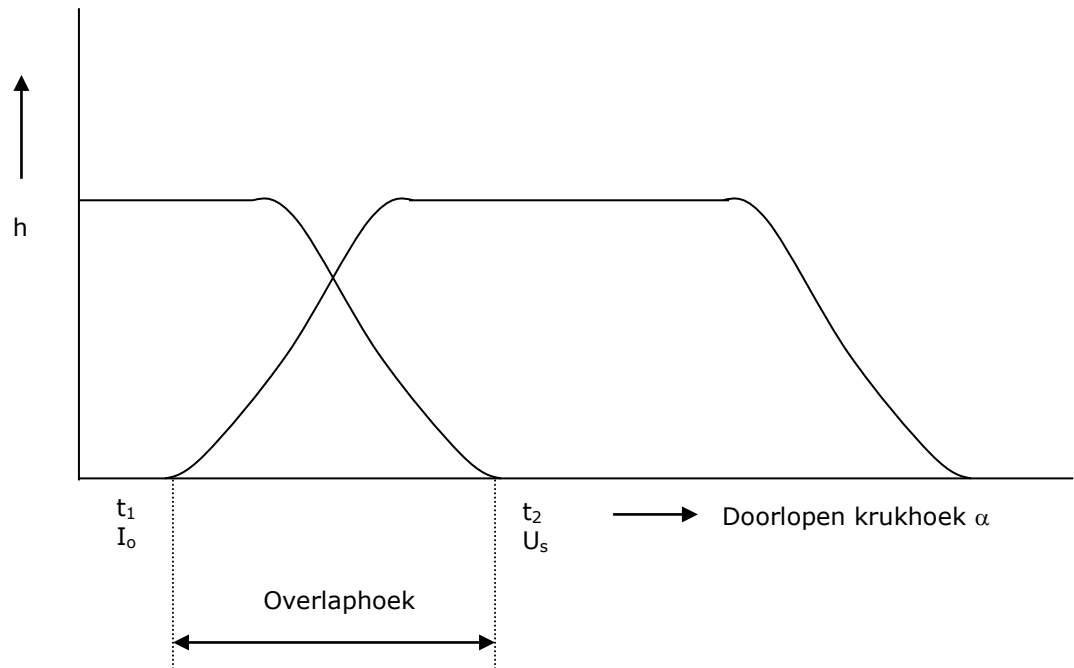
5.3 Luchtdoorvoer tijdens klep, poort overlapping

De afleiding in deze paragraaf is niet voor niveau 4. (Niet voor MBO)

Tijdens klepoverlap of tijdens gelijktijdig openstaan van een poort en een klep wordt er bij de vierslag motor lucht toegevoerd om te spoelen en te koelen, terwijl er bij de tweeslag motor lucht wordt toegevoerd om te spoelen en de cilinder te vullen met verbrandingslucht. We zullen dit geheel nader bekijken.

Op afbeelding 11 is een stuk getekend van het openen van de inlaatklep en het sluiten van de uitlaatklep. Op de horizontale as staat de doorlopen krukhoek, op de verticale as is de lichthoogte van de klep afgezet.

Op de horizontale as is aangegeven wanneer de inlaat opent en de uitlaat sluit, de inlaat opent op tijdstip t_1 , de uitlaat sluit op tijdstip t_2 . Het gebied op de horizontale as tussen Inlaat opent I_o en Uitlaat sluit U_s is nu de overlaphoek. Bij de vierslag is dit dus enkel voor spoelen en koelen, terwijl dit bij de tweeslag zowel koelen, spoelen en vullen van de cilinder voorstelt.



Afbeelding 11. De klepoverlap.

We gebruiken de volgende grootheden en eenheden:

m = massa	[kg]
v_i = snelheid waarmee de lucht via de inlaat binnenkomt	[m/s]
v_u = snelheid waarmee de lucht via de uitlaat uitstroomt	[m/s]
A_i = doortocht via de inlaatklep	[m ²]
A_u = doortocht via de uitlaatklep	[m ²]
ρ = soortelijke massa van de lucht	[kg/m ³]
ρ_i = soortelijke massa van de binnenstromende lucht	[kg/m ³]
ρ_u = soortelijke massa van de uitstromende lucht	[kg/m ³]
μ = contractiefactor	
μ_i = contractiefactor via de inlaatklep	
μ_u = contractiefactor via de uitlaatklep	
p_i = druk van de lucht voor de inlaatklep	[N/m ²]
p_u = druk in de uitlaatgassenleiding	[N/m ²]
p_c = druk in de verbrandingsruimte	[N/m ²]

We weten dat:

$$\dot{m} = v \cdot \rho \cdot A$$

$$\frac{kg}{s} = \frac{m}{s} \cdot \frac{kg}{m^3} \cdot m^2$$

Voor een heel klein tijdsbestek, een donders klein tijdsbestek dt , geldt dan:

$$\text{Inlaat : } dm_i = v_i \cdot A_i \cdot \rho_i \cdot \mu_i \cdot dt \quad [kg]$$

$$\text{Uitlaat : } dm_u = v_u \cdot A_u \cdot \rho_u \cdot \mu_u \cdot dt \quad [kg]$$

Voor de eenvoud nemen we het volgende aan:

$$dm_i = dm_u = dm$$

$$\rho_i = \rho_u = \rho$$

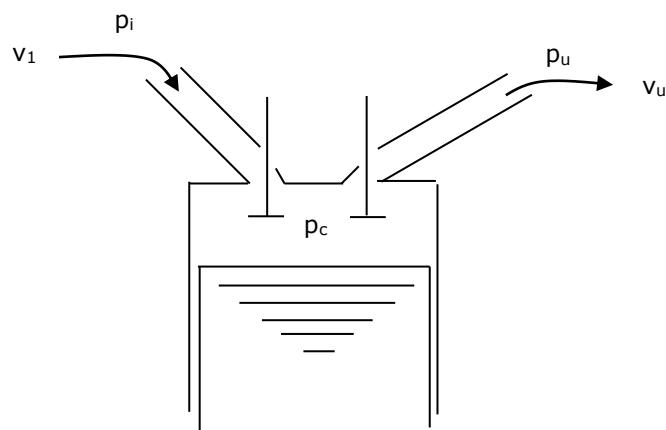
$$\mu_i = \mu_u = \mu$$

Dan geldt:

$$dm = v_i \cdot A_i \cdot \rho \cdot \mu \cdot dt \quad [kg]$$

en

$$dm = v_u \cdot A_u \cdot \rho \cdot \mu \cdot dt \quad [kg]$$



Voor v_i en v_u vinden we:

$$v_i = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_i - p_c)} \quad [m/s]$$

$$v_u = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_c - p_u)} \quad [m/s]$$

Als we dit in de voorgaande vergelijkingen invullen krijgen we:

$$dm = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_i - p_c)} \cdot A_i \cdot \rho \cdot \mu \cdot dt \quad [kg]$$

en

$$dm = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_c - p_u)} \cdot A_u \cdot \rho \cdot \mu \cdot dt \quad [kg]$$

Als we de laatste twee vergelijkingen kwadrateren krijgen we:

$$dm^2 = \frac{2}{\rho} \cdot (p_i - p_c) \cdot A_i^2 \cdot \rho^2 \cdot \mu^2 \cdot dt^2$$

$$(p_i - p_c) = \frac{dm^2}{2 \cdot A_i^2 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot dt^2}$$

$$p_c = p_i - \frac{dm^2}{2 \cdot A_i^2 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot dt^2} \quad (1)$$

en

$$dm^2 = \frac{2}{\rho} \cdot (p_c - p_u) \cdot A_u^2 \cdot \rho^2 \cdot \mu^2 \cdot dt^2$$

$$(p_c - p_u) = \frac{dm^2}{2 \cdot A_u^2 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot dt^2}$$

$$p_c = p_u + \frac{dm^2}{2 \cdot A_u^2 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot dt^2} \quad (2)$$

We zien nu dat vergelijking (1) gelijk is aan vergelijking (2).

$$p_c = p_i - \frac{dm^2}{2 \cdot A_i^2 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot dt^2} \quad (1) = \quad p_c = p_u + \frac{dm^2}{2 \cdot A_u^2 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot dt^2} \quad (2)$$

$$p_i - p_u = \frac{dm^2}{2 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot dt^2} \cdot \left(\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2} \right)$$

$$dm^2 = 2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u) \cdot \mu^2 \cdot dt^2 \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}} \right)$$

$$dm = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}} \cdot dt$$

De overlapping loopt van t_1 tot en met t_2 .

Dan geldt voor m:

$$m = \int_{t_1}^{t_2} dm$$

Als we dit nu invullen krijgen we:

$$m = \int_{t_1}^{t_2} \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}} \cdot dt \quad \text{kilogram/periode}$$

$$m = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}} \cdot dt \quad \text{kilogram/periode}$$

Voor de gereduceerde doortocht geldt dat dit gelijk is aan:

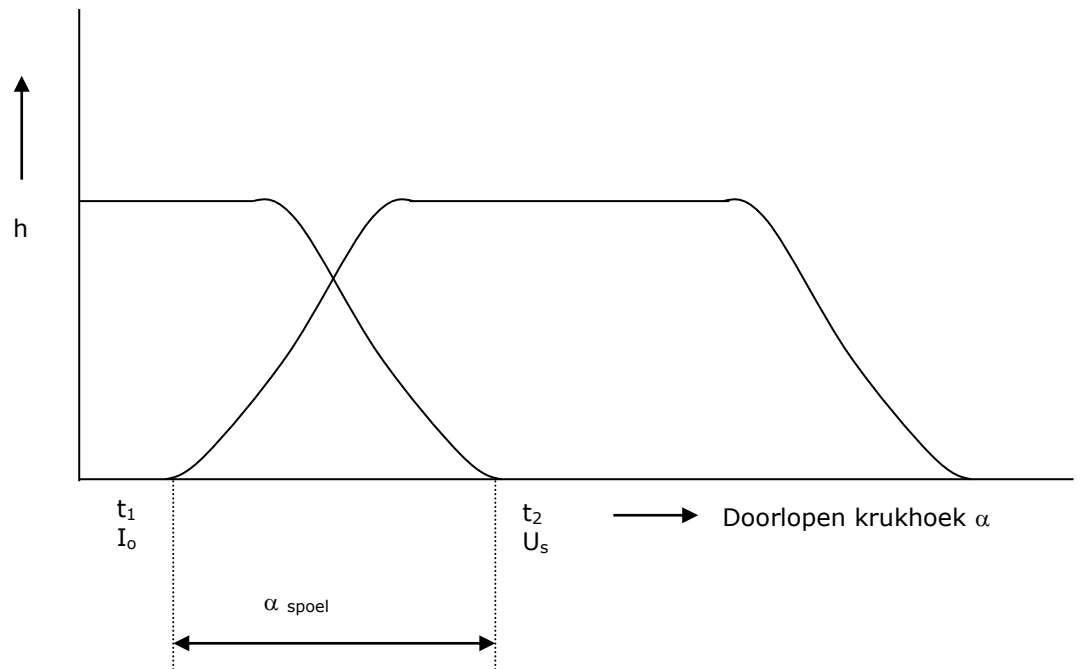
$$\sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}}$$

Gereduceerde doortocht:

Dit is een denkbeeldige doortocht die dezelfde weerstand aan de doorstromende lucht biedt als de in serie staande doortochten van de in en uitlaatklep.

5.3.1 De spoelperiode

De afleiding in deze paragraaf is niet voor niveau 4. (Niet voor MBO)



Afbeelding 12. De spoelperiode van t_1 tot t_2 .

De spoelperiode is dus tijdens klepoverlap en duurt van t_1 tot t_2 .

Hiermee is de totale spoeltijd: $t_2 - t_1 = t$ seconden

Voor de spoelhoek α_{spoel} geldt:

$$\alpha_{\text{spoel}} = 360 \cdot n \cdot t$$

$$t = \frac{\alpha_{\text{spoel}}}{360 \cdot n}$$

$$dt = \frac{d\alpha_{\text{spoel}}}{360 \cdot n}$$

We noemen α_{spoel} vanaf nu enkel α .

Dan geldt voor dt :

$$dt = \frac{d\alpha}{360 \cdot n}$$

We hadden reeds gevonden:

$$m = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}} \cdot dt \quad \text{kilogram/periode}$$

$$dt = \frac{d\alpha}{360 \cdot n}$$

$$m = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}} \cdot \frac{d\alpha}{360 \cdot n} \quad \text{kilogram/periode}$$

$$m = \frac{\mu}{360 \cdot n} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}} \cdot d\alpha \quad \text{kilogram/periode}$$

We noemen vanaf nu $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}} \cdot d\alpha$ simpelweg de hoekdoortocht A_{Hoek}

$$m = \frac{\mu}{360 \cdot n} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{kilogram/periode}$$

We vinden uit bovenstaande vergelijking:

- De **massa lucht per periode** tijdens spoelen is omgekeerd evenredig met het toerental.
- Bij hoge toerentallen is er dus weinig lucht beschikbaar tijdens de spoelperiode.

De vierslag motor:

De vierslag motor heeft $n/2$ spoelperioden per seconde, de massa lucht per seconde tijdens spoelen wordt dan:

$$\dot{m} = m \cdot \frac{n}{2}$$

En dus:

$$\frac{\mu}{360 \cdot n} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \cdot \frac{n}{2} = \frac{\mu}{720} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}}$$

Dan geldt voor de hoeveelheid spoellucht in kilogrammen per seconde:

$$\dot{m} = \frac{\mu}{720} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{kilogram/seconde}$$

Uit dit laatste volgt dat de **massa lucht per seconde** tijdens spoelen onafhankelijk is van het toerental en recht evenredig is met:

$\sqrt{(p_i - p_u)}$ Dit is bij de vierslag dus enkel **spoellucht**.

De tweeslag motor:

De tweeslag motor heeft n spoelperioden per seconde, de massa lucht per seconde tijdens spoelen wordt dan:

$$\dot{m} = m \cdot n$$

En dus:

$$\frac{\mu}{360 \cdot n} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \cdot n = \frac{\mu}{360} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}}$$

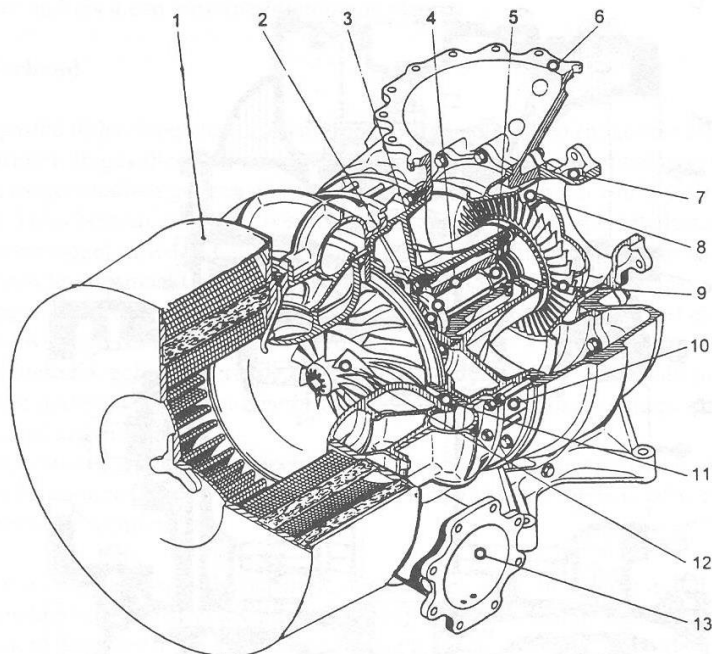
Dan geldt bij de tweeslag motor voor de hoeveelheid **verbrandingslucht en spoellucht** in kilogrammen per seconde:

$$\dot{m} = \frac{\mu}{360} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{kilogram/seconde}$$

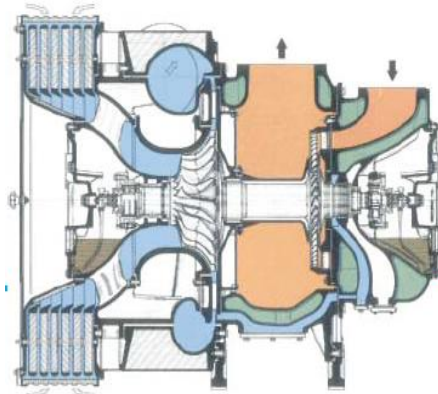
5.4 Uitvoering van de drukvulgroep

De uitlaatgassen van de motor stromen naar de straalbuizen (8) van de turbine. In de straalbuizen wordt potentiële energie omgezet in kinetische energie, arbeidsvermogen van plaats wordt omgezet in snelheid. In de turbine wordt een deel van deze kinetische energie gebruikt om de rotor te laten draaien. Op de rotor zit de compressor (12) gekoppeld, deze wordt gebruikt om lucht aan de cilinders te leveren.

De uitlaatgassen worden via het uitlaatkanaal (6) afgevoerd. De lucht wordt door de compressor via het luchtfilter en de geluiddemper (1) aangezogen. In het compressorwiel worden zowel de luchtdruk als de luchtsnelheid verhoogd. De snelheid van de lucht wordt nu ook in druk omgezet, dit gebeurt middels de leischoppen (11) in het uitlaatluchtkanaal. Via kanaal (13) wordt de lucht naar de luchtkoeler gevoerd. Verder zien we op de afbeelding nog twee glijlagers (2) en (5) en een axiaal lager (3).



Afbeelding 13. Een ABB drukvulgroep, type TPL.



Afbeelding 14. Langsdoorsnede van de drukvulgroep, type VTR.

Omdat de motorleveranciers veelal over willen gaan tot axiale aanstroming bij de turbine is een glijlager ideaal. Kogellagers moeten namelijk altijd aan de buitenzijde gemonteerd worden. Verder dient nog vermeld te worden dat de motor met de turbine wordt getuned. Met behulp van het turbinewiel, het compressorwiel en de diffusorplaat in de turbine wordt het toerental van de turbine en de volumestroom lucht op de motor afgestemd.

5.4.1 Het vermogen van de drukvulgroep

Voor het effectieve vermogen van de drukvulgroep geldt:

$$P_c = \dot{m}_{lucht} \cdot c_{lucht} \cdot (T_{na} - T_{voor}) \quad [kW]$$

Waarin:

P_c	: Effectief vermogen	[kW]
$\dot{m}_{lucht}$	: De massa lucht per tijdseenheid	[kg/s]
c_{lucht}	: De soortelijke warmte van de lucht	[kJ/(kg·K)]
T_{na}	: De luchttemperatuur na de compressor	[K]
T_{voor}	: De luchttemperatuur voor de compressor	[K]

In de praktijk wordt een andere vergelijking gehanteerd. We kennen twee vergelijkingen waarvan er één een schatting is.

De praktische vergelijking luidt:

$$P_{Turbine} = \dot{m}_{gas} \cdot c_{gas} \cdot (T_{voor} - T_{na}) \quad [kW]$$

Waarin:

$P_{Turbine}$	: Effectief vermogen voor de turbines	[kW]
$\dot{m}_{gas}$	: De massa rookgas per tijdseenheid	[kg/s]
c_{gas}	: De soortelijke warmte van het rookgas	[kJ/(kg·K)]
T_{na}	: De gastemperatuur na de turbine	[K]
T_{voor}	: De gastemperatuur voor de turbine	[K]

Voorbeeld:

$$P_{Turbine} = \dot{m}_{gas} \cdot c_{gas} \cdot \Delta T \quad kWatt$$

$$\dot{m}_{gas} = 15,8 \text{ kg / s}$$

$$t_{voor} = 500 \text{ C} = T_{voor} = 773 \text{ K}$$

$$t_{na} = 366 \text{ C} = T_{na} = 639 \text{ K}$$

$$c_{gas} = 1,05 \text{ kJ / (kg · K)}$$

$$P_{Turbine} = 15,8 \cdot 1,05 \cdot (773 - 639) = 2223 \text{ kW}$$

Het vermogen per turbine is 2223/het aantal turbo's

Om het vermogen van de turbine te schatten wordt in de praktijk veel de onderstaande vergelijking gebruikt.

$$P_{Turbine} = \frac{P_{Motor}}{Aantal\ Turbos} \cdot \ell_{rookgas} \cdot c_{rookgas} \cdot \Delta T$$

Waarin:

$P_{Turbine}$	: Effectief vermogen voor de turbines	[kW]
P_{Motor}	: Het motorvermogen	[MW]
$\ell_{rookgas}$	: De specifieke rookgas productie per MJ	[kg/MJ]
$c_{rookgas}$	: De soortelijke warmte van het rookgas	[kJ/(kg·K)]
T_{na}	: De gastemperatuur na de turbine	[K]
T_{voor}	: De gastemperatuur voor de turbine	[K]

Voorbeeld:

$$P_{Turbine} = \frac{P_{Motor}}{Aantal\ Turbos} \cdot \ell_{rookgas} \cdot c_{rookgas} \cdot \Delta T$$

$$P_{Motor} = 8,1 \text{ MW}$$

$$\ell_{rookgas} \approx 2,0 \text{ kg / MJ}$$

$$c_{rookgas} = 1,05 \text{ kJ / (kg · K)}$$

$$T_{voor\ Turbo} = 773 \text{ K}$$

$$T_{na\ Turbo} = 639 \text{ K}$$

$$P_{Totaal\ Turbo's} = \frac{8,1}{1} \cdot 2 \cdot 1,05 \cdot (773 - 639) = 2279 \text{ kWatt}$$

De specifieke rookgasproductie is een vast gegeven van de leverancier. Dit getal geeft aan hoeveel rookgas er per eenheid van vermogen wordt geproduceerd. In dit geval wordt het uitgedrukt in kg rookgas per MJ, ofwel kg/MJ.

5.5 De luchtfactor

Om de brandstof te verbranden is lucht nodig. De hoeveelheid warmte, het theoretisch vermogen, die vrijkomt bij de verbranding is afhankelijk van de chemische samenstelling van de brandstof. Tevens is de hoeveelheid lucht, die nodig is voor de verbranding, afhankelijk van de samenstelling van de brandstof. Voor de volledige verbranding van een kilogram brandstof is ongeveer 14 kilogram lucht nodig. Als we echter per kilogram brandstof de genoemde 14 kilogram lucht toevoeren, dan zal de verbranding niet volledig zijn. Het verbrandingsproces gaat bij een dieselmotor namelijk erg snel, we praten over hondersten van seconden. De lucht moet dus in de eerste plaats goed gemengd worden met de brandstof en omdat het proces zo snel verloopt zal er een overmaat aan lucht nodig zijn.

Stoichiometrie

Als er precies de juiste hoeveelheid lucht wordt toegevoerd die theoretisch nodig is voor de verbranding, dan noemen we dit een stoichiometrische verbranding.

We kennen een aantal soorten van luchtfactoren:

- De verbrandingsluchtfactor
- De totale luchtfactor

De verbrandingsluchtfactor:

Onder de verbrandingsluchtfactor wordt de verhouding tussen de werkelijke hoeveelheid lucht die voor de verbranding wordt toegevoerd en de hoeveelheid lucht die theoretisch voor de verbranding nodig is verstaan.

In formulevorm:

$$\lambda_v = \frac{M_{Lpr}}{M_{Lth}}$$

Voor de praktische hoeveelheid lucht die beschikbaar is voor de verbranding geldt dan:

$$M_{Lth} = \frac{1}{23} \cdot \lambda_v \left\{ \frac{32}{12} \cdot \%C + 8 \cdot \left(\%H - \frac{\%O_2}{8} \right) + \%S \right\} \text{ kg lucht} / \text{kg Brandstof}$$

De luchtfactor voor de verbranding bedraagt circa 2. Men zegt ook wel de stoichiometrische verhouding is 2.

De totale luchtfactor:

Behalve verbrandingslucht is er lucht nodig om de verbrandingsruimte te koelen en te spoelen. De spoellucht wordt gebruikt om de verbrandingsruimte te spoelen en verlaat daarom met de uitlaatgassen de motor. Hieruit blijkt dat de hoeveelheid spoellucht niet beschikbaar is voor de verbranding.

De totale luchtfactor is nu de verhouding tussen de totale hoeveelheid lucht die aan de motor per kilogram brandstof wordt toegevoerd en de luchthoeveelheid die theoretisch nodig is om een kilogram brandstof volledig te verbranden.

In formule vorm:

$$\lambda_{Totaal} = \frac{\text{De totale hoeveelheid lucht die toegevoerd wordt per kg brandstof}}{\text{De luchthoeveelheid die nodig is om 1 kg brandstof te verbranden}}$$

Als bekend is hoeveel volume procenten Zuurstof er in het natte rookgas na de motor zit kunnen we de totale luchtfactor uitrekenen volgens:

$$\lambda_{Totaal} = \left(\frac{20,95}{20,95 - \text{Vol. \%O}_2 \text{ in het natte rookgas}} \right)$$

Met nat rookgas, wordt rookgas bedoeld zoals het door de motor wordt uitgestoten, dus met waterdamp in de rookgassen.

De totale luchtfactor bedraagt voor een tweeslagmotor ongeveer 3,2. Voor een vierslag motor bedraagt de totale luchtfactor ongeveer 2,8.

Het specifiek luchtverbruik:

Het specifiek luchtverbruik is de verhouding tussen de totale toegevoerde hoeveelheid lucht in kilogrammen per tijdseenheid en het vermogen in MW.

In formulevorm wordt dit:

$$\ell_e = \frac{\dot{m}_l}{P_e} = \frac{\frac{kg}{s}}{\frac{MJ}{s}} = \frac{kg}{s} \cdot \frac{s}{MJ} = kg / MJ$$

Verder is er een verband aan te geven tussen het specifiek luchtverbruik en het specifiek brandstof verbruik.

$$\ell_e = \lambda_t \cdot M_{Lth} \cdot b_e \quad [kg/MJ]$$

ℓ_e	: Het specifiek luchtverbruik	[kg/MJ]
λ_t	: De totale luchtfactor	[Dimensieloos]
M_{Lth}	: De theoretische hoeveelheid lucht per kilogram brandstof	kg lucht / kg brandstof
b_e	: Het specifiek brandstofverbruik	[kg/MJ]

$$\ell_e = \lambda_t \cdot M_{Lth} \cdot b_e = \text{dimensieloos} \cdot \frac{\text{kilogram lucht}}{\text{kilogram brandstof}} \cdot \frac{\text{kilogram brandstof}}{MJ} = \frac{\text{kilogram lucht}}{MJ}$$

Voorbeeld:

Van een vierslag motor is het volgende gegeven:

- Het specifiek brandstofverbruik : 50 gram/MJ
- De totale luchtfactor : 2,9
- De massa lucht theoretisch : 14,5 kg/kg

Bereken het specifieke luchtverbruik van de motor.

$$\ell_e = \lambda_t \cdot M_{Lth} \cdot b_e$$

$$\ell_e = 2,9 \cdot 14,5 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 2,1025 \text{ kg lucht / MJ}$$

De Spoelratio:

Als laatste kennen we het begrip spoelratio nog. Om de verbrandingsgassen uit de cilinder te verwijderen is een hoeveelheid lucht nodig. Hoe meer lucht er wordt toegevoerd tijdens het spoelproces, des te beter wordt het spoeeffect. Natuurlijk hangt het spoeeffect, dus de mate van spoelen en koelen, ook af van de manier van spoelen.

Onder de spoelratio, R , wordt nu de verhouding verstaan van het totale volume lucht dat per cilinder wordt aangevoerd en het slagvolume van een cilinder.

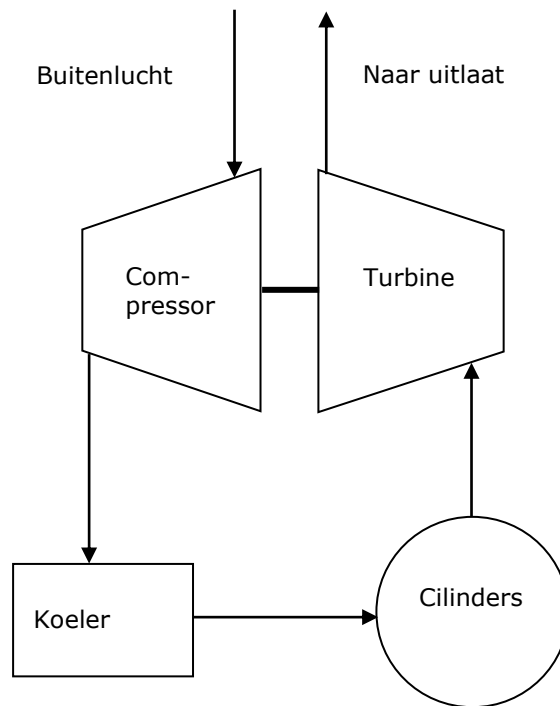
In formulevorm:

$$R = \frac{\text{Volume toegevoerde lucht per cilinder}}{\text{Slagvolume van een cilinder}} \quad [\text{Dimensieloos}]$$

De spoelratio is een getal dat gebruikt wordt om bepaalde spoelmethodes met elkaar te vergelijken. Hoe minder lucht er per cilinder moet worden toegevoerd om de cilinder te vullen en te spoelen, des te kleiner is de spoelratio. Voor de rest doen we niets met dit getal.

5.6 De blowerkarakteristiek

Op afbeelding 15 is schematisch het drukvulstelsysteem weergegeven.



Afbeelding 15. Drukvlstelsysteem schematisch weergegeven.

De compressor is van het type centrifugaalcompressor, dat wil zeggen dat, net zoals bij een centrifugaalpomp, de opbrengst afhankelijk is van de druk die in de persleiding heerst. De compressor levert net zoveel lucht als de motor vraagt. Bij een bepaald toerental van de compressor hoort een zogenaamde leveringskarakteristiek.

Leveringskarakteristiek:

De leveringskarakteristiek is een grafiek waarin het verband is af te lezen tussen de drukverhouding (p_2/p_1) en de opbrengst (in m^3/s) van de luchtleverancier. Als de drukverhouding p_2/p_1 bedraagt, dan heeft p_1 betrekking op de luchtdruk voor de leverancier, (dit is normaal 1 bar absoluut) en p_2 is de absolute druk van de lucht na de leverancier. De opbrengst in m^3/s is herleid op de toestand eveneens voor de leverancier.

Op afbeelding 15 is te zien dat de motor de turbine aandrijft. Beter is het te stellen dat de turbine aangedreven wordt door de rookgassen die door de motor zelf geproduceerd worden. Het toerental van de turbine, en dus ook het toerental van de compressor, zijn afhankelijk van het vermogen in de rookgassen. Als het vermogen in de rookgassen afneemt, dus als het motorvermogen afneemt, zal eveneens het turbine toerental afnemen. Het gevolg van dit afnemende toerental zal zijn dat de opbrengst van de compressor afneemt en dat de drukverhouding daalt, anders gezegd, de spoeldruk neemt af.

Het toerental van de turbine:

Het toerental van de turbine is recht evenredig met het vermogen van de motor. Als het vermogen van de motor van 100% naar 50% gereduceerd wordt, dan zal het toerental van de turbine eveneens halveren.

We kunnen dus stellen:

$$P_{Motor\ 1} : P_{Motor\ 2} = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

P : Het vermogen van de motor in het eerste en het tweede geval.

n : Het toerental van de turbine in het eerste en in het tweede geval.

Voorbeeld:

Als we aannemen dat bij 100% motorvermogen het turbine toerental ook 100% bedraagt, dan zien we dat bij 50% motorvermogen het toerental van de turbine 50% van het oorspronkelijke turbine toerental wordt.

$$P_{Motor\ 1} : P_{Motor\ 2} = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$100\% : 50\% = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$\frac{n_{Turbine\ 1}}{n_{Turbine\ 2}} = \frac{100\%}{50\%} \Rightarrow n_{Turbine\ 2} = 0,5 \cdot n_{Turbine\ 1}$$

$$n_{Turbine\ 2} = 0,5 \cdot 100\% = 50\%$$

De drukval over de motor:

Verder is bekend dat de drukval over de motor recht evenredig is met het toerental van de turbine in het kwadraat.

Als het toerental van de turbine halveert, dus als het motorvermogen halveert, dan wordt de drukval over de motor een vierde deel van de oorspronkelijke drukval over de motor.

Voorbeeld:

We nemen weer aan dat bij 100% motorvermogen het turbine toerental 100% bedraagt, dan zien we dat bij 50% motorvermogen het toerental van de turbine 50% van het oorspronkelijke turbine toerental wordt. Als nu de drukval over de motor in het eerste geval 100% bedraagt, hoe groot wordt dan de drukval bij 50% motorvermogen.

$$P_{Motor\ 1} : P_{Motor\ 2} = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$100\% : 50\% = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$\frac{n_{Turbine\ 1}}{n_{Turbine\ 2}} = \frac{100\%}{50\%} \Rightarrow n_{Turbine\ 2} = 0,5 \cdot n_{Turbine\ 1}$$

$$n_{Turbine\ 2} = 0,5 \cdot 100\% = 50\%$$

Dus als het motorvermogen van 100% gereduceerd wordt naar 50%, dan weten we dat het toerental van de turbine ook 50% van het oorspronkelijke turbine toerental wordt.

Voor de drukval over de motor noteren we een delta p (Δp).

$$\Delta p_1 : \Delta p_2 = n_{Turbine 1}^2 : n_{Turbine 2}^2$$

$$\Delta p_1 : \Delta p_2 = 100^2 : 50^2$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{100^2}{50^2} \Rightarrow \Delta p_2 = \frac{\Delta p_1}{4} \Rightarrow \Delta p_2 = \frac{1}{4} \cdot \Delta p_1$$

Let op: als de manometer op de spoelluchtleiding 3 bar overdruk aangeeft dan bedraagt de drukval over de motor: $3 - 0 = 3$ bar. Dus de $\Delta p = 3$ bar.

De manometer geeft een overdruk aan, de absolute druk bedraagt nu dus: $3 + 1 = 4$ bara.

De drukverhouding over de compressor is nu: $4/1 = 4$.

Samenvattend geldt voor de drukvulgroep:

- De opbrengst van de compressor is bij een drukverhouding van 1 ongeveer recht evenredig met het toerental van de turbine.
- Het drukverschil over de motor is ongeveer recht evenredig met het kwadraat van het toerental van de turbine.
- Het toerental van de turbine hangt af van het vermogen in de rookgassen.
- Het vermogen in de rookgassen is recht evenredig met het motorvermogen.
- Dus wanneer het motorvermogen verandert, ongeacht op welke manier, zal de opbrengst van de blower per seconde evenredig met het motorvermogen veranderen.

Uitgaande van de genoemde gegevens kunnen we nu leveringskarakteristiek van de compressor, blower, tekenen. Op de verticale as zetten we de drukverhouding p_2/p_1 uit. In instructieboeken vinden we op de verticale as in plaats van p_2/p_1 vaak het symbool pi (π), op de horizontale as zetten we de volumestroom in normaal kubieke meters per seconde uit. De volumestroom is dus gegeven bij Normaalcondities, dit is bij 0,1013 MPa en 273 K.

Voor het tekenen van de leveringskarakteristiek gaan we uit van gegevens van een fictieve turboblower, deze zijn:

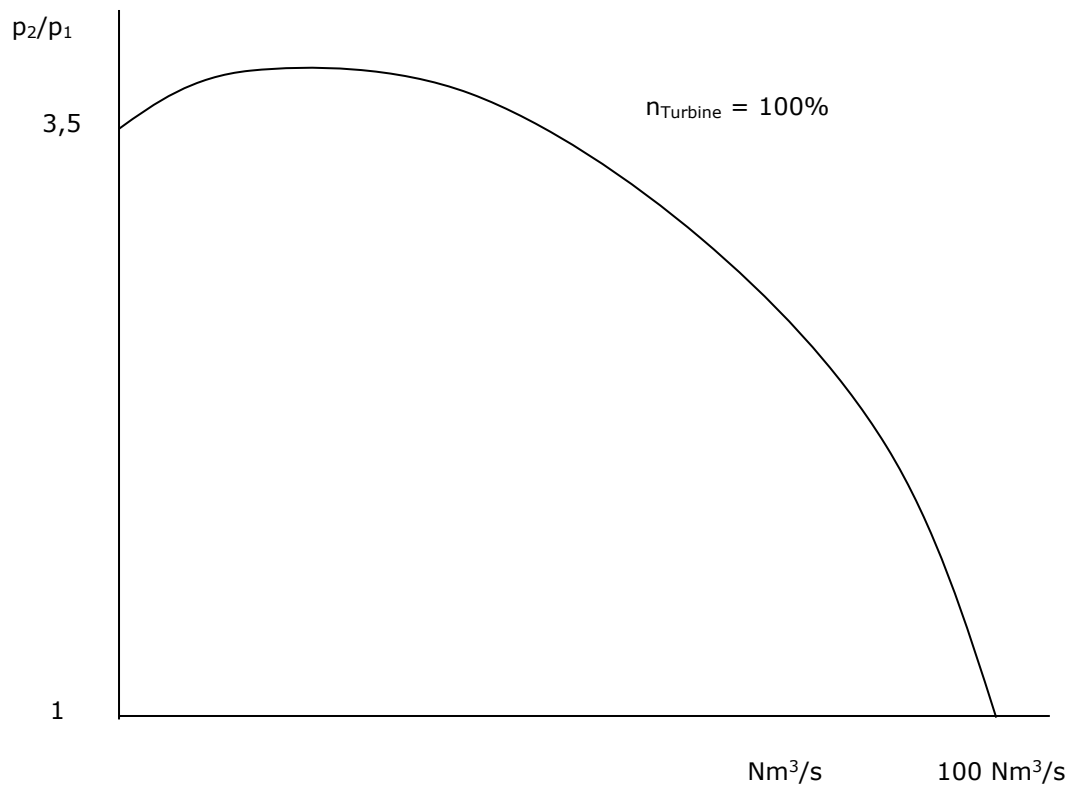
Bij 100% motorvermogen:

Bij drukverhouding 1 en 100% turbine toerental bedraagt de volumestroom bijvoorbeeld $100 \text{ Nm}^3/\text{s}$.

Let op: officieel moeten we volgens het SI stelsel $100 \text{ m}_0^3/\text{s}$ noteren, in de praktijk staat op alle meetinstrumenten Nm^3 , om deze reden gebruiken we hier ook deze notatie.

Bij een drukverhouding van 3,5 en 100% turbine toerental bedraagt de volumestroom $0 \text{ Nm}^3/\text{s}$.

De leveringskarakteristiek bij 100% turbine toerental is weergegeven op afbeelding 16. Dit is de leveringskarakteristiek bij 100% motorvermogen.



Afbeelding 16. De leveringskarakteristiek van de turboblower.

We kunnen ons nu af vragen hoe de leveringskarakteristiek er uit komt te zien als het motorvermogen wordt vermindert tot bijvoorbeeld 70% en tot 50%.

We laten eerst het motorvermogen dalen tot 70%.

Voor het toerental voor de turbine vinden we:

$$P_{Motor\ 1} : P_{Motor\ 2} = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$100\% : 70\% = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$\frac{n_{Turbine\ 1}}{n_{Turbine\ 2}} = \frac{100\%}{70\%} \Rightarrow n_{Turbine\ 2} = 0,7 \cdot n_{Turbine\ 1}$$

$$n_{Turbine\ 2} = 0,7 \cdot 100\% = 70\%$$

Het toerental van de turbine daalt nu tot 70% van het originele toerental. Aangezien de volumestroom bij een drukverhouding van 1 ongeveer recht evenredig is met het toerental van de turbine vinden we op de horizontale as bij een drukverhouding 1 het punt 70% opbrengst.

Om de nieuwe drukverhouding te berekenen is het iets gecompliceerder, we rekenen nu eerst de nieuwe delta p uit. De originele delta p bedraagt: $3,5 - 1 = 2,5$ bar. We vinden nu voor de delta p bij 70% turbineseerental het volgende:

$$\Delta p_1 : \Delta p_2 = n_{Turbine 1}^2 : n_{Turbine 2}^2$$

$$2,5 : \Delta p_2 = 100^2 : 70^2$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{100^2}{70^2} \Rightarrow \Delta p_2 = \frac{70^2}{100^2} \cdot \Delta p_1 \Rightarrow \Delta p_2 = 0,49 \cdot \Delta p_1$$

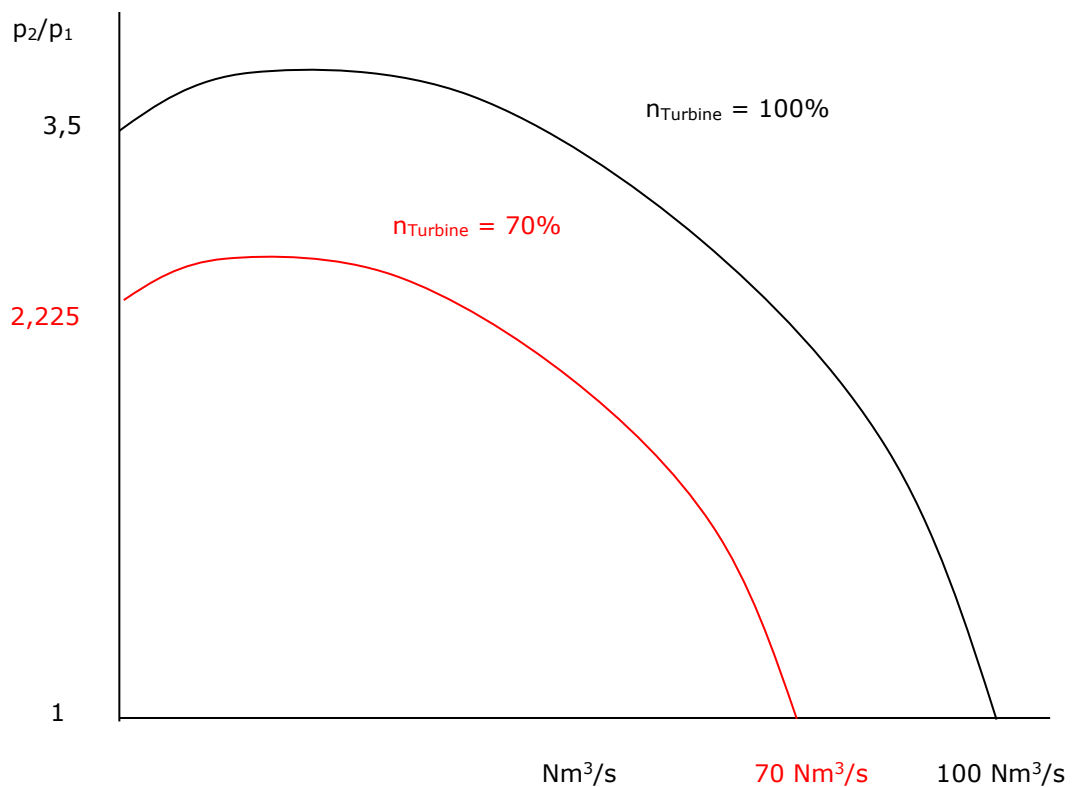
$$\Delta p_2 = 0,49 \cdot 2,5 = 1,225 \text{ bar}$$

Hieruit volgt:

De nieuwe p_2 wordt: $1,225 + 1 = 2,225$ bar absoluut

De nieuwe drukverhouding wordt hiermee: $\frac{p_2}{p_1} = \frac{2,225}{1} = 2,225$

Op de verticale as van de grafiek zetten we nu de nieuwe drukverhouding 2,225 af en kunnen we de grafiek tekenen met 70% motorvermogen. Dit is weergegeven op afbeelding 17.



Afbeelding 17. De leveringskarakteristiek bij 70% motorvermogen.

We laten nu het motorvermogen dalen tot 50%.

Voor het toerental voor de turbine vinden we:

$$P_{Motor\ 1} : P_{Motor\ 2} = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$100\% : 50\% = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$\frac{n_{Turbine\ 1}}{n_{Turbine\ 2}} = \frac{100\%}{50\%} \Rightarrow n_{Turbine\ 2} = 0,5 \cdot n_{Turbine\ 1}$$

$$n_{Turbine\ 2} = 0,5 \cdot 100\% = 50\%$$

Het toerental van de turbine daalt nu tot 50% van het originele toerental. Aangezien de volumestroom bij een drukverhouding van 1 ongeveer recht evenredig is met het toerental van de turbine vinden we op de horizontale as bij een drukverhouding 1 het punt 50% opbrengst.

Om de nieuwe drukverhouding te berekenen gaan we als volgt te werk, we rekenen nu eerst de nieuwe delta p uit. De originele delta p bedraagt: $3,5 - 1 = 2,5$ bar absoluut. We vinden nu voor de delta p bij 50% turbinetoerental het volgende:

$$\Delta p_1 : \Delta p_2 = n_{Turbine\ 1}^2 : n_{Turbine\ 2}^2$$

$$2,5 : \Delta p_2 = 100^2 : 50^2$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{100^2}{50^2} \Rightarrow \Delta p_2 = \frac{50^2}{100^2} \cdot \Delta p_1 \Rightarrow \Delta p_2 = 0,25 \cdot \Delta p_1$$

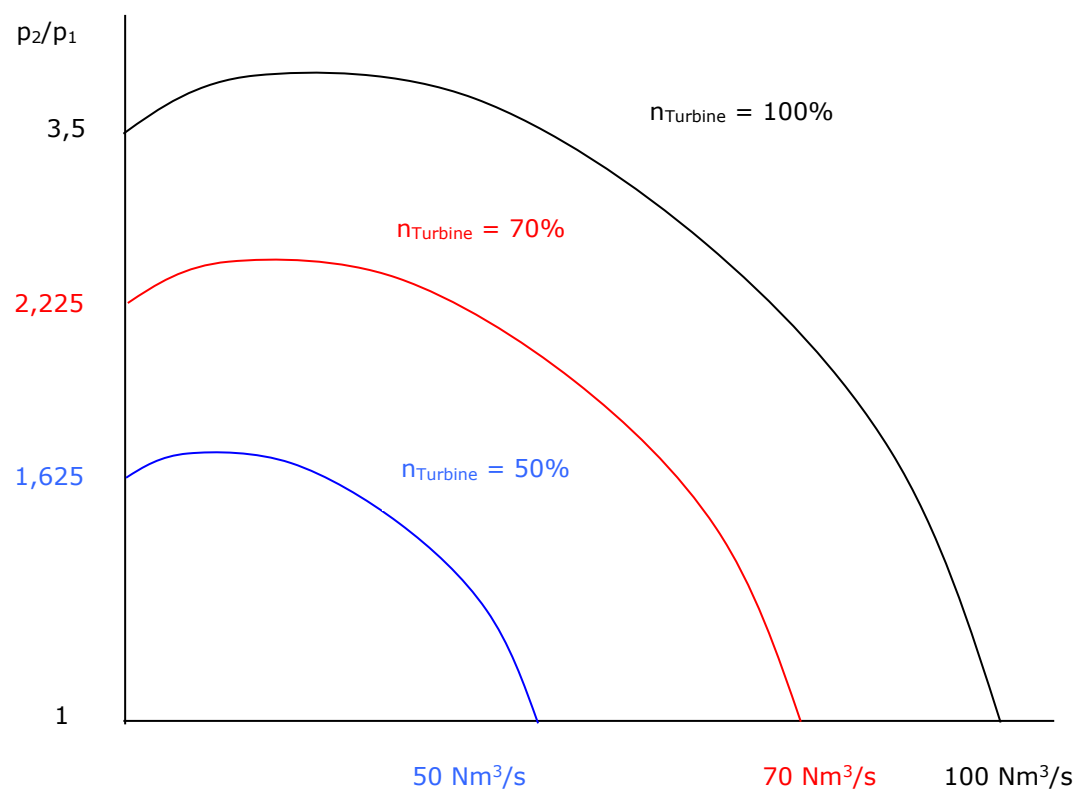
$$\Delta p_2 = 0,25 \cdot 2,5 = 0,625 \text{ bara}$$

Hieruit volgt:

De nieuwe p_2 wordt: $0,625 + 1 = 1,625$ bar absoluut

$$\text{De nieuwe drukverhouding wordt hiermee: } \frac{p_2}{p_1} = \frac{1,625}{1} = 1,625$$

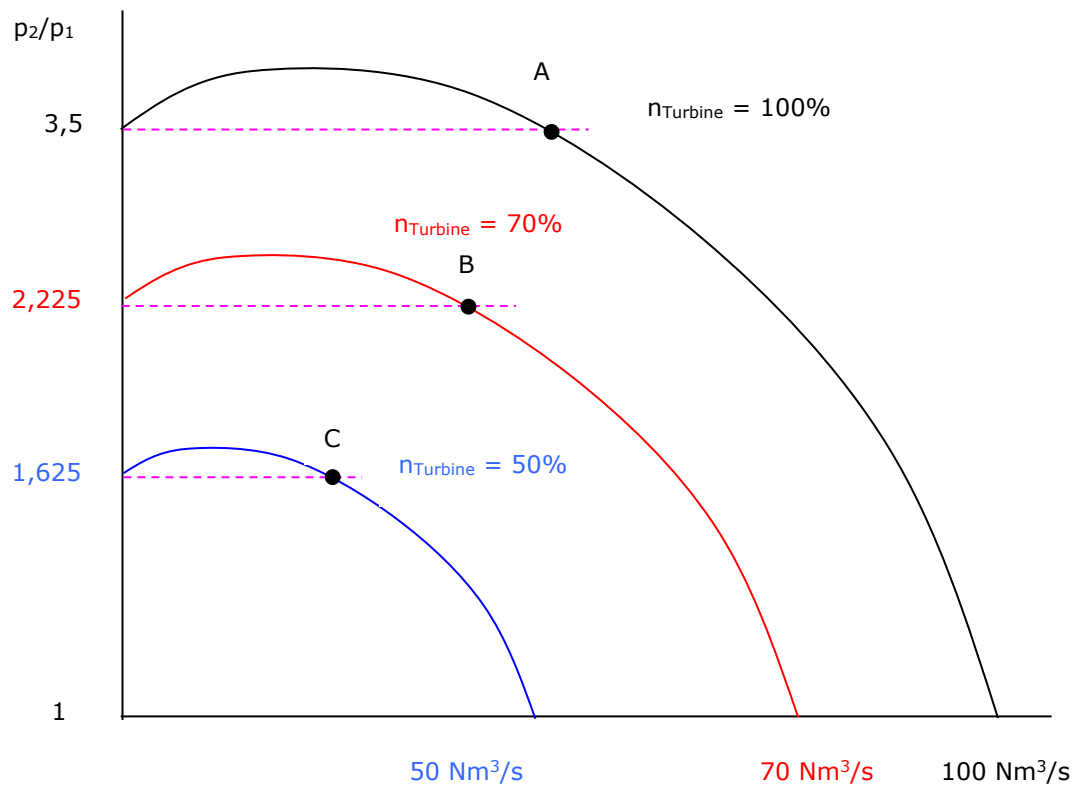
Op de verticale as van de grafiek zetten we nu de nieuwe drukverhouding 1,625 af en kunnen we de grafiek tekenen met 50% motorvermogen. Dit is weergegeven op afbeelding 18.



Afbeelding 18. De blowerkarakteristiek bij 100%, 70% en 50% motorvermogen.

5.6.1 Het stabiele en het instabiele gebied

De leveringskarakteristieken hebben in het algemeen een stabiel en een instabiel gebied. In het instabiele gebied heeft de compressor bij een zelfde drukverhouding twee opbrengstmogelijkheden. Het instabiele gebied is op afbeelding 19 weergegeven door middel van stippellijnen bij 100%, 70% en 50% motorvermogen.



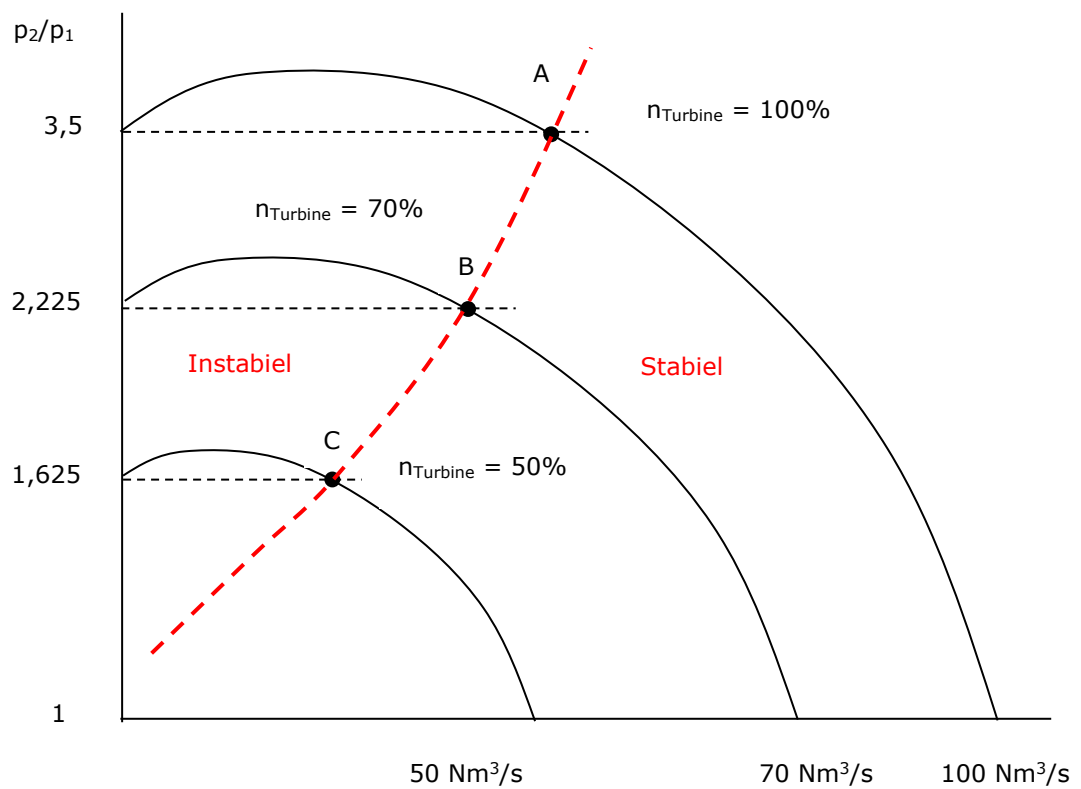
Afbeelding 19. De blower karakteristiek met de instabiele gebieden.

De bollingen boven de stippellijn geven het zogenaamde instabiele gebied aan, dit is links van de punten A, B en C. In dit gebied zijn bij een zelfde drukverhouding twee opbrengsten mogelijk. Als de compressor door wat voor reden dan ook in dit gebied terechtkomt, kan het voorkomen dat hij zijn lucht niet kwijt kan en de lucht terugblaast naar de atmosfeer.

Blaffend geluid

Dit gaat gepaard met een blaffend of hoestend geluid, de turbine raakt in trilling en dit kan schade aan de lagers opleveren. Om deze reden moet het bedrijfsgebied altijd rechts van het instabiele gebied liggen, dus rechts van de punten A, B en C. Het bedrijfsgebied ligt dus in het stabiele gebied.

Als we de punten A, B en C verbinden door middel van een lijn, vinden we de leidingkarakteristiek, dit is weergegeven op afbeelding 20. We zien hier dat het instabiele gebied links en het stabiele gebied rechts van de leidingkarakteristiek ligt.



Afbeelding 20. De leveringskarakteristieken met de bijbehorende leidingkarakteristiek.

5.7 De absorptiekarakteristiek van de motor

Om nu het bedrijfspunt van de compressor in combinatie met de motor te vinden, dienen we eerst de zogenaamde absorptie karakteristiek van de motor te kennen. De absorptiekarakteristiek wordt ook wel slokkromme genoemd. In deze karakteristiek kunnen we exact zien hoeveel verbrandingslucht en spoellucht er bij een bepaalde drukverhouding voor de motor beschikbaar is.

Absorptiekarakteristiek of Slokkromme:

Onder de absorptiekarakteristiek verstaat men een grafiek waarin het verband is af te lezen tussen de door de motor opgenomen hoeveelheid lucht en de drukverhouding p_2/p_1 , p_1 heeft betrekking op de druk voor de leverancier en de hoeveelheid lucht is weer herleid op aanzuigcondities.

Bij zuigvulling weten we inmiddels dat de hoeveelheid verbrandingslucht die de motor aanzuigt gelijk is aan:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot z \quad [m^3 / s]$$

Waarin:

$\dot{V}_v$	: Hoeveelheid verbrandingslucht	$[m^3/s]$
D	: De cilinderdiameter	$[m]$
s	: De slag van de motor	$[m]$
n	: Het toerental van de motor	$[omw/s \text{ of } Hz]$
z	: Het aantal cilinders van de motor	

Voor een motor zonder drukvulling is de hoeveelheid verbrandingslucht die per cilinder wordt aangezogen gelijk aan:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \quad [m^3 / s] \quad \text{Per cilinder!}$$

Voor een motor met drukvulling is de cilindervulling recht evenredig met de drukverhouding p_2/p_1 .

Dit geeft de vergelijking:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad [m^3 / s] \quad \text{Per cilinder!}$$

Stel dat een motor met zuigvulling, dus bij een drukverhouding van 1, een hoeveelheid lucht, per cilinder, aanzuigt van $2 \text{ m}^3/s$, dan zal dezelfde motor, uitgevoerd met drukvulling, bij een drukverhouding van 3, nu drie maal zoveel lucht, per cilinder, aangevoerd krijgen, ofwel $6 \text{ m}^3/s$.

Verder zal tijdens klepoverlap een hoeveelheid spoellucht en koellucht de cilinder instromen.

Volgens de vergelijking

$$\dot{m} = \frac{\mu}{720} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{kilogram/seconde}$$

is deze hoeveelheid spoellucht en koellucht per seconde onafhankelijk van het toerental en recht evenredig met de drukval over de motorcilinder.

Als de druk in de uitlaat p_u 1 bar absoluut bedraagt en p_i de absolute spoeldruk voorstelt, dan kunnen we voor de hoeveelheid spoellucht en koellucht de volgende vergelijking noteren:

$$\dot{V}_s = c \cdot \sqrt{(p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

Of:

$$\dot{V}_s = c \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

Of:

$$\dot{V}_s = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

Waarin:

- $\dot{V}_s$: De hoeveelheid spoel en koellucht [m³/s]
- c : Omrekeningsfactor van kg/s naar m³/s
- k : Omrekeningsfactor waarin A_{hoek} en c verwerkt zijn
- Δp : De drukval over de motor

Uitgaande van bovenstaande gegevens kunnen we de absorptie karakteristiek, of slokkromme van een vierslag motor tekenen, we doen dit aan de hand van een voorbeeld, voor de slokkromme zie afbeelding 21.

Van een 4 slag motor is het volgende gegeven:

De cilinderdiameter bedraagt 0,32 meter.

De slag bedraagt 0,4 meter

Het toerental bedraagt 12 omwentelingen per seconde.

Het aantal cilinders bedraagt 18.

De drukverhouding van de compressor bedraagt bij 100% vermogen 3.

De delta p over de compressor bedraagt dus $3 - 1 = 2$ bar absoluut.

Bij een drukverhouding van 1 zou de motor een hoeveelheid verbrandingslucht aanzuigen die gelijk is aan:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot z \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot 0,32^2 \cdot 0,4 \cdot \frac{12}{2} \cdot 18 = 3,474 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

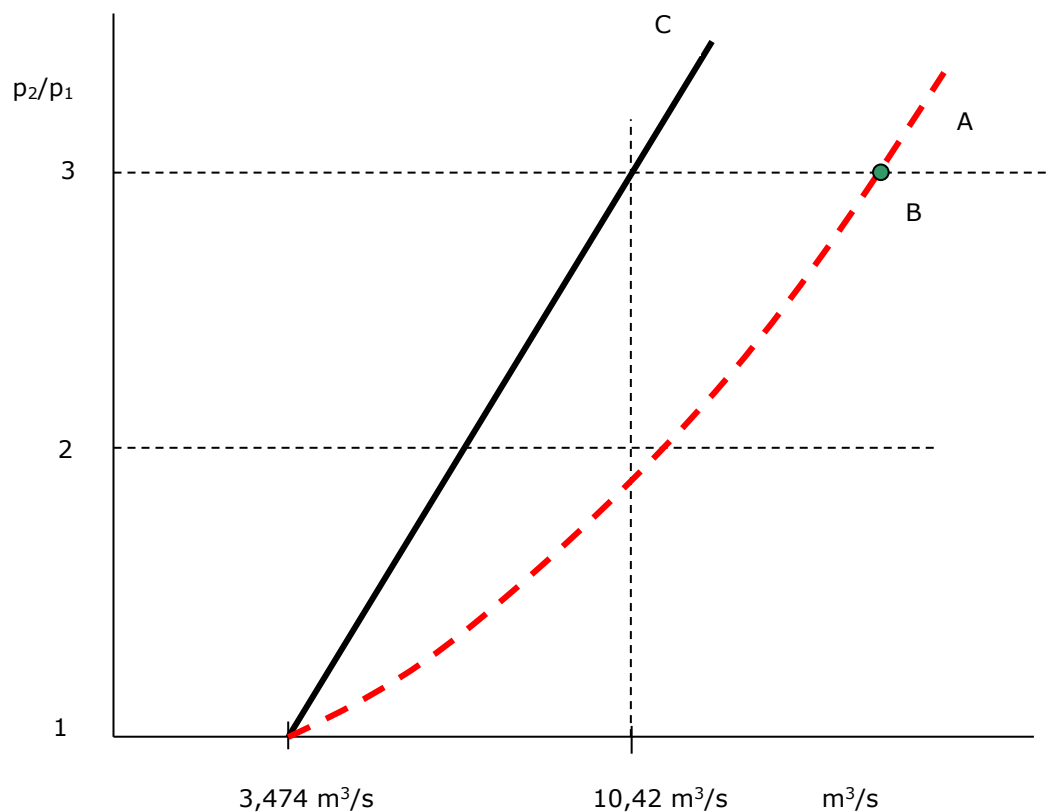
De drukverhouding bedraagt in ons geval 3, we vinden voor de hoeveelheid verbrandingslucht bij een drukverhouding van 3:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot z \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot 0,32^2 \cdot 0,4 \cdot \frac{12}{2} \cdot 18 \cdot 3 = 10,42 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

Dit laatste wordt weergegeven door de dikke schuine lijn C op afbeelding 21.

De hoeveelheid spoellucht en koellucht wordt weergegeven door het verschil tussen lijn A en lijn C op afbeelding 21. De rode lijn A wordt de slokkromme van de motor genoemd.



Afbeelding 21. De verbrandingsluchtlijn C en de slokkromme A van een vierslag motor.

Als we eenmaal de grafiek van de slokkromme hebben, kunnen we, uitgaande van een motor met een constant toerental, bij elke drukverhouding de hoeveelheid verbrandingslucht en de hoeveelheid spoellucht en koellucht aflezen. Tevens is de totale hoeveelheid lucht die door de compressor aan de motor wordt geleverd bekend, dit is de som van de verbrandingslucht en de spoellucht en koellucht bij een bepaalde drukverhouding. Op afbeelding 21 geeft punt B de totale hoeveelheid lucht, die door de compressor aan de motor wordt geleverd, aan bij een drukverhouding van 3.

Voorbeeld:

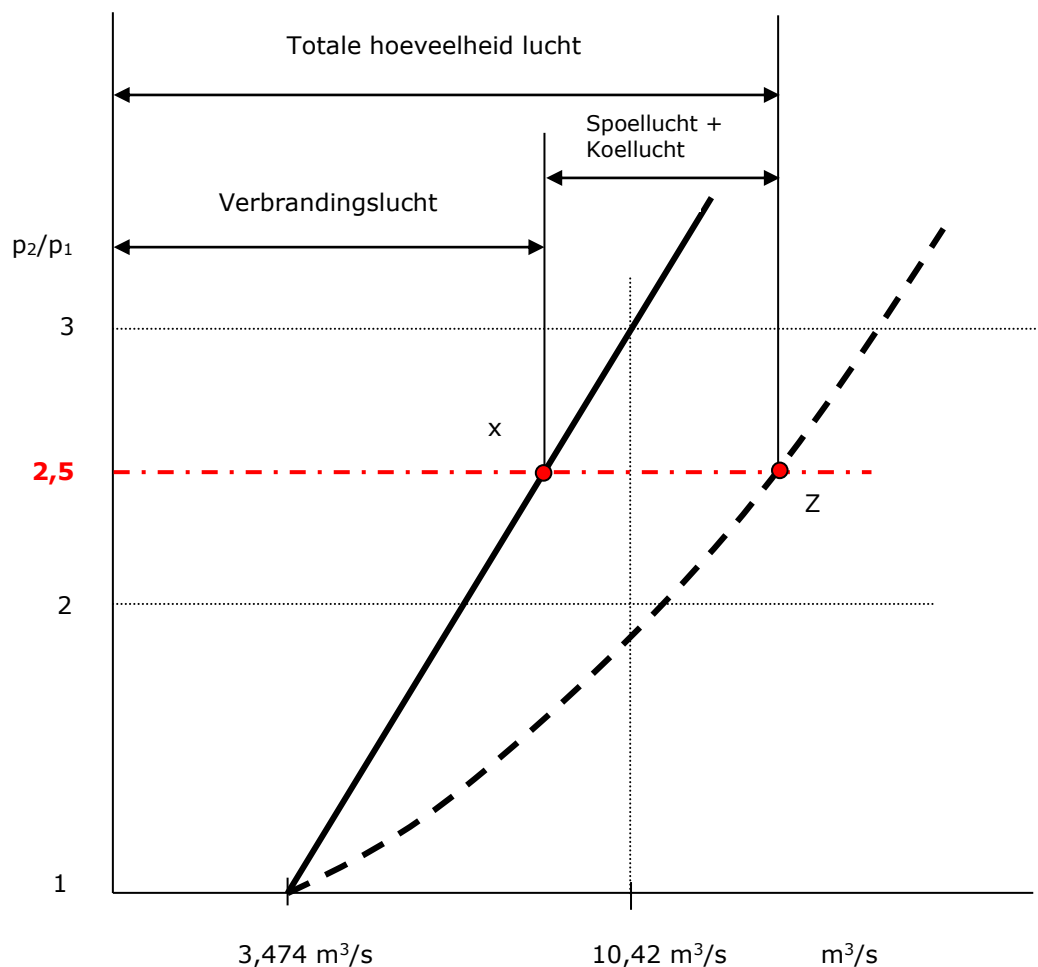
We gaan uit van de slokkromme op afbeelding 21.

Bij een bepaalde belasting is de drukverhouding 2,5.

Geef in het diagram bij een drukverhouding van 2,5 het volgende aan:

- De hoeveelheid verbrandingslucht met de letter X.
- De hoeveelheid spoellucht en koellucht
- De totale hoeveelheid lucht die aan de motor door de compressor geleverd wordt met de letter Z.

We vinden de oplossing op afbeelding 22.



Afbeelding 22. Drukverhouding 2,5 bar.

Opmerking:

Als een vierslag motor een variabel toerental heeft, zal het duidelijk zijn dat de verbrandingsluchtlijn een andere vorm aanneemt, dit volgt uit:

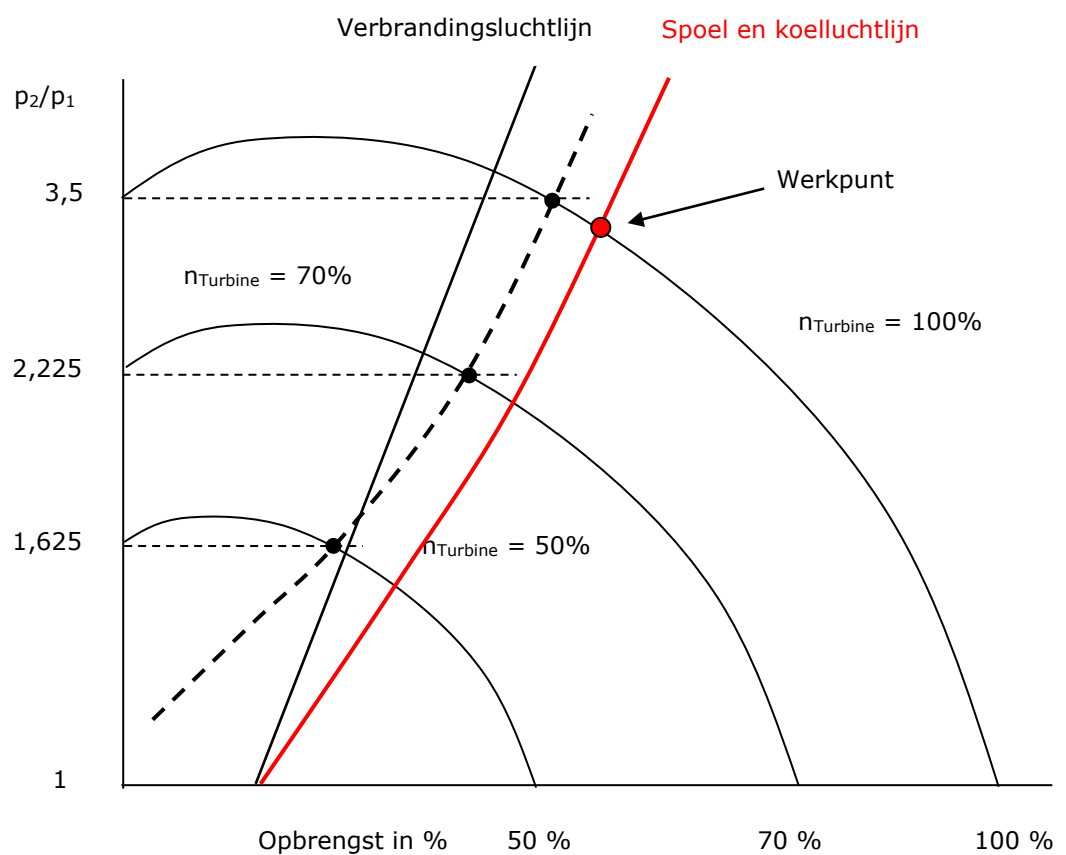
$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot z \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

Let op: de afstanden tussen X en Z blijven bij een gegeven drukverhouding ongewijzigd.

Wellicht ten overvloede wordt nog vermeld dat, indien het een vierslag motor betreft met een variabel toerental, dan heeft de vierslag motor een oneindig aantal slokkrommes.

5.8 Het werkpunt van de 4-slag in de leveringskarakteristiek

Als we het werkgebied van de motor in combinatie met de compressor willen zien moeten we de grafieken van de leveringskarakteristiek van de compressor en de slokkromme van de motor op elkaar leggen, we krijgen dan een uitvoering zoals weergegeven is op afbeelding 23.



Afbeelding 23. Een combinatie van de leveringskarakteristiek van de compressor met de slokkromme van de motor.

5.9 Het werkpunt van de 2-slag in de leveringskarakteristiek

Voor de volledigheid gaan we kort in op de absorptiekarakteristiek en het werkpunt van de tweeslag motor in de leveringskarakteristiek van de drukvulgroep.

Voor de tweeslag motor hadden we gevonden dat de hoeveelheid spoellucht, koellucht en verbrandingslucht gelijk is aan:

$$\dot{m} = \frac{\mu}{360} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{kilogram/seconde}$$

$$\dot{V} = c \cdot \sqrt{(p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

Of:

$$\dot{V} = c \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

Of:

$$\dot{V} = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

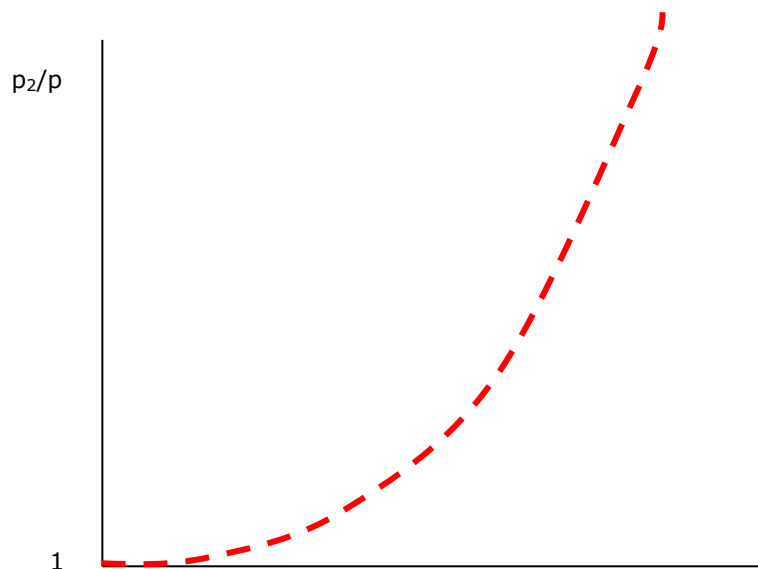
$\dot{V}_s$: De hoeveelheid spoellucht, koellucht en verbrandingslucht
[m³/s]

c : Omrekeningsfactor van kg/s naar m³/s

k : Omrekeningsfactor waarin A_{hoek} en c verwerkt zijn

Δp : De drukval over de motor

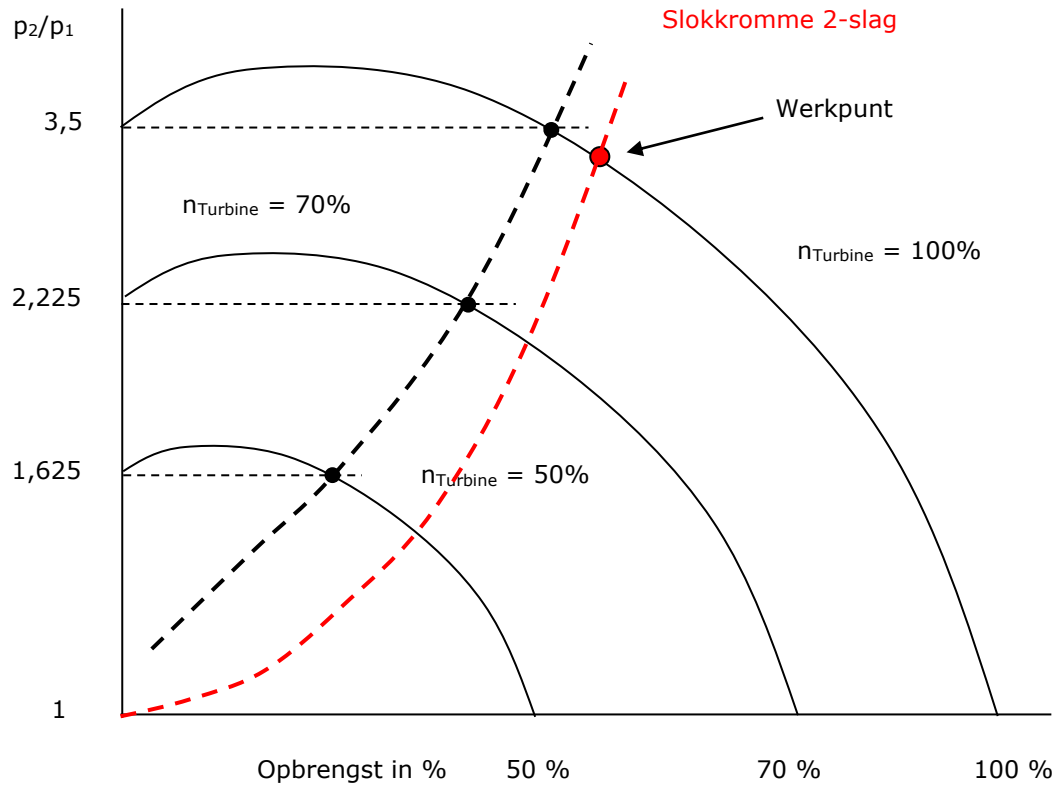
Uit bovenstaande gegevens volgt dat de slokkromme van een tweeslag motor er uit komt te zien zoals op afbeelding 24 is weergegeven.



Afbeelding 24. De slokkromme van een tweeslag motor.

De tweeslag motor heeft in tegenstelling tot de vierslag motor, maar één slokkromme.

Als we nu het werkpunt van de tweeslag motor in de leveringskarakteristiek van de compressor willen laten zien, dan leggen we beide grafieken op elkaar en vinden we de grafiek zoals weergegeven op afbeelding 25.



Afbeelding 25. Het werkpunt van de 2-slag in de leveringskarakteristiek van de compressor.

5.10 Rekenvoorbeeld

Gegeven is een vierslag motor.

Van deze motor is het volgende bekend:

- De motor is uitgerust met drukvulling
- Het aantal cilinders $z = 8$
- De cilinderdiameter $D = 0,32 \text{ m}$
- De zuigerslag $s = 0,48 \text{ m}$
- Het toerental $n = 10 \text{ Hz (omw/s)}$
- Het spoelrendement $\eta_s = 100\%$

Bij vollast van de motor, dit is 100 % koppel, 100% vermogen en 100% rotatiefrequentie, ligt het bedrijfspunt in "A".

Voor het punt A geldt: $p_2/p_1 = 3,5$.

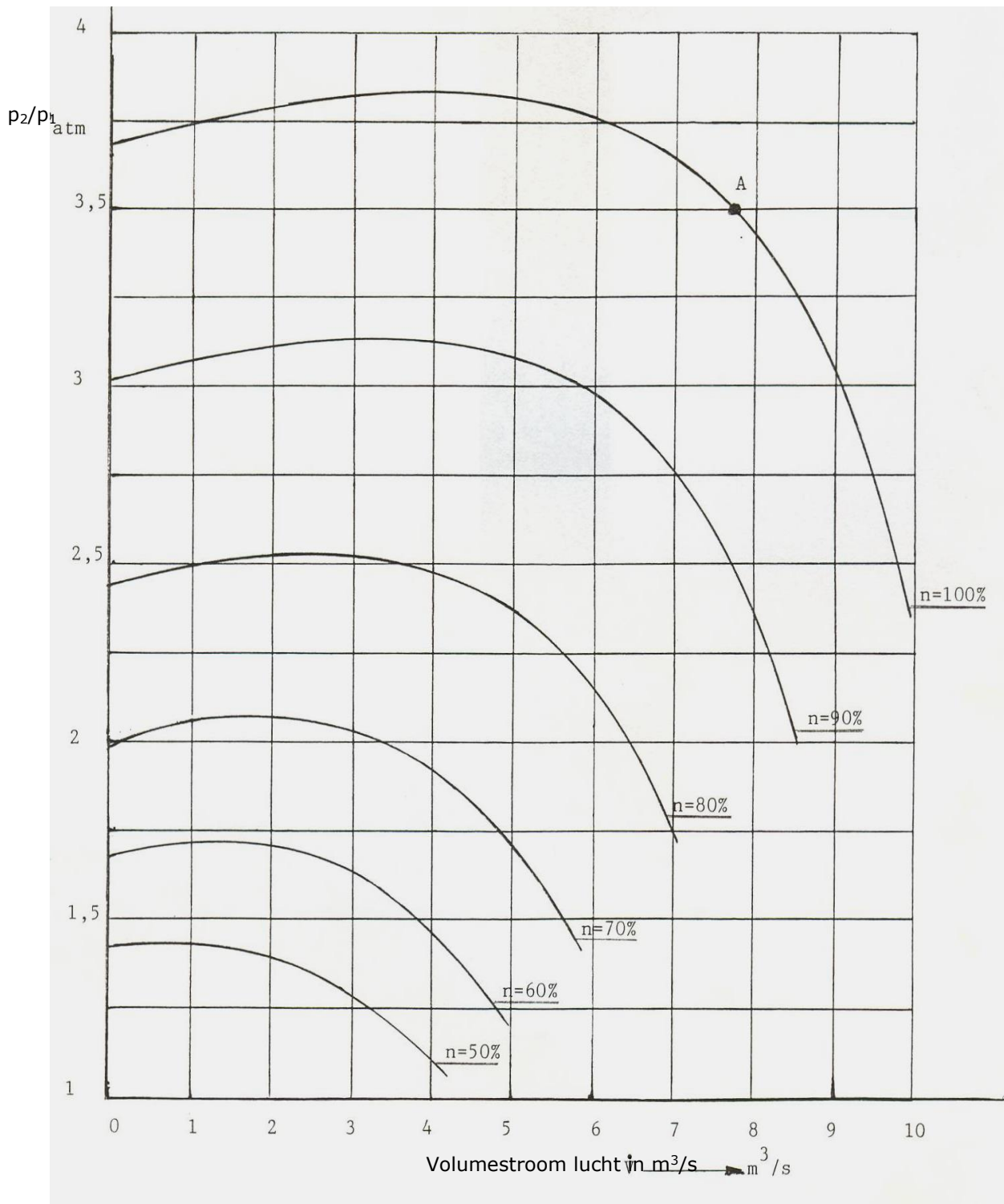
Voor punt A geldt ook dat de totale volumestroom lucht $7,7 \text{ m}^3/\text{s}$ bedraagt.

Verder wordt aangenomen dat de rotatiefrequentie (toerental) van de turboblower recht evenredig is met het motorvermogen.

Gevraagd:

- a. Geef op elke leveringskarakteristiek het pompagepunt aan en verbindt deze punten tot een vloeiende pompagegrenslijn.
- b. Bereken voor punt "A" de hoeveelheid verbrandingslucht en de hoeveelheid spoellucht.
- c. Bereken bij een drukverhouding van 3,5 – 3 – 2 en 1 de hoeveelheid verbrandingslucht en de hoeveelheid spoellucht.
- d. Teken de te verwachten slokkromme voor punt A.

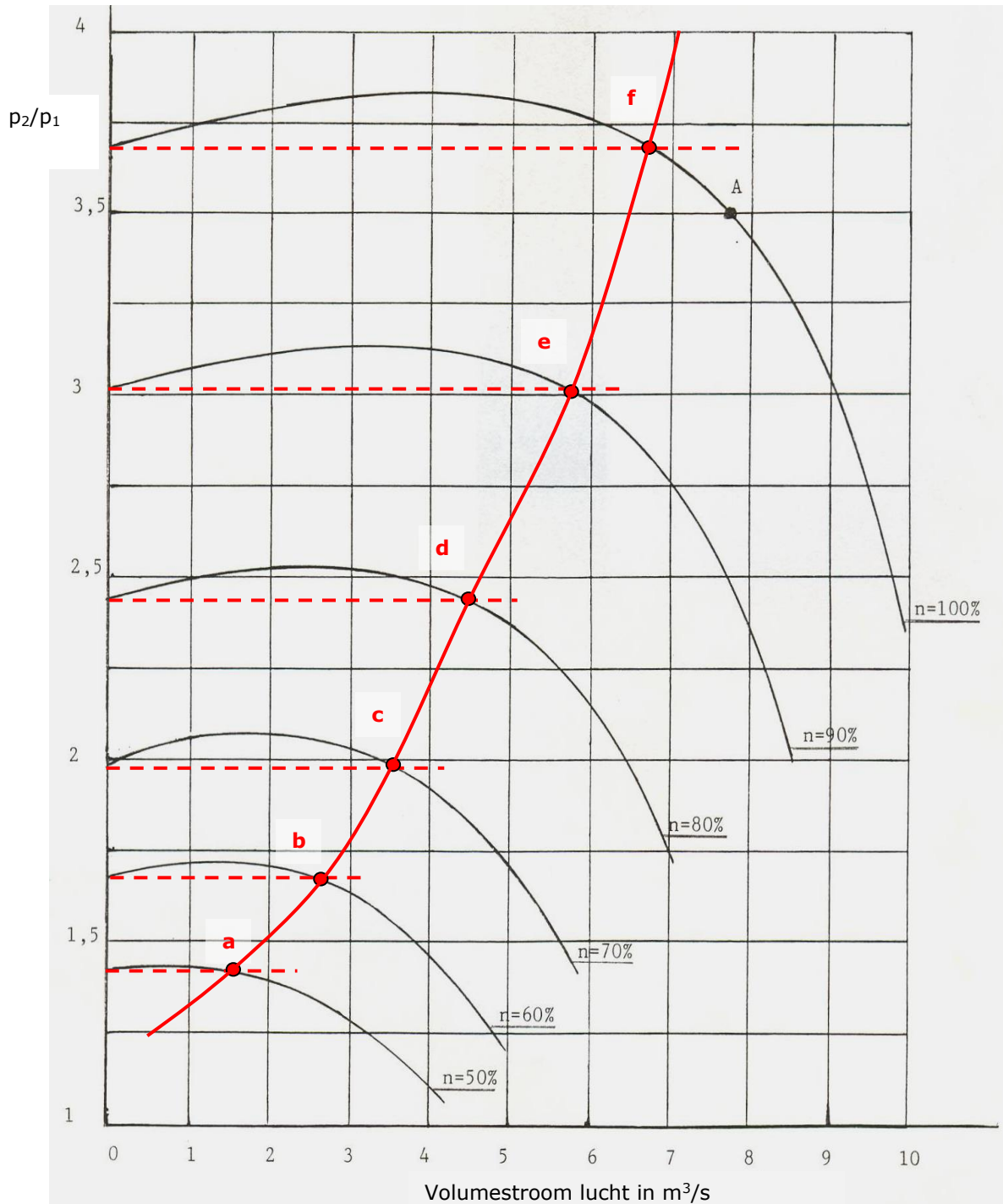
Zie het bijgeleverde diagram met de leveringskarakteristieken.



Leveringskarakteristiek behorende bij de opgave uit 5.10.

Oplossing:**a. Pompagepunt en pompagegrenslijn.**

Vanaf de verticale as trekken we horizontale stippellijnen, die lijn begint waar de leveringskarakteristiek de verticale as snijdt en eindigt waar deze de leveringskarakteristiek snijdt. Dit zijn de gevonden punten a, b, c, d, e en f. Hier doorheen trekken we de pompagegrenslijn.



b. De hoeveelheid verbrandingslucht en spoellucht in het punt "A".

De verbrandingslucht die de motor toegevoerd krijgt bedraagt bij een gegeven drukverhouding:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot z \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad [m^3 / s]$$

$D = 0,32 \text{ m}$, $s = 0,48 \text{ m}$, $n = 10 \text{ Hz}$, $z = 8$ en bij punt "A" bedraagt de drukverhouding 3,5.

Dit geeft voor punt "A" een hoeveelheid verbrandingslucht die gelijk is aan:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot 0,32^2 \cdot 0,48 \cdot \frac{10}{2} \cdot 8 \cdot \frac{3,5}{1} = 5,4045 \quad [m^3 / s] \quad \text{Punt X}$$

De hoeveelheid spoel en koellucht in A wordt dan:

Totale hoeveelheid lucht – Verbrandingslucht =

$$7,7 \text{ m}^3/\text{s} - 5,4054 \text{ m}^3/\text{s} = \underline{2,2955 \text{ m}^3/\text{s}} \text{ aan spoel en koellucht.}$$

c. De hoeveelheid verbrandingslucht en de hoeveelheid spoellucht bij een drukverhouding van 3,5 – 3 – 2 en 1.

Voor de hoeveelheid spoel en koellucht kunnen we ook schrijven:

$$\dot{V}_s = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

Als we nu de constante k berekenen kunnen we voor elke drukverhouding, eigenlijk het drukverschil, de hoeveelheid spoel en koellucht in m^3/s berekenen.

We doen dit voor de drukverhouding 3,5 – 3 en 2.

Let op bij een drukverhouding van 3,5 wordt het drukverschil:

$$\Delta p = 3,5 - 1 = 2,5$$

Bij drukverhouding 3:

$$\Delta p = 3 - 1 = 2$$

Bij drukverhouding 2

$$\Delta p = 2 - 1 = 1$$

Bij drukverhouding 1

$$\Delta p = 1 - 1 = 0$$

Drukverhouding 3,5:

Voor de spoel en koellucht vinden we:

$$\dot{V}_s = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

$$2,2955 = k \cdot \sqrt{3,5-1}$$

$$k = 1,45 \text{ m}^3/\text{s}$$

Verbrandingslucht bij drukverhouding 3,5 was bekend en bedraagt:
5,4045 m³/s.

Totaal 7,7 m³/s Punt A

Als de constante k bekend is kan voor de rest van de drukverhoudingen de hoeveelheid spoel en koellucht eenvoudig berekend worden.

Drukverhouding 3:

Verbrandingslucht:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot 0,32^2 \cdot 0,48 \cdot \frac{10}{2} \cdot 8 \cdot \frac{3}{1} = 4,632 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

Spoellucht:

$$\dot{V}_s = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

$$\dot{V}_s = 1,45 \cdot \sqrt{3-1} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

$$\dot{V}_s = 2,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

Totaal: 4,632 + 2,05 = 6,682 m³/s Punt B

Drukverhouding 2:

Verbrandingslucht:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot 0,32^2 \cdot 0,48 \cdot \frac{10}{2} \cdot 8 \cdot \frac{2}{1} = 3,088 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

Spoellucht:

$$\dot{V}_s = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

$$\dot{V}_s = 1,45 \cdot \sqrt{2-1} \quad \text{m}^3/\text{seconde}$$

$$\dot{V}_s = 1,45 \text{ m}^3/\text{s}$$

Totaal: 3,088 + 1,45 = 4,538 m³/s Punt C

Drukverhouding 1:

Verbrandingslucht:

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot 0,32^2 \cdot 0,48 \cdot \frac{10}{2} \cdot 8 \cdot \frac{1}{1} = 1,544 \quad [m^3/s]$$

Spoellucht:

$$\dot{V}_s = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad m^3/seconde$$

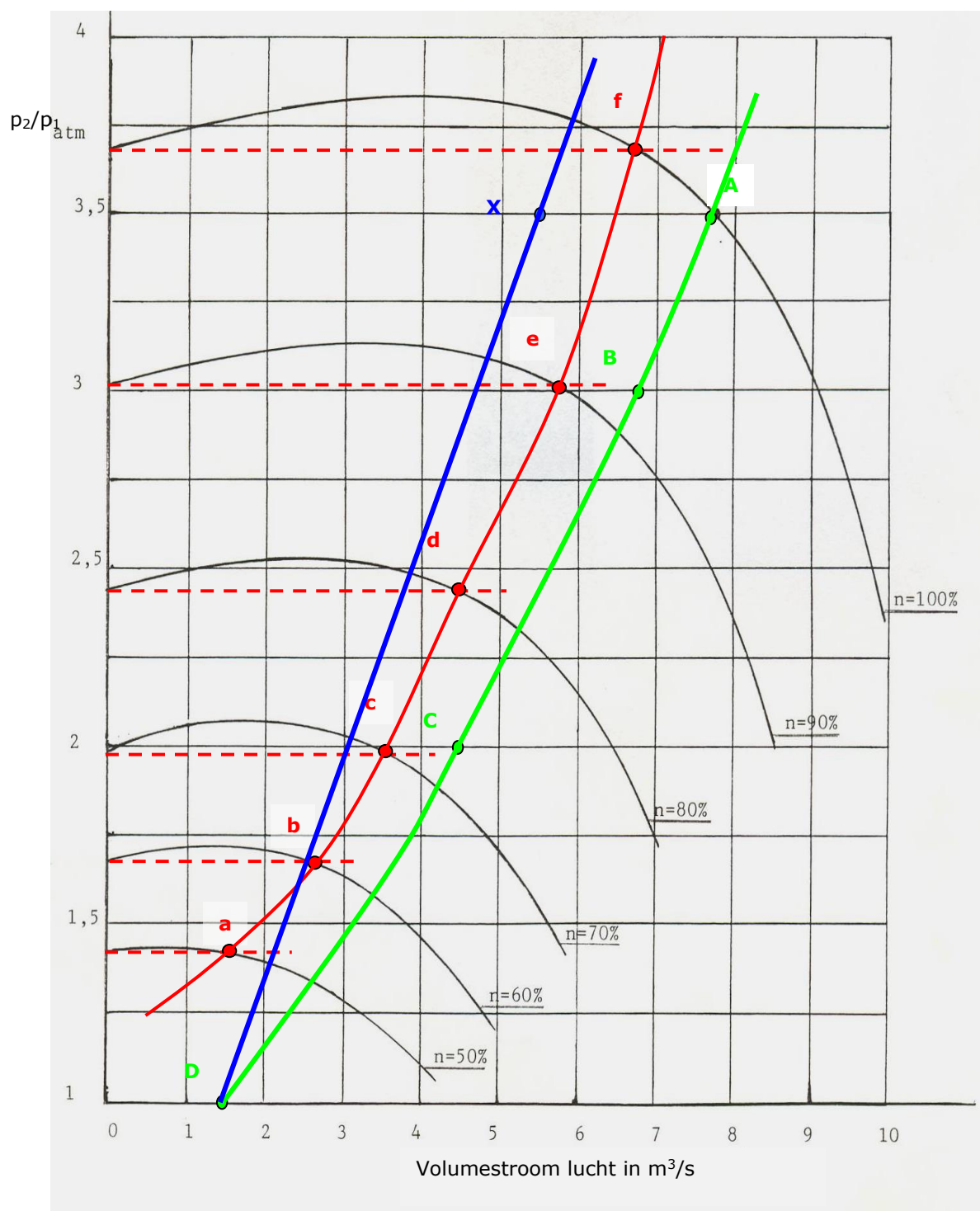
$$\dot{V}_s = 1,45 \cdot \sqrt{1-1} = 0 \quad m^3/seconde$$

$$\text{Totaal: } 1,544 + 0 = 1,544 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{Punt D}$$

d. Teken de te verwachten slokkromme voor punt A.

Voor andere drukverhoudingen gaat dit op dezelfde manier, als we vervolgens de punten A tot en met D met een lijn, de groene, verbinden vinden we de slokkromme van de motor. De verbrandingsluchtlijn vinden we nu door punt D en X met elkaar te verbinden. De donderblauwe lijn. Zie het onderstaande diagram voor de uitwerking.

We zien nu dat de slokkromme rechts van het instabiele gebied ligt en dat hoort ook zo.



5.11 Samenvatting

Zuigvulling:

De motor zuigt zelf zijn lucht aan.

Drukvvulling:

De lucht voor de motor wordt geleverd door bijvoorbeeld een aparte luchtleverancier, bijvoorbeeld een drukvulgroep.

Drukvvulsystemen:

- Het gelijkdruk systeem
- Het stootsysteem, Buchi
- Het SPEX systeem

De verbrandingslucht voor de 4-slag:

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot z = m^2 \cdot m \cdot 1/\text{sec} = (m^3 / \text{sec})$$

De verbrandingslucht voor de 2-slag:

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot n \cdot z = m^2 \cdot m \cdot 1/\text{sec} = (m^3 / \text{sec})$$

Samengevat:

- De hoeveelheid lucht die bij begin compressie in de cilinder aanwezig is, bepaalt de hoeveelheid brandstof die ingespoten kan worden.
- De hoeveelheid brandstof die ingespoten wordt is een maat voor het vermogen.
- Tijdens klepoverlap wordt, bij de vierslag motor, de verbrandingsruimte gespoeld en gekoeld.

De theoretisch benodigde hoeveelheid lucht om 1 kilogram brandstof volledig te verbranden is afhankelijk van de samenstelling van de brandstof en bedraagt:

$$M_{\ell th} = \frac{1}{23} \cdot \left\{ \frac{32}{12} \cdot \%C + 8 \cdot \left(\%H - \frac{\%O_2}{8} \right) + \%S \right\} \frac{\text{kg lucht}}{\text{kg brandstof}}$$

Het vermogen van de drukvulgroep:

Theoretisch: $P_c = \dot{m}_{lucht} \cdot c_{lucht} \cdot (T_{na} - T_{voor}) \quad [kW]$

Praktisch: $P_{Turbine} = \dot{m}_{gas} \cdot c_{gas} \cdot (T_{voor} - T_{na}) \quad [kW]$

Geschat: $P_{Turbine} = \frac{P_{Motor}}{Aantal \ Turbos} \cdot \ell_{rookgas} \cdot c_{rookgas} \cdot \Delta T$

De verbrandingsluchtfactor:

Onder de verbrandingsluchtfactor wordt de verhouding tussen de werkelijke hoeveelheid lucht die voor de verbranding wordt toegevoerd en de hoeveelheid lucht die theoretisch voor de verbranding benodigd is verstaan.

De totale luchtfactor:

De totale luchtfactor is nu de verhouding tussen de totale hoeveelheid lucht die aan de motor per kilogram brandstof wordt toegevoerd en de luchthoeveelheid die theoretisch nodig is om een kilogram brandstof volledig te verbranden.

Het specifiek luchtverbruik:

Het specifiek luchtverbruik is de verhouding tussen de totale toegevoerde hoeveelheid lucht in kilogrammen per tijdseenheid en het vermogen in MW.

$$\ell_e = \frac{\dot{m}_l}{P_e} = \frac{\frac{kg}{s}}{\frac{MJ}{s}} = \frac{kg}{s} \cdot \frac{s}{MJ} = kg / MJ$$

$$\ell_e = \lambda_t \cdot M_{Lth} \cdot b_e$$

De Spoelratio:

Onder de spoelratio, R, wordt nu de verhouding verstaan van het totale volume lucht dat per cilinder wordt aangevoerd en het slagvolume van een cilinder.

Leveringskarakteristiek:

De leveringskarakteristiek is een grafiek waarin het verband is af te lezen tussen de drukverhouding (p_2/p_1) en de opbrengst (in m^3/s) van de luchtleverancier. Als de drukverhouding p_2/p_1 bedraagt, dan heeft p_1 betrekking op de luchtdruk voor de leverancier, (dit is normaal 1 bar absoluut) en p_2 is de absolute druk na de leverancier. De opbrengst in m^3/s is herleid op de toestand eveneens voor de leverancier.

Samenvattend geldt voor de drukvulgroep:

- De opbrengst van de compressor is bij een drukverhouding van 1 ongeveer recht evenredig met het toerental van de turbine.
- Het drukverschil over de motor is ongeveer recht evenredig met het kwadraat van het toerental van de turbine.
- Het toerental van de turbine hangt af van het vermogen in de rookgassen.
- Het vermogen in de rookgassen is recht evenredig met het motorvermogen.
- Dus wanneer het motorvermogen verandert, ongeacht op welke manier, zal de opbrengst van de blower per seconde evenredig met het motorvermogen veranderen.

$$P_{Motor\ 1} : P_{Motor\ 2} = n_{Turbine\ 1} : n_{Turbine\ 2}$$

$$\Delta p_1 : \Delta p_2 = n_{Turbine\ 1}^2 : n_{Turbine\ 2}^2$$

Het stabiele en het instabiele gebied:

De leveringskarakteristieken hebben in het algemeen een stabiel en een instabiel gebied. In het instabiele gebied heeft de compressor bij een zelfde drukverhouding twee opbrengstmogelijkheden.

Absorptiekarakteristiek of Slokkromme:

Onder de absorptiekarakteristiek verstaat men een grafiek waarin het verband is af te lezen tussen de door de motor opgenomen hoeveelheid lucht en de drukverhouding p_2/p_1 , p_1 heeft betrekking op de druk voor de leverancier en de hoeveelheid lucht is weer herleid op aanzuigcondities.

De 4-slag met een vast toerental heeft één slokkromme.

De 4-slag met een variabel toerental heeft oneindig veel slokkrommes.

De 2-slag heeft altijd maar één slokkromme.

5.12 Vragen

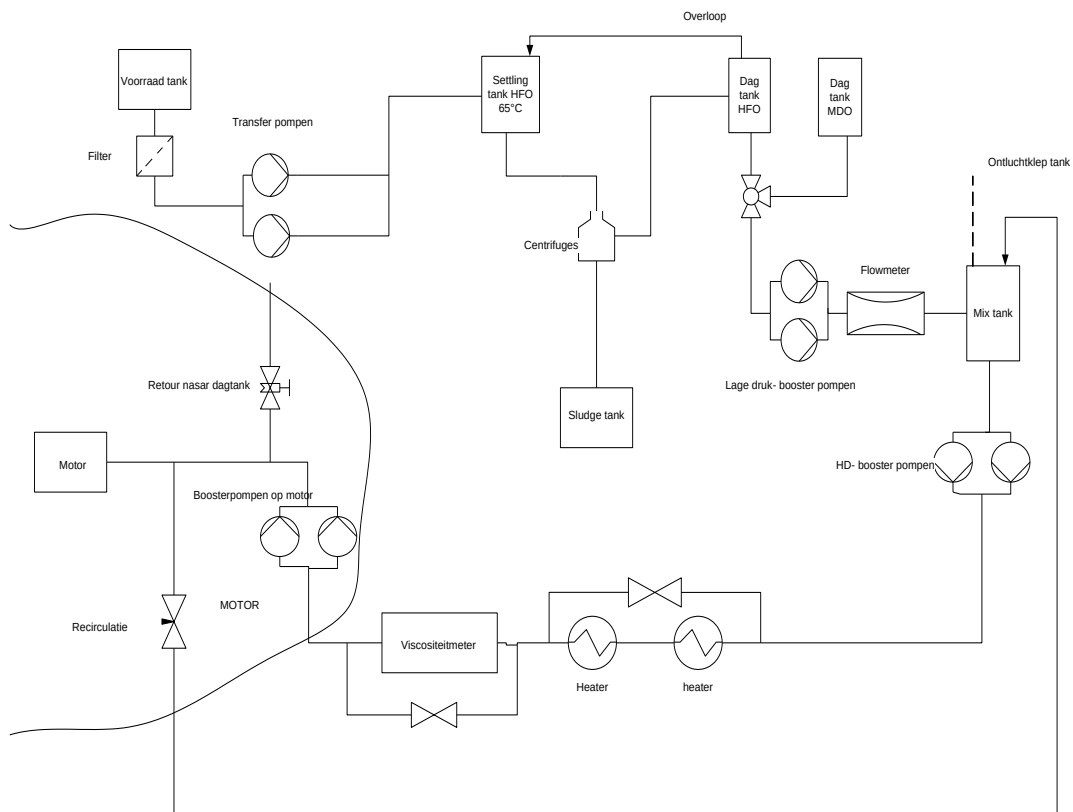
- Wat wordt verstaan onder zuigvulling?
- Wat verstaat u onder drukvulling?
- Om welke reden wordt drukvulling toegepast?
- Waarom mag de spoellucht in het algemeen niet kouder dan 70°C aan de motorcilinder worden toegevoerd?
- Welke systemen bij drukvulling kent u?
- Geef een korte beschrijving van de diverse systemen die toegepast worden bij drukvulling.
- Een brandstof bestaat uit de volgende componenten:
Massa percentage Koolstof: 86%
Massa percentage Waterstof: 11%
Massa percentage Zwavel: 2%
Massa percentage gebonden Zuurstof: 1%
De lucht bevat: 77 Massa% Stikstof en 23 massa% Zuurstof
Bereken de theoretische hoeveelheid lucht die nodig is om 1 kilogram brandstof volledig te verbranden. (13,84 kg/kg)
- Wat verstaat u onder; Gereduceerde doortocht?
- Beschrijf kort en bondig de werking van een uitlaatgassen turbine in combinatie met een compressor.
- Van een drukvulgroep is het volgende gegeven:
De hoeveelheid rookgas: 18 kg/s
De rookgastemperatuur voor de turbine: 480 °C
De rookgastemperatuur na de turbine: 355 °C
Soortelijke warmte rookgas: 1,06 kJ/(kg.K)
Bereken het vermogen van de turbine. (2385 kW)
- Hoe groot is ongeveer de totale luchtfactor voor een 2-slag motor?
- Hoe groot is ongeveer de totale luchtfactor voor een 4-slag motor?
- Wat wordt verstaan onder het specifiek luchtverbruik?
- Wat wordt verstaan onder de spoelratio?
- Wat verstaan we onder de leveringskarakteristiek van een luchtleverancier?
- Wat is het verband tussen het vermogen van de motor en het toerental van de turbine?
- Als bij 100% motorvermogen de drukval over de compressor 2,5 bar bedraagt, hoe groot wordt dan de spoeldruk bij een motorvermogen van 60%? (0,9 barg)
- Geef een schets van een leveringskarakteristiek van een turbocompressor en geef hierin de pompagegrens en het instabiele gebied aan.

- Wat wordt verstaan onder de absorptiekarakteristiek van een motor?
- Maak een schets van de absorptiekarakteristiek met de verbrandingsluchtlijn van een vierslag motor. Zet in deze schets tevens de nieuwe lijnen uit als het toerental van de motor tot 50% zou dalen.
- Maak een schets van de absorptiekarakteristiek van een tweeslag motor.

6.1 Inleiding

- Brandstofschema
- Smeerolieschema
- Koelwaterschema
- Startluchtschema

Op afbeelding 1 is een brandstofschemata weergegeven. Dit is een brandstofschemata voor een medium speed motor die normaal draait op zware olie. Dit systeem is geschikt voor brandstoffen tot 700 cSt.



De leidingen in het schema zijn allemaal vervaardigd uit naadloos zwart koolstofstaal. De eisen waaraan een systeem moet voldoen kunnen per land variëren, dit in verband met regels die opgesteld zijn door de diverse verzekeringsmaatschappijen en lokale wetgeving.

Pagina 133

Alle tanken in het schema zijn voorzien van verwarming. In de voorraadtank wordt de temperatuur op circa 40 °C gehouden. De brandstof is bij deze temperatuur redelijk verpompbaar. De zware olie settlingtank en de dagtank worden op circa 65 °C gehouden. Een hogere temperatuur is ongewenst omdat er dan veel vluchtige componenten uit de brandstof ontsnappen. Vanuit de settlingtank wordt de brandstof door een centrifuge gevoerd. Bij de centrifuge wordt de brandstoftemperatuur met behulp van een voorwarmer verhoogd tot 98 °C, uitgaande van een viscositeit van 700 cSt. De centrifuge verwijderd het niet geëmulgeerde water en verontreinigingen die in de brandstof aanwezig zijn.

Vanuit de zware olie dagtank wordt de brandstof via een filter door de lage druk boosterpompen aangezogen en via een flowmeter naar de mixtank gepompt. Op de mixtank komt tevens de retourbrandstof van de verstuivers terug. Vanuit de mixtank wordt de brandstof aangezogen door de hoge druk boosterpompen, deze brengen de brandstof op een druk van circa 6 bar. De brandstof wordt dan door de heaters gepompt en op een dusdanige temperatuur gebracht dat de viscositeit bij die temperatuur 14 cSt bedraagt. Bij een brandstof met een viscositeit van 700 cSt is deze temperatuur circa 150 °C. Deze temperatuur wordt geregeld door de viscositeitsmeter die vlak na de heaters geplaatst is. Bij de motor zelf staan nog twee elektrisch aangedreven boosterpompen die de brandstofdruk verhogen tot circa 8 bar, bij deze druk komt de brandstof aan bij de hoge druk inspuitspompen. Deze motor is per cilinder uitgerust met een hogedruk brandstofpomp (inspuitspomp). De inspuitsdruk varieert van 1200 – 1600 bar, dit afhankelijk van het type motor.

De capaciteit van de centrifuge is sterk afhankelijk van de soort brandstof die de centrifuge te verwerken krijgt. De capaciteit van de zelfreinigende centrifuges, in liters per uur, wordt berekend volgens onderstaande vergelijking.

$$Q(\text{ltr} / \text{uur}) = \frac{P(\text{kW}) \cdot b_e(\text{gr} / \text{kWh}) \cdot 24(\text{uur})}{\rho(\text{kg} / \text{m}^3) \cdot 23(\text{uur})}$$

Waarin:

- Q : Capaciteit van de centrifuge in ltr/uur
- P : Het motorvermogen in kW
- b_e : Het specifiek brandstofverbruik van de motor in gr/kWh
- ρ : De dichtheid van de brandstof bij 15 °C in kg/m³
- 24 : Dit is een etmaal
- 23 : Per dag zal de centrifuge ongeveer een uur uit bedrijf zijn in verband met zijn automatische reinigingscyclus.

Let op: bij een centrifuge die een capaciteit heeft van bijvoorbeeld 1600 liter per uur is het niet zo dat deze elke brandstof met deze capaciteit kan verwerken. Voor bijvoorbeeld zware olie met een viscositeit van 700 cSt geldt dat de maximale capaciteit van de centrifuge 15% is van de maximale opbrengst die de fabrikant opgeeft. De centrifuge kan uiteraard wel meer verwerken dan de genoemde 15%, maar de garantie dat de brandstof dan goed gereinigd is, is er dan niet.

De thermische capaciteit van de heaters, ook wel de voorwarmers genoemd, is te berekenen met de volgende praktijk vergelijking:

$$P_{th} (kW) = \frac{Q(ltr / uur) \cdot \Delta t(^{\circ}C)}{1700}$$

Waarin:

P_{th} : De thermische capaciteit van de heater in kW.

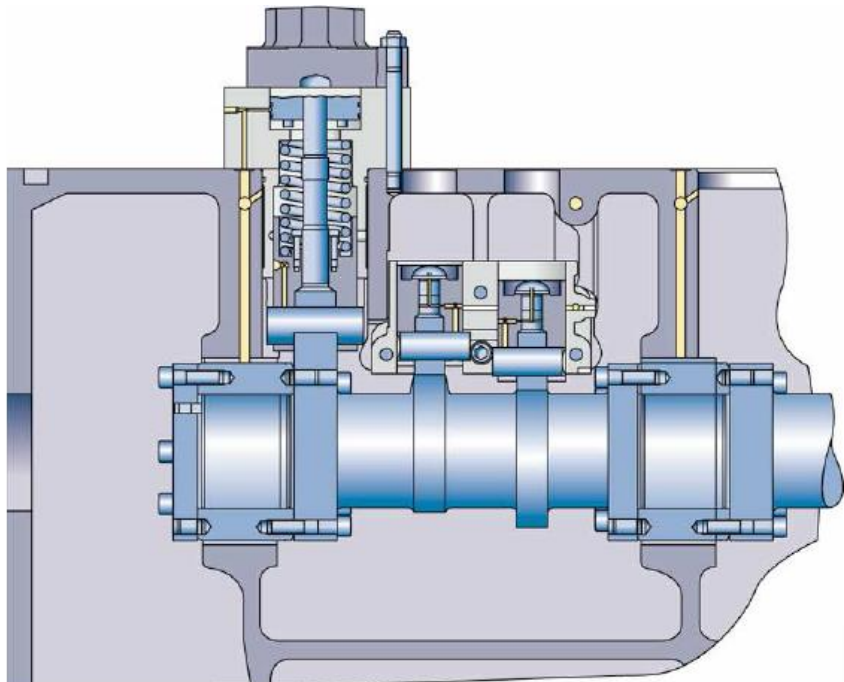
Q : Het brandstofverbruik van de heater in ltr/uur.

Δt : Het temperatuurverschil over de heater.

In de praktijk wordt hier vaak 75 °C voor aangehouden.

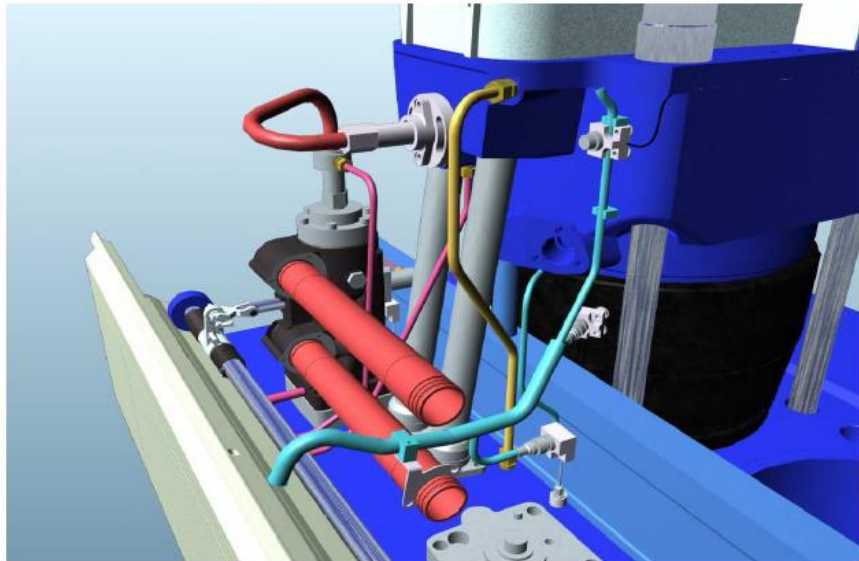
1700 : Omrekeningsfactor.

Bij veel motoren is het nog steeds zo dat er per cilinder een hoge druk brandstofpomp geplaatst is. De hoge druk brandstofpomp wordt door de nokkenas bediend. De timing van de pompen is dan voor een groot deel afhankelijk van de nokkenas. Een hoge druk brandstofpomp die door de nokkenas aangedreven wordt is weergegeven op afbeelding 2.



Afbeelding 2. Per cilinder is een hoge druk brandstofpomp aanwezig die elk door de nokkenas worden bediend. Bron Wärtsilä.

Op afbeelding 3 is te zien hoe de brandstof aan en afvoer bij deze pompen geregeld is.

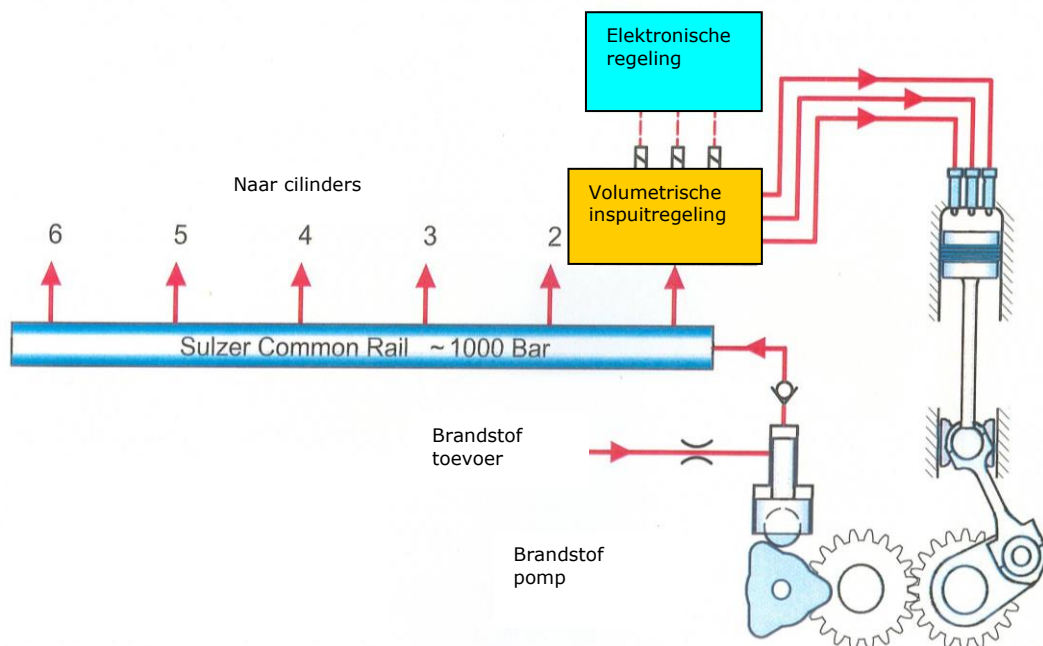


Afbeelding 3. Hoge druk brandstofpomp met toe en afvoerleiding.

Op afbeelding 3 zijn de aan en afvoerleidingen van de brandstofpomp rood gekleurd. Boven op de brandstofpomp is de leiding te zien, die rood met de bocht, die met de verstuiver verbonden is, hierin heersen piekdrukken tot 1800 bar.

De laatste jaren wordt bij de brandstofinspuiting van motoren steeds meer het zogenaamde common rail systeem toegepast. Nieuw is dit systeem niet, het werd circa 40 jaar geleden reeds toegepast bij de Doxford motoren. Het systeem is tegenwoordig in een nieuw jasje gestoken.

Het common rail systeem is weergegeven op afbeelding 4.

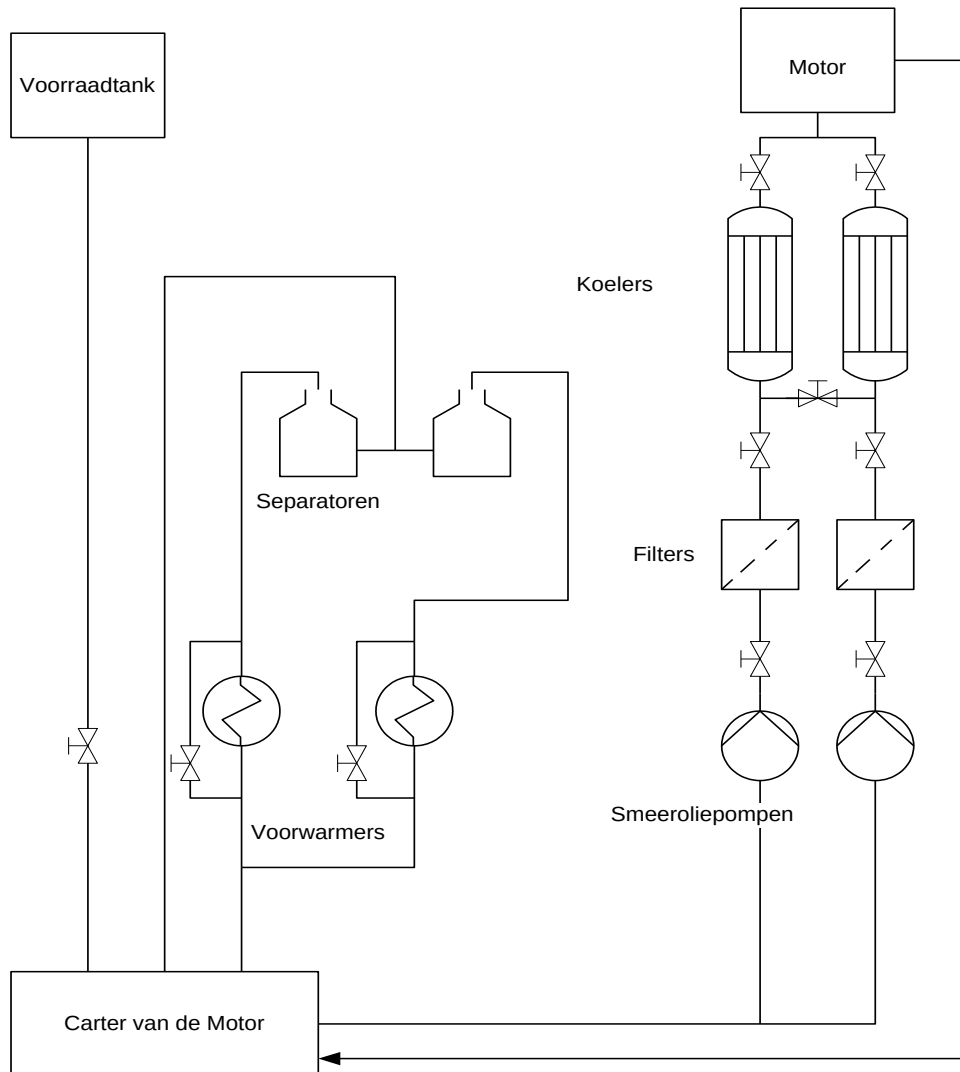


Afbeelding 4. Het common rail systeem bij een tweeslag motor. Bron Sulzer.

Bij dit systeem is er slechts één hoge druk brandstofpomp in het systeem opgenomen. De hoge druk pomp voedt nu één centrale leiding en houdt deze, bij dit systeem, onder een druk van 1000 bar. De verstuiers worden nu elektrisch of hydraulisch geopend. De sterke punten van dit systeem zijn onder andere dat het onderhoud aan de hoge druk brandstofpompen vervalt, maar bovenal dat het moment van inspuiten zeer nauwkeurig in te stellen is. Doordat het moment van inspuiten zeer nauwkeurig te regelen is kan de verbranding hierdoor gunstig beïnvloed worden, het gevolg hiervan is dat het specifiek brandstofverbruik van de motor daalt en dat de schadelijke emissie tot een minimum beperkt wordt.

6.3 Smeerolieschema

Op afbeelding 5 is een smeerolieschema weergegeven van een grote dieselmotor met een "droog carter".

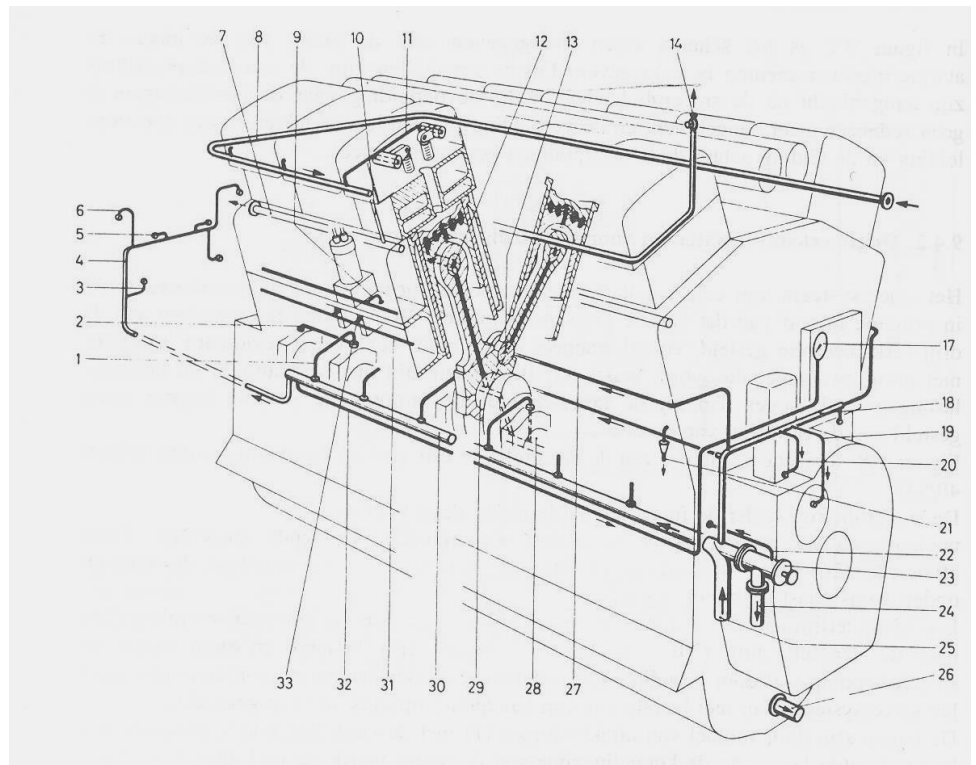


Afbeelding 5. Smeerolieschema van een grote motor.

Een overzicht van de smeerolieloopt in de motor is weergegeven op afbeelding 6.

De smeroliepompen zuigen de smerolie uit het carter van de motor, hier wordt dit de sump tank genoemd. Grote motoren hebben onder de motor vaak een aflooptank staan, alle smerolie loopt dan vanuit het carter naar de sumptank. De smeroliepompen, verdringerpompen, persen de olie via een duplexfilter, of een automatisch filter, zie hiertoe afbeelding 7 en 8, en koelers naar de verschillende delen van de motor. De olie wordt naar de krukas van de motor gepompt. De krukas is doorboord en via de smeerkkanalen in de krukas wordt de olie naar de diverse lagers gepompt. De olie die uit de lagers stroomt, valt naar beneden in het carter van de motor. Bij deze motor loopt de smerolie dan weer terug naar de sumptank. Op de sumptank, of het carter van de motor, staat ook continu een centrifuge (separator) te draaien, die de olie continu reinigt. De olie wordt ontdaan van eventueel water en

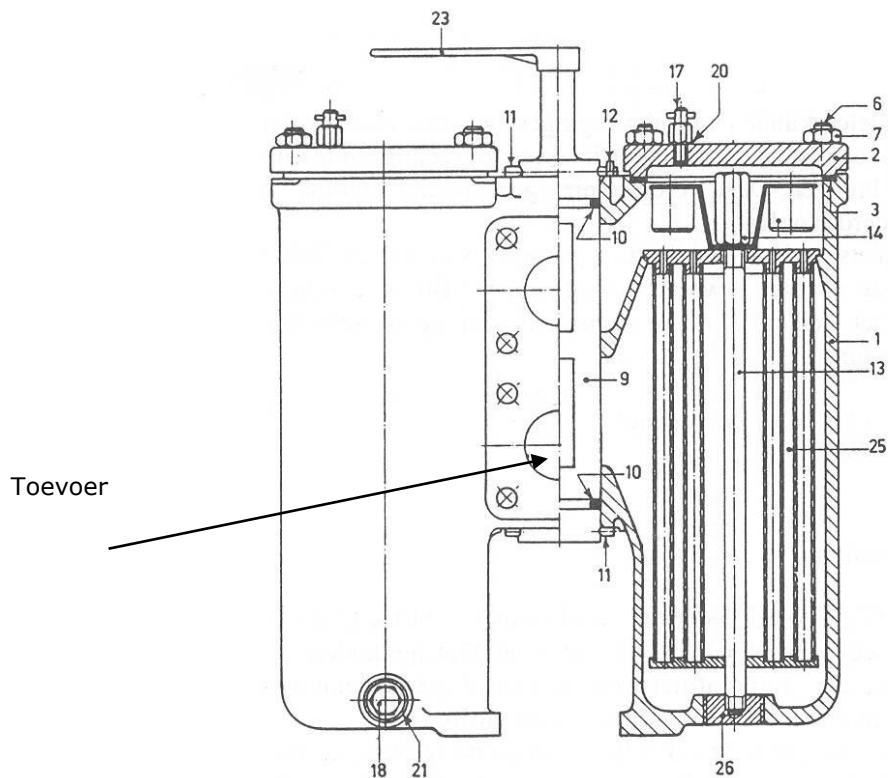
vuildeeltjes. De levensduur van de smeerolie wordt hierdoor aanmerkelijk verlengd.



Afbeelding 6. De loop van de smeerolie door de motor.

Legenda bij afbeelding 6.

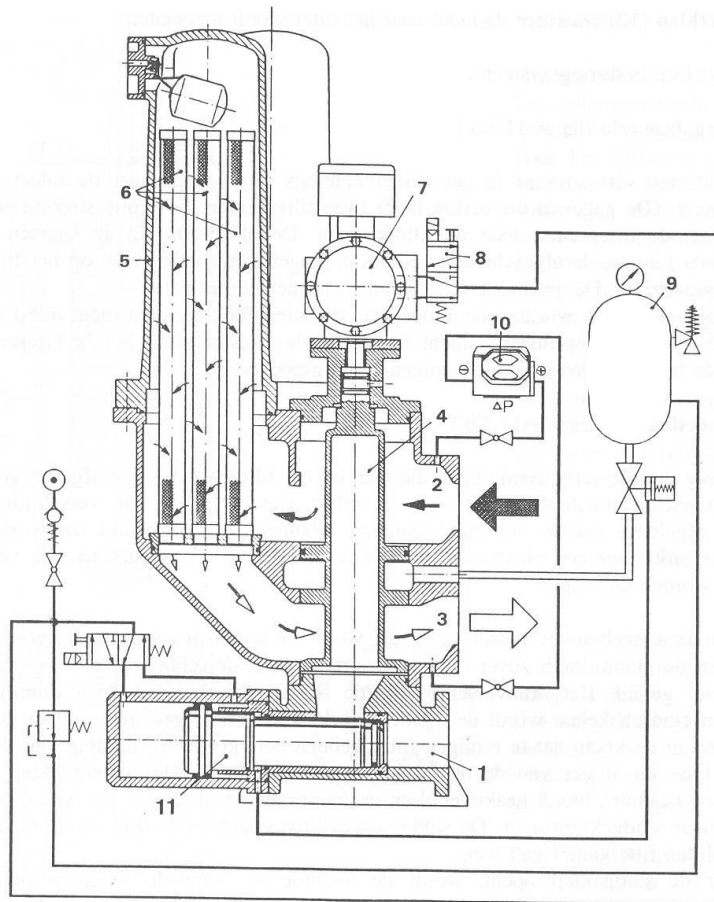
- | | |
|------------------------|-------------------------------|
| 1. Verbindingspijp | 18. Toevoerleiding |
| 2. Toevoerleiding | 19. Naar tandwielen |
| 3. Aftakking | 20. Naar reguleur |
| 4. Voedingsleiding | 21. Aftap van lekolie |
| 5. Aftakking | 22. Ontlastleiding |
| 6. Naar buitenlager | 23. Drukinstelling |
| 7. Lek | 24. Afvoer drukinstelling |
| 8. Naar tuimelaars | 25. Toevoerleiding |
| 9. Verbindingsleiding | 26. Afvoer van sumptank |
| 10. Lekleiding | 27. Naar brandstofpompsmering |
| 11. Verbindingsleiding | 28. Hoofdaslager |
| 12. Zuigerpen + lager | 29. Krukpen |
| 13. Scharnierpen | 30. Naar hoofdasmetalen |
| 14. Testafsluiter | 31. Naar nokkenaslagers |
| 17. Manometer | 32. Naar manometer |
| | 33. Verbindingsleiding |



Afbeelding 7. Duplexfilter. Bron Boll en Kirch.

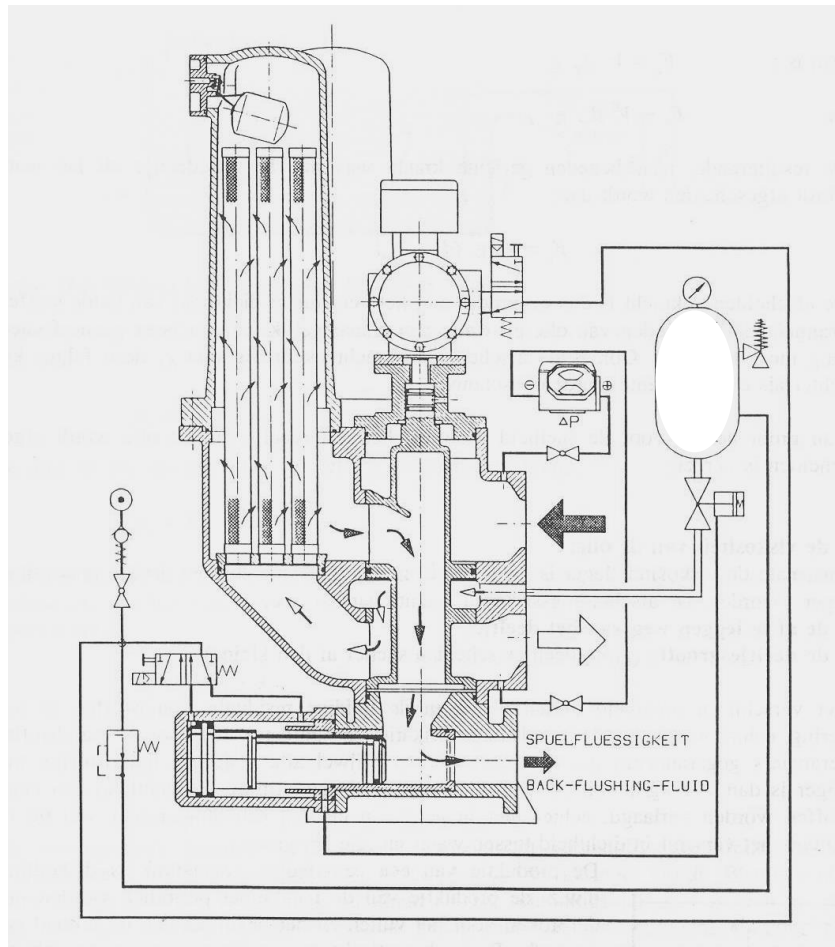
Het filter bestaat uit twee huizen. De huizen zijn door middel van plugkraan 9 in verbinding te stellen met het smeeroliesysteem. Met de kraan kan tijdens bedrijf zonder drukval overgeschakeld worden, tenminste als het niet bijstaande filter van te voren goed is ontlucht.

Via de onderste flens komt de olie binnen en stroomt dan van buiten naar binnen door de filterkaarsen (25). De olie wordt door de kaarsen naar boven gestuwd en passeert een magneetfilter (14), hier kunnen kleine metaalresten afgevangen worden. Daarna verlaat de olie via de bovenste flens het filter. In plaats van duplexfilters wordt veelvuldig gebruik gemaakt van de automatische filters, deze worden zowel in smeeroliesystemen als in brandstofsysteem toegepast. Aan deze filters moet veel minder onderhoud gepleegd worden. Op afbeelding 8 is een automatisch filter weergegeven tijdens de filterfase en op afbeelding 9 is hetzelfde filter weergegeven maar nu in de spoelfase.



Afbeelding 8. Automatisch filter, filterfase. Bron Boll en Kirch.

In de getekende stand vloeit er olie via (2) door de kaarsen (6) en de olie verlaat het filter via kanaal (3). In de filterfase wordt er via de luchtklep, lucht op de sludgeklep (11) gezet. Bij dit filter staat er één filterkamer reserve. Op het filter is een drukverschilmeter gebouwd die, zodra het drukverschil over in en uitlaat van het filter een ingestelde waarde overschrijdt, een elektrisch signaal naar de regelkast geeft met de bedoeling dat er een andere filterkamer in gebruik gaat en dat de vervuilde filterkamer gereinigd moet worden.



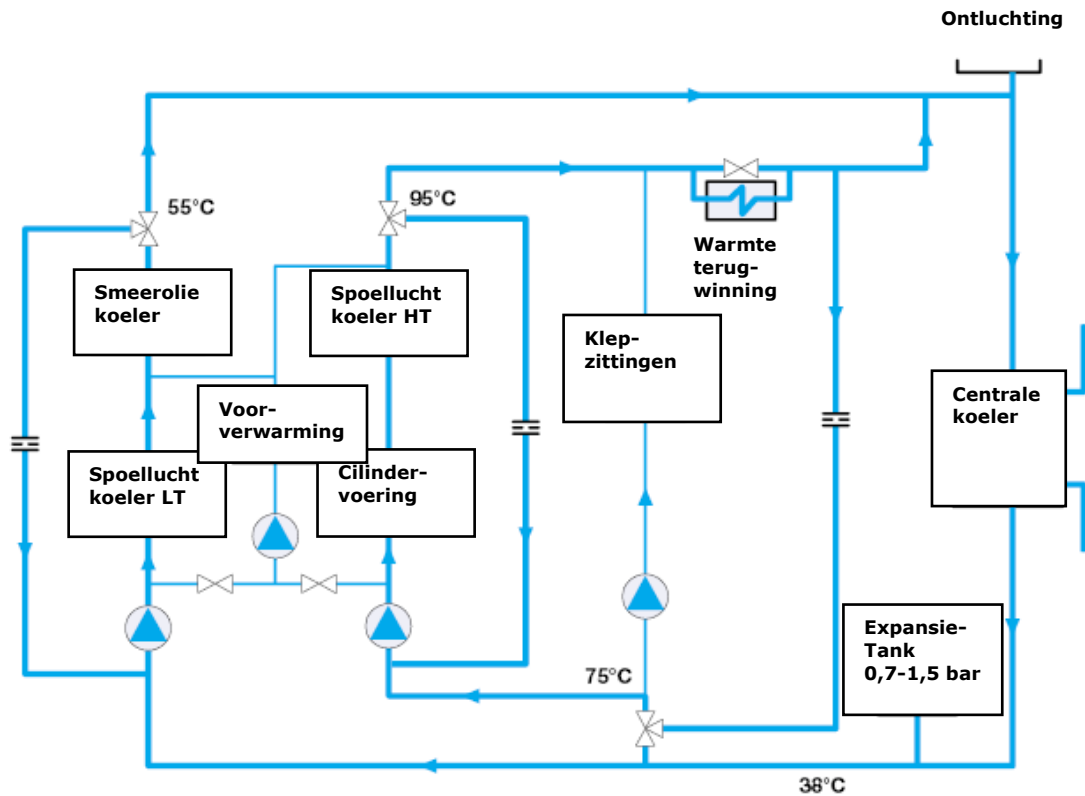
Afbeelding 9. Automatisch filter. Spoelfase. Bron Boll en Kirch.

Zodra er een andere filterkamer bijstaat wordt de sludgeklep (11) geopend. Een deel van de schone olie wordt nu teruggespoeld, dus via de binnenkanten van de kaarsen. De olie met de vervuiling wordt nu naar een vuile olie tank afgevoerd. Vanuit de vuile olie tank kan de smeerolie naar de centrifuge gepompt worden. Het olieconsumptie van het filter is dus minimaal.

Als men bij onderhoudswerkzaamheden veel vuil in de lagers van de motoren vindt, is het raadzaam de filters te controleren op de juiste werking.

6.4 Zoetkoelwaterschema

Op afbeelding 10 is een zoetkoelwaterschema weergegeven van een mediumspeed motor draaiend op zware olie.

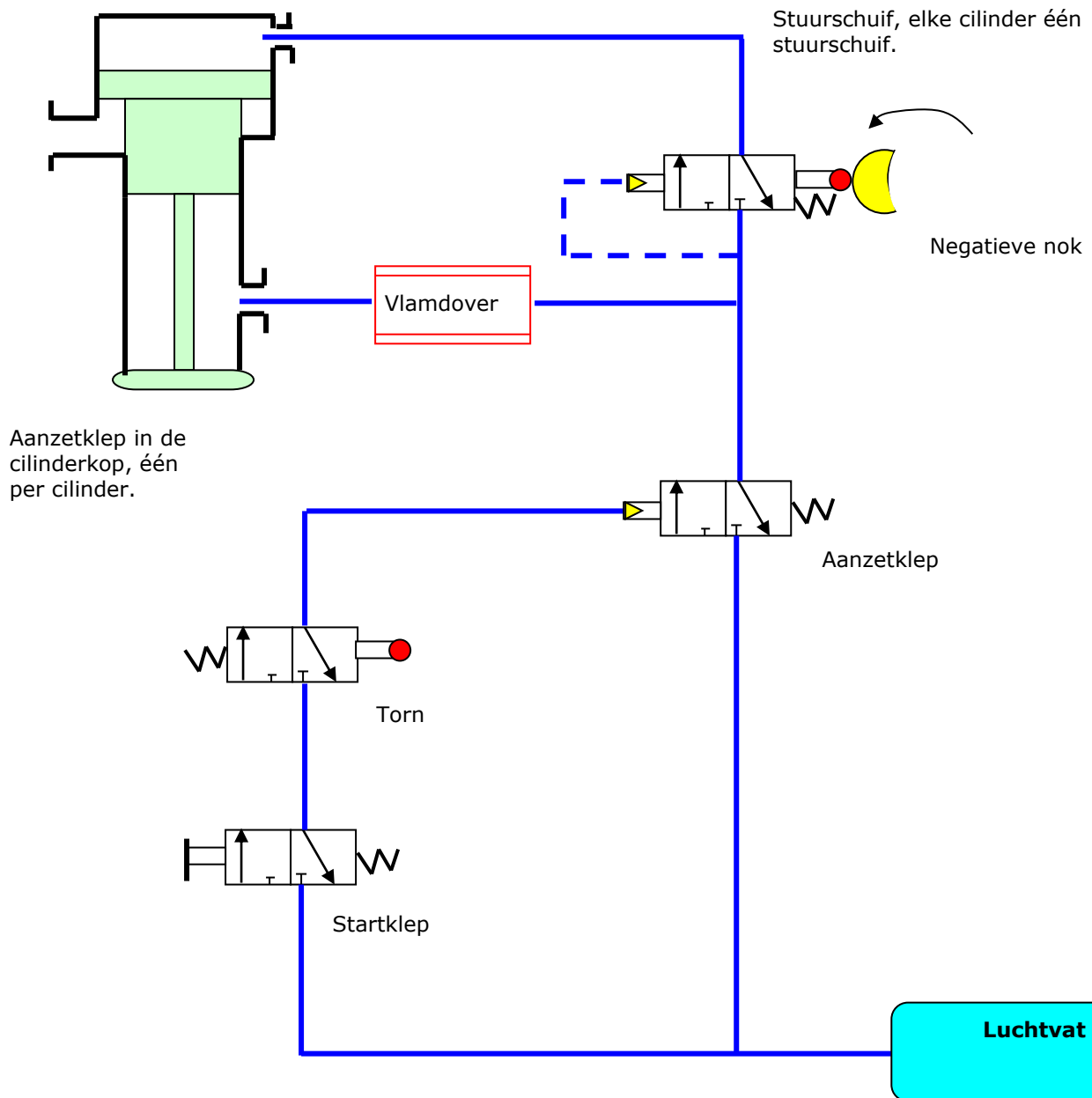


Afbeelding 10. Zoetkoelwaterschema.

Op het schema is een centrale koeler getekend, deze koelt het volledige systeemwater met zoet koelwater. In dit schema komt er geen zeekoelwater aan te pas. De pompen in het systeem transporteren het water naar de te koelen machinedelen. In dit systeem zijn de smeeroliekoeler, de spoelluchtkoelers, het cilinderkoelwater en het koelwater voor de klepzittingen geïntegreerd. Tevens is in het systeem een optie aangebracht om restwarmte te benutten. Het water dat uit de motor komt wordt weer via de centrale koeler gevoerd om af te koelen. Alle koelers zijn voorzien van ingebouwde thermostatische regelkleppen.

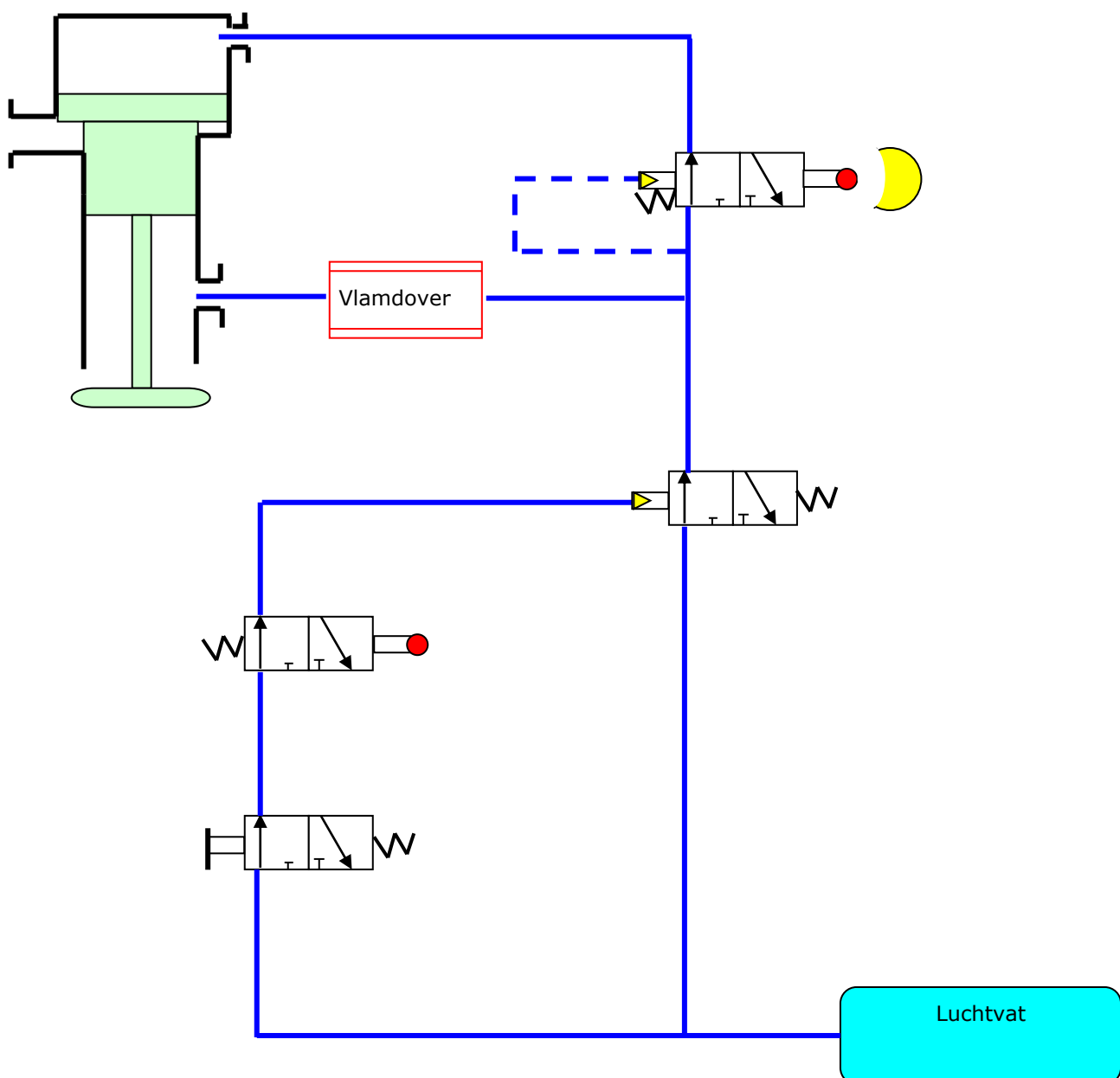
6.5 Startluchtschema

Op afbeelding 11 is een vereenvoudigd startluchtschema weergegeven.



Afbeelding 11. Startlucht schema.

Op afbeelding 11 is het systeem in rust. De torn staat in en de stuurschuif is door de negatieve nok ingedrukt. Zodra de startklep wordt ingedrukt, tenminste als de torn uit staat, wordt de aanzetklep ingedrukt. Er stroomt nu lucht van het aanzetluchtvat via de aanzetklep naar de stuurschuif. Als de negatieve nok van de betreffende cilinder is weggedraaid wordt de stuurschuif met behulp van lucht ingedrukt en deze opent de aanzetklep, die in de cilinderkop zit gemonteerd. Er stroomt nu lucht in de cilinder, de lucht drukt de zuiger naar beneden en zet zo de motor in beweging. Het schema tijdens aanzetten van de motor is op afbeelding 12 weergegeven.



Afbeelding 12. Startlucht schema, tijdens aanzetten van de motor.

Zodra de startklep wordt losgelaten valt de luchtdruk van het systeem, de aanzetklep komt weer terug in zijn beginpositie en alle lucht valt van het systeem. Hierdoor sluit de aanzetklep in het cilinderdeksel. De vlamdover in het systeem, per cilinder is een vlamdover opgenomen, is een veiligheid. Stel dat er een aanzetklep open blijft staan, dan zal tijdens ontbranding van het mengsel in de cilinder de vlam in het leidingsysteem kunnen slaan. Om explosies in het leidingsysteem te voorkomen is nu de vlamdover opgenomen.

6.5.1 Stoppen van de motor

Bij het stoppen van de motor hebben we over het algemeen twee mogelijkheden, enerzijds kunnen de hoge druk brandstofpompen elektrisch naar hun nul positie worden gedrukt, anderzijds kan dit met behulp van lucht gebeuren.

In ieder geval, stoppen van de motor wil altijd zeggen dat de regelstangen van de hoge druk brandstofpompen naar nulopbrengst worden bewogen. Zodra de hogedruk brandstofpompen geen brandstof meer leveren stopt de motor. Uiteraard is het dan de afweging hoe de motor gestopt wordt, de meest motoren draaien tegenwoordig op zware olie. Als de motor kortstondig uit bedrijf moet of gaat blijft de motor meestal op zware olie staan. Moet de motor voor langere tijd uit bedrijf, dan is het raadzaam de motor eerst over te zetten op dieselolie. Het leidingsysteem wordt dan gevuld met dieselolie, tevens zijn de brandstofpompen en de hogedruk leidingen naar de verstuivers allen gespoeld met dieselolie, wat het onderhoud makkelijker maakt. Verder is het dan minder moeilijk de motor in bedrijf te nemen, het nadeel van zware olie is namelijk dat zodra het afkoelt het minder goed verpompbaar is, de olie is dan dikker en heeft een hogere viscositeit. Tijdens starten kunnen er dan relatief hoge drukken in het systeem ontstaan en de verbranding is slecht.

6.6 Samenvatting

Het brandstofsysteem voor een mediumspeed motor draaiend op zware olie bestaat minimaal uit:

- Settlingtank
- Dagtank
- Lage druk boosterpompen
- Zuigfilters
- Persfilters, al dan niet automatisch
- Centrifuges
- Voorwarmers (Heaters)
- Viscositeitsmeter
- Hoge druk boosterpompen
- De benodigde temperatuurmeters en drukmeters
- Temperatuur en drukregelaars

Het smeeroliesysteem bestaat minimaal uit:

- Voorraadtank
- Smeeroliepompen
- Zuigfilters
- Persfilters, al dan niet automatisch
- Smeeroliekoelers
- Temperatuur en drukregelaars
- De benodigde temperatuurmeters en drukmeters

Een zoetkoelwatersysteem bestaat minimaal uit:

- Cilinderkoelwaterkoeler al dan niet gecombineerd met de spoelluchtkoelers
- Spoelluchtkoelers al dan niet gecombineerd met de cilinderkoelwaterkoeler
- Smeeroliekoeler
- Eventueel een voorziening voor warmte terugwinning
- De benodigde temperatuurmeters en drukmeters
- Temperatuur en drukregelaars

Een startluchtschema bestaat minimaal uit:

- Hoofdaanzetklep
- Aanzetklep in de cilinder
- Vlamdover
- Negatieve nokken
- Luchtvat
- Veiligheid op de torn
- De benodigde temperatuurmeters en drukmeters
- Temperatuur en drukregelaars

6.7 Vragen

- Maak een schets van een zware olie brandstofsysteem. In het systeem moet een automatisch filter opgenomen zijn.
- Maak een schets van een smeeroliesysteem.
- Maak een schets van een zoetkoelwatersysteem, doe dit voor een systeem met en een systeem zonder warmteterugwinning.
- Maak een schets van een startluchtsysteem.

7.0 Emissie

7.1 Algemeen

De wetgeving betreffende het milieu wordt steeds strenger en steeds verder aangescherpt. Tevens streven we steeds meer naar duurzaamheid en milieubesparende bedrijfsvoering, om deze reden is een behandeling van de vervuilende stoffen in het rookgas een must. Zure depositie is te wijten aan de uitstoot van voornamelijk een drietal stoffen, namelijk SO_2 (zwaveldioxide), NO_x (stikstofoxiden) en NH_3 (ammoniak). Andere milieubedreigende stoffen zijn CO_2 en vliegascdeeltjes. De natuurlijke emissie van deze stoffen is erg gespreid en levert geen problemen op. De niet natuurlijke emissie is veel minder homogeen verdeeld en leidt derhalve wel tot problemen.

SO_2 en NO_x zijn verbrandingsemissies, de emissie van NH_3 is onder meer afkomstig uit de intensieve veehouderij.

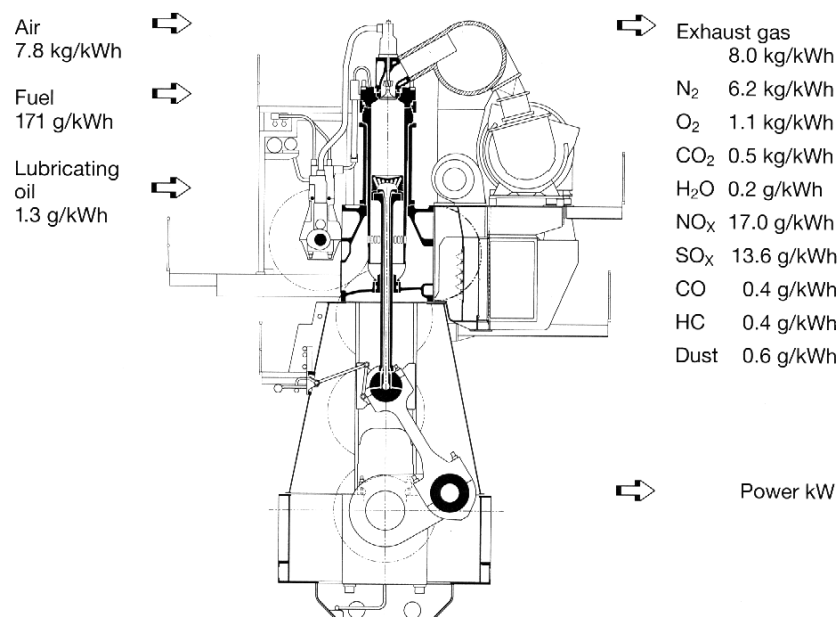
Zure regen wordt veroorzaakt door de uitstoot van deze zure producten, met als gevolg:

- het aantasten van de bossen
- verzuring van kalkarme meren, met gevolg, vissterfte
- verzuring van vennen, waardoor de vegetatie verandert
- daling van de landbouwopbrengst
- aantasting van monumenten en gebouwen
- aantasting van archieven
- aantasting via corrosie van allerlei materialen en installaties

Zure regen

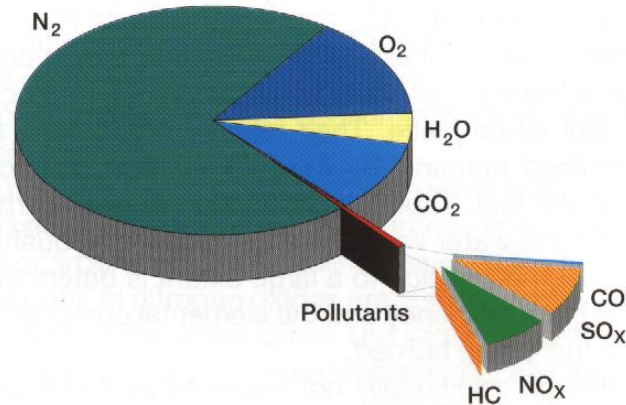
7.2 Schadelijke componenten in de rookgassen

Zware olie bestaat uit, Koolstof, Waterstof, Zwavel en as, dit laatste is het onbrandbare deel. Als we, uitgaande van deze wetenschap, nu kijken naar wat daadwerkelijk de uitstoot is van een motor draaiend op zware olie, dan is dit weergegeven op afbeelding 1.



Afbeelding 1. Samenstelling rookgassen uitgedrukt in gram/kWh.
Bron: Wärtsilä NSD.

Vaak wordt gedacht dat alle rookgassen zeer schadelijk zijn, nader onderzoek leert dat slechts een heel klein deel van deze rookgassen schadelijk voor het milieu zijn. Op afbeelding 2 is in de vorm van een taartpunt weergegeven hoe de daadwerkelijke samenstelling van de rookgassen van een dieselmotor draaiend op zware olie er uit ziet.



Afbeelding 2. Samenstelling rookgassen. Bron Wärtsilä NSD.

Uit afbeelding 2 blijkt dat slechts een heel klein deel van de rookgassen schadelijke bestanddelen bevatten.

Deze bestanddelen zijn:

- Koolwaterstoffen, HC
- Zwaveloxiden, SO_x , (SO_2 en SO_3)
- Koolmonoxide, CO
- Vliegasdeeltjes
- Stikstofoxiden, NO_x , (NO en NO_2)

7.2.1 Koolwaterstoffen

De koolwaterstoffen bestaan voornamelijk uit onverbrande deeltjes van brandstof en smeerolie. Eigenlijk is dit een diversiteit van verschillende stoffen, vaak worden deze producten dan ook afgekort weergegeven als C_xH_y . In de literatuur vinden we deze producten steeds meer onder de naam PIC's, dit is de afkorting van Products of Incomplete Combustion. Deze deeltjes zijn over het algemeen schadelijk voor de gezondheid. De hoeveelheid die van deze deeltjes door de motor uitgestoten worden zijn afhankelijk van een aantal factoren, te weten:

- Mate van verstuiwing van de brandstof
- Mate van verbranding
- Kwaliteit van de brandstof
- Mate van luchtvoorziening

Als dit alles goed is, zal de uitgestoten hoeveelheid minimaal zijn.

7.2.2 Zwaveloxiden

De Zwaveloxiden, SO_x , een verzamelnaam voor Zwaveldioxide, SO_2 , en Zwaveltrioxide, SO_3 , die door de motor uitgestoten worden zijn afhankelijk van de hoeveelheid zwavel die reeds in de brandstof aanwezig is. De smeerolie die in de motor circuleert zal een klein gedeelte van de Zwaveloxiden afvangen doordat de olie een bepaald BN nummer heeft, dus een bepaalde neutraliserende werking. De rest

van de zwaveloxiden gaat echter met de uitlaatgassen via de schoorsteen de atmosfeer in, tenminste als hier geen voorziening is getroffen.

Zwaveloxiden zijn tevens voor een groot gedeelte verantwoordelijk voor het fenomeen zure regen.

Zwaveloxiden kunnen zeer goed verwijderd worden uit de rookgassen, het nadeel is dat er een restproduct overblijft waar een afzet voor gevonden moet worden.

7.2.3 Koolmonoxide

Ook Koolmonoxide is een product van onvolledige verbranding. De vorming van CO is voornamelijk afhankelijk van de luchtvermaat voor de verbranding en daarmee ook de menging van de lucht met de brandstof. Van Koolmonoxide is bekend dat het zeer giftig is, de enige manier om het te verwijderen uit het rookgas is door middel van zogenaamde CO of CO₂ katalysatoren, deze zetten de gevormde CO om in het "ongevaarlijke CO₂". Bij dieselmotoren die goed onderhouden zijn is de vorming van CO zeer gering.

7.2.4 Vliegaseeltjes

Deze deeltjes bestaan uit een diversiteit van stoffen, zoals:

- Koolstof
- As
- Zware metalen
- Gecondenseerde zwaveloxiden
- Slijtage producten

Uit het bovenstaande is af te leiden dat de hoeveelheid van deze deeltjes die vrijkomt afhankelijk is van de samenstelling van de brandstof.

Deze deeltjes zijn ongeveer 1 micron in diameter, hierdoor zullen ze, eenmaal dat ze de schoorsteen verlaten hebben, met de lucht meegevoerd worden en op een plaats veel verder weg neerslaan.

7.2.5 Stikstofoxiden

Aangezien momenteel het grootste probleem met de uitstoot terug te vinden is in de NO_x uitstoot, wordt in deze paragraaf daar ruim aandacht aan besteed.

Ruim 62%, van de bij de verbranding, vrijkomende NO_x komt voor rekening van het wegverkeer. Ongeveer 30% komt voor rekening van stookinstallaties. De overige 8% komt vrij bij diverse chemische processen.

NO_x vorming:

NO_x is de optelsom van voornamelijk stikstofmonoxide NO (>95%) en in mindere mate stikstofdioxide NO₂ (<5%), die ontstaat bij het oxideren van stikstof tijdens het verbrandingsproces. De stikstof wordt met de verbrandingslucht aangevoerd, die voor circa 78 – 79 volume % uit stikstof bestaat. Deze stikstof is tijdens de verbranding in en rond de vlam aanwezig, maar doet niet mee aan de verbranding. De in de verbrandingslucht aanwezige zuurstof, 21 volume %, wordt tijdens de verbranding bijna volledig gebruikt.

Verkeer

Omdat men echter met een luchtvermaat werkt, blijft er in de rookgassen nog een ruime hoeveelheid zuurstof over. Tijdens de verbranding wordt voornamelijk NO gevormd terwijl NO₂ grotendeels wordt gevormd na de verbranding bij een lagere temperatuur in de dan gevormde rookgassen.

Geel/bruine rookgassen NO₂:

NO is een onzichtbaar gas, terwijl NO₂ een geel / bruin gekleurd gas is dat zichtbaar is in kleine concentraties. Deze typische kleur wordt zichtbaar wanneer de NO₂ emissie in de schoorsteen de circa 75 ppm overschrijdt.

Deze gele kleur is een indicatie voor de NO₂ hoeveelheid, maar is niet representatief voor de totale NO_x emissie zoals eerder is genoemd.

Hoewel NO₂ erg giftig en gevaarlijk voor de gezondheid is (MAC-waarde < 1 ppm), is de schadelijke werking: de enorme corrosie die het kan veroorzaken door verzuring van het leefmilieu.

Achtergrond:

Om aan de emissie-eisen van stikstofoxiden te voldoen, is een verdere behandeling van de rookgassen noodzakelijk. NO_x is een belangrijk verzurende component.

Van het element stikstof (N₂) bestaan meerdere oxiden. De bekendste die een rol spelen bij verbrandingsprocessen zijn stikstofmonoxide (NO) en stikstofdioxide (NO₂). Ze worden meestal gezamenlijk aangeduid met de formule NO_x.

NO_x staat voor NO en NO₂.

Er bestaan verschillende vormingsmechanismen voor NO_x.

- Oxidatie van stikstofverbindingen uit brandstof. Hierbij wordt voornamelijk NO gevormd. De NO_x die op deze wijze wordt gevormd heet brandstof NO_x.
- Directe oxidatie van moleculaire stikstof uit de lucht tijdens de verbranding. Hieraan wordt gerefereerd als thermische NO_x. Deze reactie is sterk endotherm (vraagt veel energie) en van de temperatuur afhankelijk en vindt voornamelijk plaats bij temperaturen boven 600 graden Celsius. Een hogere temperatuur leidt tot een verhoogde NO_x vorming.
- Prompt NO_x
Wordt evenals thermische NO_x gevormd uit stikstofmoleculen in de verbrandingslucht, met dit verschil dat de stikstof eerst met de koolwaterstoffen uit de brandstof reageert, waarna een verdere omzetting naar stikstofoxiden plaatsvindt.

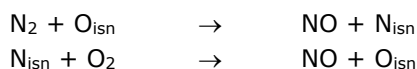
Verder worden er nog kleine hoeveelheden van onderstaande oxiden gevormd:

- distikstofmonoxide (N₂O, lachgas)
- N₂O₃, N₂O₄ en N₂O₅.

Radicalen

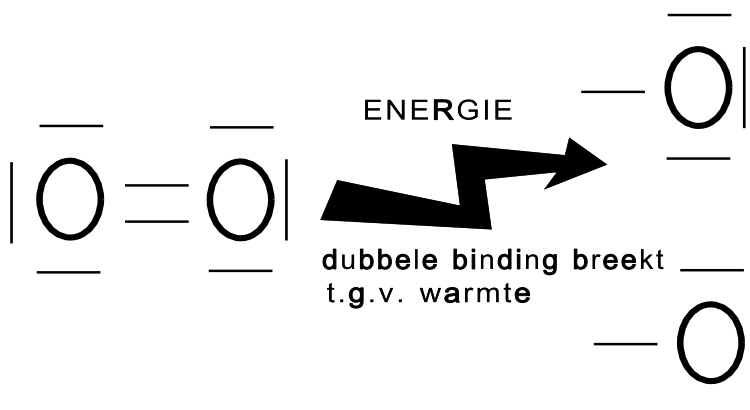
Bij de vorming van elke 'soort' stikstofoxide speelt de temperatuur een hoofdrol. Bij extreme energietoevoer kunnen uit moleculen zogenaamde **radicalen** ontstaan.

Radicalen zijn reactieve deeltjes die één elektron teveel of één elektron te weinig hebben, waardoor ze zeer snel reageren met andere moleculen.



O_{isn} zijn gevormde radicalen tijdens de verbranding.

Zuurstof streeft, zoals ieder gas, naar de edelgasconfiguratie waarbij acht elektronen in de buitenste schil aanwezig zijn. Hierbij ontstaat een onderling dubbele binding zoals afbeelding 3. Wanneer nu een grote hoeveelheid energie wordt toegevoerd aan het molecuul wordt de binding verbroken en is een radicaal ontstaan.



De zuurstofatomen hebben samen 8 elektronen in de buitenste schil, edelgasconfiguratie

Gevormde zuurstofradicalen

Afbeelding 3. Ontleding van zuurstofmoleculen in radicalen.

Edelgasconfiguratie

Deze zuurstof radicalen gaan zeer gemakkelijk een verbinding aan vanwege het streven naar een edelgasconfiguratie, waardoor uiteindelijk de NO_x ontstaat volgens de gegeven reactievergelijkingen, zie tabel 1. Hoe en waar NO_x vorming plaatsvindt en waar deze van afhankelijk is, wordt tevens op de volgende pagina weergegeven, waarbij ook is aangegeven welke chemische reacties hierbij plaatsvinden.

Stikstof-oxide		Plaats van vorming	Reactie	Voornaamste beïnvloedingsfactor NO _x -vorming
NO	Thermisch	Vlam Pre reaction zone	a. Uit de verbrandingslucht: $O+N_2 \rightarrow NO+N$ $N+O_2 \rightarrow NO+O$	Concentratie van zuurstof radicalen. Dit is weer afhankelijk van de verbrandingstemperatuur en tijd. Bij temperaturen > 600 °C
	Brandstof		b. Uit de brandstof: $N+OH \rightarrow NO+H$	Stikstof zit hier in gebonden vorm in de brandstof.
	Prompt	Vlam	$CN+H_2 \rightarrow HCN^*+H$ $CN+H_2O \rightarrow HCN^*+OH$ $CN+N_2 \rightarrow HCN^*+N$	Hoeveelheid gevormde zuurstofradicalen tijdens de verbranding. Overmaat lucht.
	Fuel	Vlam	Reactie met CN-componenten (zie boven) en andere onbekende componenten	Snelle afkoeling van de verbrandingsgassen door b.v. een gasturbine
NO ₂		Vlam	$NO+HO_2 \rightarrow NO_2+OH$	Temperaturen lager dan 650 °C. Zuurstofconcentratie en tijd
		Rookgas-kanaal en schoorsteen	$2NO+O_2 \rightarrow 2NO_2$	Zuurstofconcentratie, lichtsterkte (zon), luchtvervuiling en tijd.
		Atmosfeer	$NO_2 + Licht \rightarrow NO+O$ $NO+O_3 \rightarrow NO_2+O_2$	
* produceert NO _x				

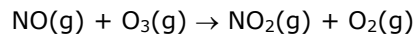
Tabel 1. Vorming van stikstofoxiden NO & NO₂.

Na afkoeling en met contact met lucht wordt NO langzaam in NO₂ omgezet.

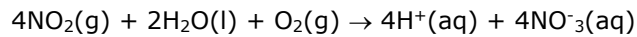
De bijdrage van de stikstofoxidenvorming via deze reactie in het proces van verbranding is naar verwachting gering. De stikstofoxiden worden voornamelijk gevormd uit reeds in de brandstof aanwezige stikstofverbindingen, die bij afbraak de stikstof in een voor zuurstof beter toegankelijke vorm beschikbaar stellen, de brandstof NO_x. De stikstofoxiden leveren een bijdrage aan verzuring van het milieu. De stikstofoxiden kunnen in de atmosfeer worden omgezet in schadelijke zure stoffen die de oorzaak zijn van "zure regen".

Ozon

Stikstofmonoxide in de atmosfeer wordt eerst met ozon omgezet in NO₂:



Vervolgens wordt het NO₂ via tal van reacties omgezet in salpeterzuur:



Salpeterzuur:

Dit salpeterzuur (HNO₃) komt in aanraking met waterdamp in de lucht, dat bij condensatie naar beneden komt als neerslag.

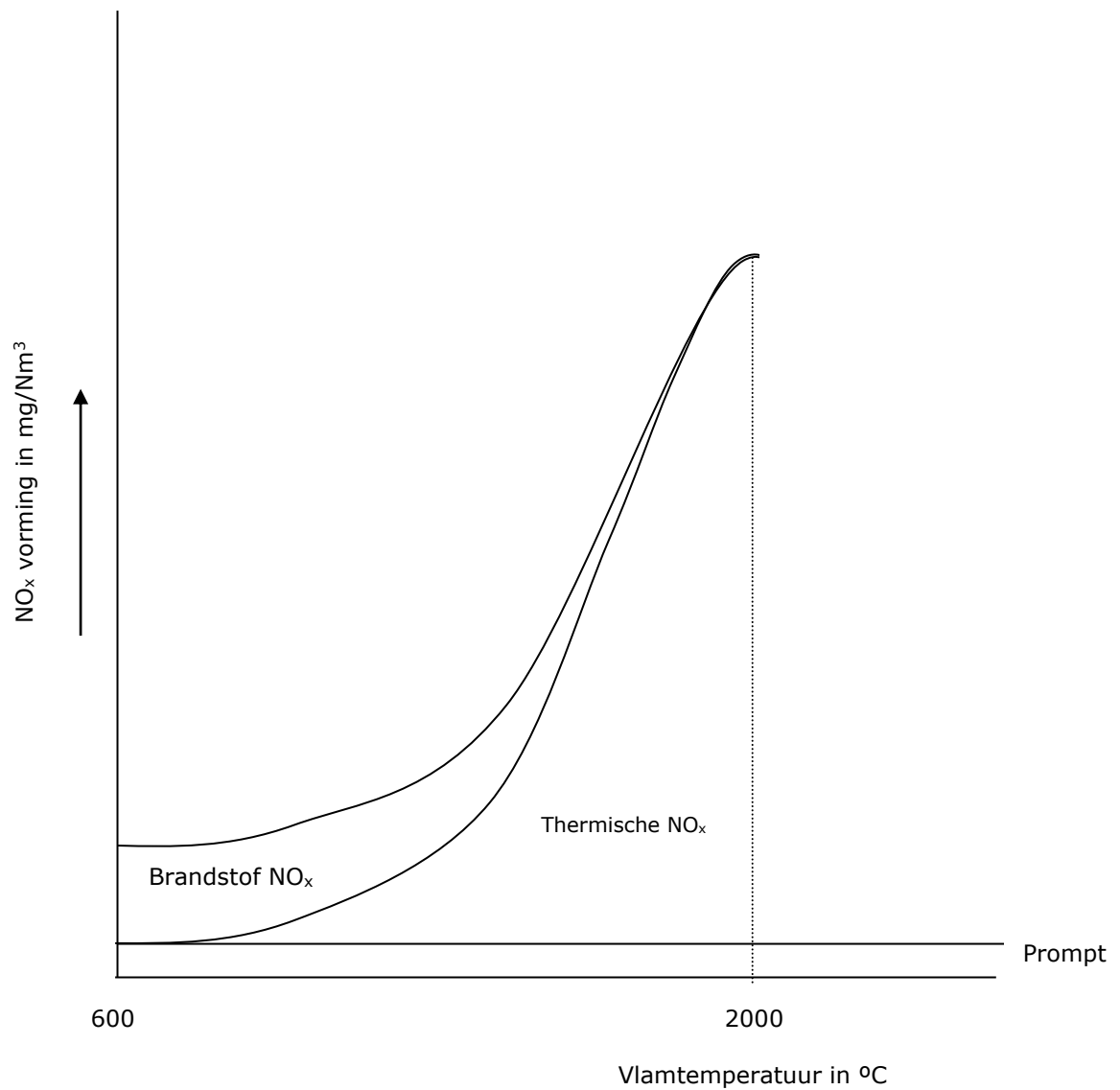
De ontstane "zure neerslag" vormt een bedreiging voor bossen, gewassen, oppervlakte- en grondwater.

We moeten er vanuit gaan, dat bij stoppen van de uitstoot van verzurende stoffen in Nederland, de hoeveelheid zure regen slechts met 25% zou verminderen. De rest van de verontreinigingen komt uit andere landen overwaaien. Daartegenover staat uiteraard dat maatregelen van onze kant ook de "zure neerslag" in onze buurlanden zou verminderen omdat 75% van de in Nederland uitgestoten NO_x naar onze buurlanden overwaait.

Samenvattend kunnen we zeggen dat de NO_x vorming afhankelijk is van een aantal parameters, te weten:

- de vlamtemperatuur
- de luchtfactor
- de vorm van de vlam
- de warmtebelasting van de verbrandingskamer
- temperatuur van de verbrandingslucht
- de geometrie van de verbrandingskamer
- de verblijftijd, deze is erg kort

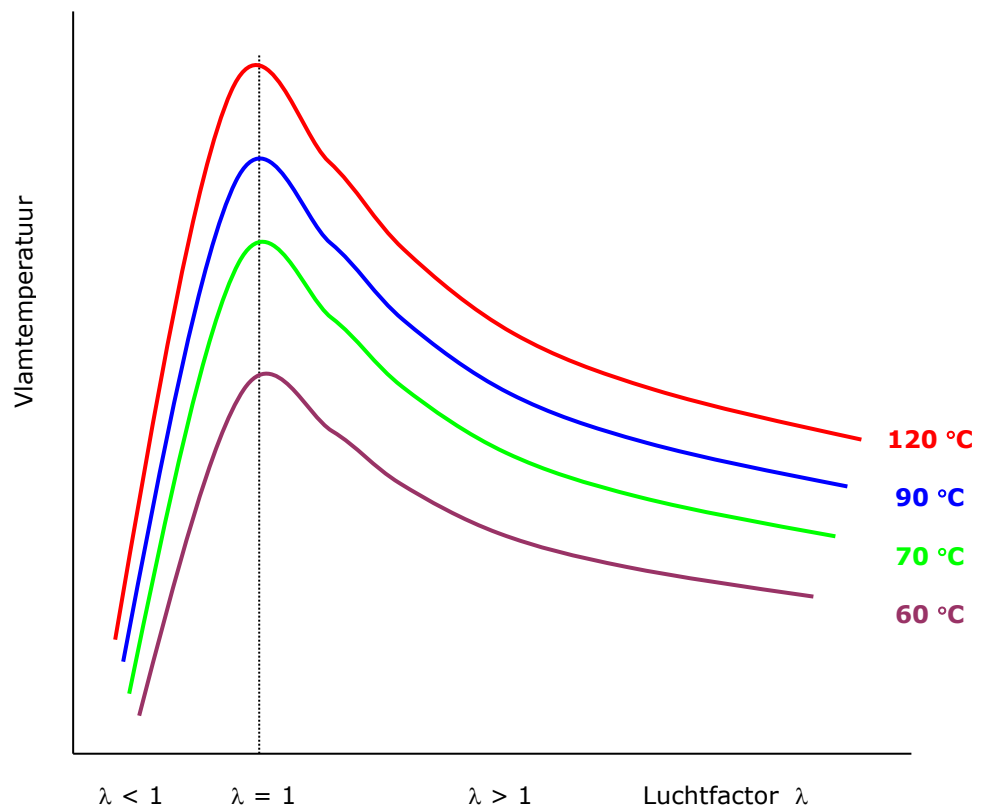
De belangrijkste oorzaak is echter de vlamtemperatuur. Op afbeelding 4 is de invloed hiervan te zien. Tevens is schematisch aangegeven hoe de verschillende soorten NO_x zich verhouden.



Afbeelding 4. NO_x vorming als functie van de vlamtemperatuur.

De grafiek leert ons dat bij toenemende vlamtemperaturen de NO_x productie toeneemt. We kunnen ons nu afvragen hoe we de vlamtemperatuur kunnen verlagen.

Op afbeelding 5 is te zien wat de vlamtemperatuur, dus de temperatuur in de motorcilinder doet bij wijzigende luchtfactor en bij wijzigende spoelluchttemperatuur.



Afbeelding 5. De vlamtemperatuur als functie van de luchtfactor.

Op de horizontale as van de grafiek is de luchtfactor uitgezet. Bij een luchtfactor gelijk aan 1 blijkt de hoogste vlamtemperatuur te ontstaan. Als de spoelluchttemperatuur, deze staat rechts in de grafiek, hoger wordt, wordt tevens bij gelijkblijvende luchtfactor de vlamtemperatuur hoger. Uit deze grafiek blijkt dat bij toenemende en afnemende luchtfactor de vlamtemperatuur zal dalen. Een dalende vlamtemperatuur is gunstig voor de beperking van de NO_x uitstoot, zie afbeelding 4, maar tevens slecht voor het rendement. Verder is een luchtfactor kleiner dan 1 zeer ongewenst, hierdoor ontstaat onvolledige verbranding met de vorming van Koolmonoxide.

Dit is enkel maar bedoeld als voorbeeld, aangetoond is echter dat, uitgaande van een bestaand situatie, bij een afnemende luchtfactor de vlamtemperatuur in eerste instantie toeneemt. Als echter de luchtfactor, *voor de verbranding*, kleiner wordt dan 1, dan daalt de vlamtemperatuur, als gevolg van zuurstofgebrek.

Vlamtemperatuur verlaging:

De temperatuur van de vlam kan in principe op drie manieren worden verlaagd, te weten:

- verhoging van de luchtfactor
- drastische verlaging van de luchtfactor *voor de verbranding*
- Bij kleine motoren het toepassen van rookgasrecirculatie, waardoor het zuurstofpercentage afneemt en de verbranding slechter wordt

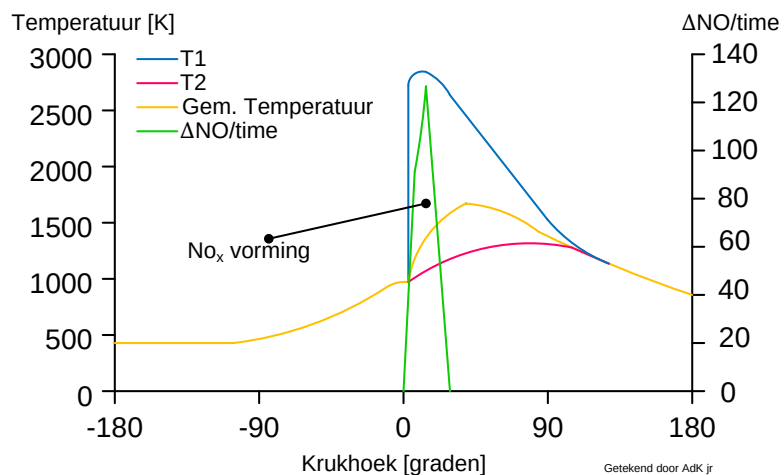
7.3 Primaire maatregelen ter beperking van emissie

In dit hoofdstuk zullen we ingaan hoe we deze uitstoot primair zo veel mogelijk kunnen beperken.

De motorfabrikanten hebben zich tot nu toe enkel toegelegd op de primaire beperking van de vorming van NO_x , immers de andere genoemde stoffen zijn niet te beperken daar ze puur afhankelijk zijn van de samenstelling van de brandstof.

In een vorige paragraaf hebben we gezien dat de beperking van NO_x te vinden is in vlamtemperatuurverlaging.

Onderzoek aan motoren heeft aangetoond dat de vorming van NO_x geschiedt tijdens het injecteren van brandstof, op afbeelding 6 is dit grafisch weergegeven.



Afbeelding 6. Het tijdstip van vorming van NO_x .

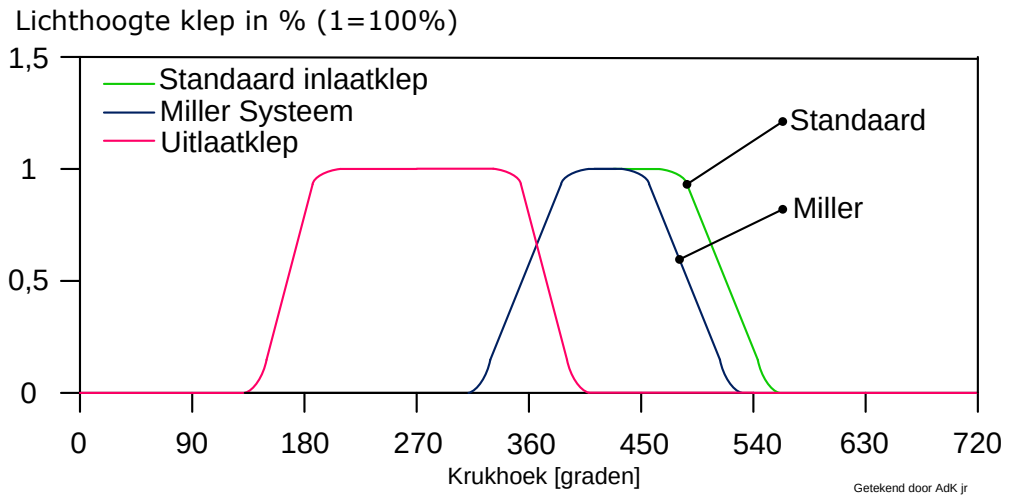
Op de afbeelding is duidelijk te zien dat de NO_x gevormd wordt tijdens het injecteren van de brandstof. Dit gebeurt in een zeer kort tijdsbestek.

Een manier om de vlamtemperatuur te drukken is om bij vierslag dieselmotoren gebruik te maken van het zogenaamde Miller Supercharging systeem. Bij dit systeem sluit men de inlaatklep voor het Onderste Dode Punt, hierdoor is nog een "onderdruk" in de cilinder aanwezig. De lucht expandeert nog iets waardoor deze afkoelt, het gevolg hiervan zal zijn dat de eindcompressie temperatuur lager is dan normaal en daarmee ook de verbrandingstemperatuur. Het systeem is niet nieuw, het dateert van 1954.

Doordat de inlaatklep voor ODP sluit moet de drukvulgroep veel meer lucht leveren, er is nu minder tijd beschikbaar om de cilinder te vullen.

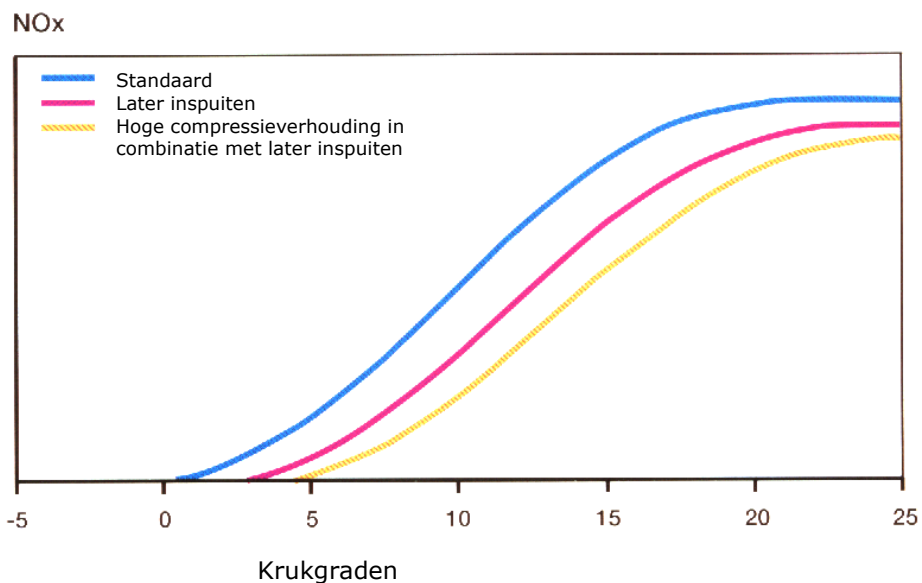
Een dergelijk systeem is weergegeven op afbeelding 7.

Door Wärtsilä NSD wordt dit systeem reeds op veel motoren met succes toegepast.



Afbeelding 7. Miller Supercharging systeem.

Een andere manier om de NO_x vorming te beperken is het later inspuiten van brandstof, dit leidt wel tot lagere drukken en lagere drukken leiden weer tot een rendementdaling. Het systeem wordt wel toegepast bij tweeslag motoren. Het kenmerkende van dit systeem is dat het specifiek brandstofverbruik stijgt met ongeveer 3 gram/kWh terwijl de NO_x reductie oploopt tot 25 procent.



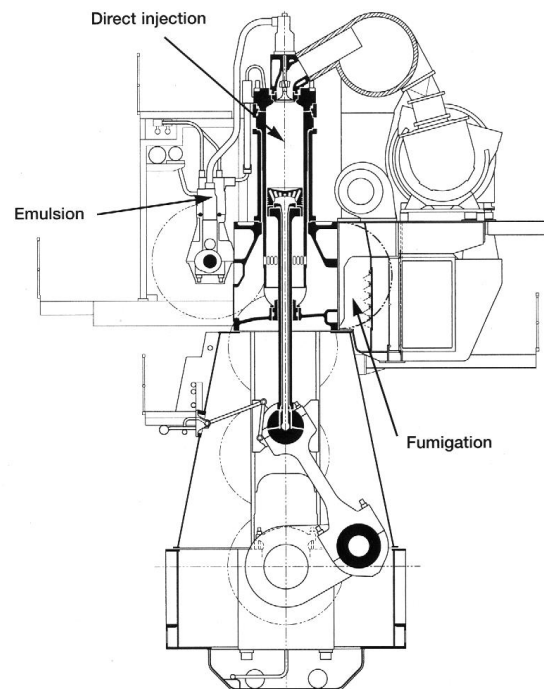
Afbeelding 8. Later inspuiten.

Een derde systeem dat zowel bij tweeslag als bij vierslag motoren wordt toegepast is het inspuiten van water. Als water gelijktijdig met maar afzonderlijk van de brandstof wordt ingespoten, zal het water verdampen. Als gevolg van dit verdampen zal warmte onttrokken worden aan het verbrandingsproces. Het gevolg hiervan is dat de temperatuur daalt.

We kennen hier een paar manieren van inspuiten:

- Een emulsie van water en brandstof via de hogedruk brandstofpomp
- Waterdamp vernevelen via het spoelluchtkanaal
- Direct inspuiten, met een aparte nozzle

Een schema is weergegeven op afbeelding 9, terwijl een aparte waterinjectie nozzle is weergegeven op afbeelding 10.



Afbeelding 9. Vormen van waterinjectie.



Afbeelding 10. Verstuivernozzle met aparte waterinjectie.

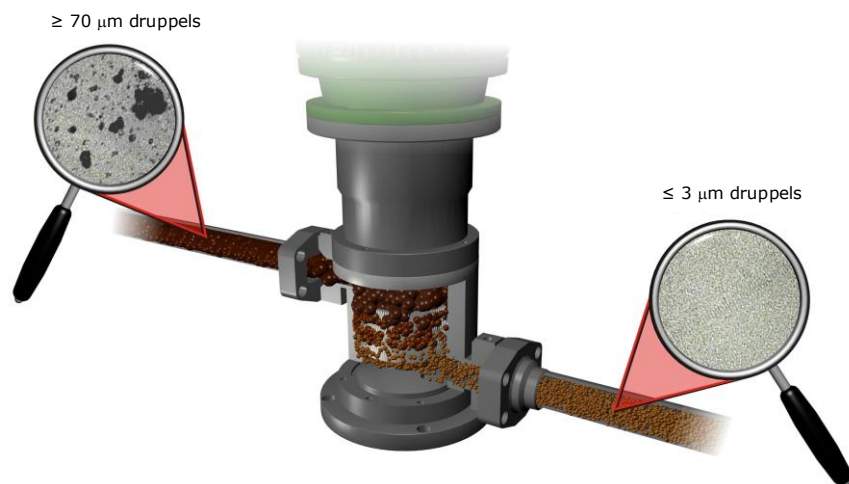
Nadeel van al de genoemde manieren ter beperking van NO_x , is altijd dat het specifiek brandstofverbruik toeneemt.

7.3.1 Emulsie met behulp van een homogeniser

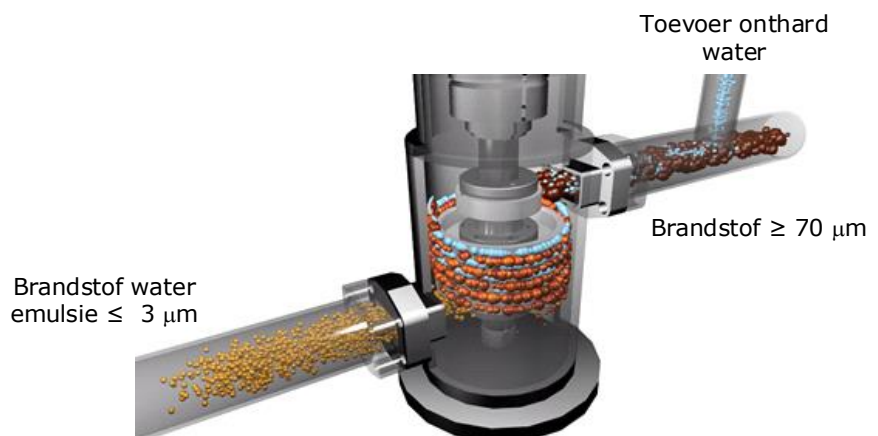
Zware stookolie is een afvalstroom van het raffinageproces, die clusters van asfaltenen en complexe koolwaterstofverbindingen bevat. Een gemiddelde zware stookoliedruppel is ongeveer 70 micron groot.

Zware stookolie moet behandeld worden, voordat het bruikbaar wordt in motoren. Deze behandeling bestaat uit verhitten en verpompen van de brandstof. Door het verhitten en onder druk zetten zal het gemiddelde gewicht en de grootte van het brandstofdruppeltje veranderen. Deze verandering heeft een negatieve impact op de verbranding.

Met de door IPCO Power ontwikkelde homogeniser, zie afbeelding 11, worden de 70 micron grote brandstofdruppeltjes gereduceerd naar 3 micron. Hoe kleiner het brandstofdeeltje, hoe meer contactoppervlakte met zuurstof en hoe beter de verbranding.

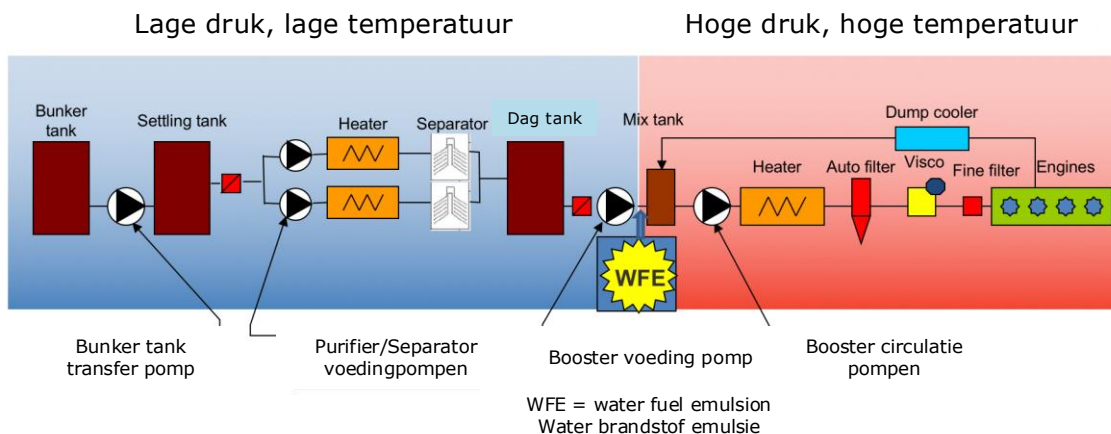


Afbeelding 11. Homogeniser zonder water injectie. Bron: IPCO Power.



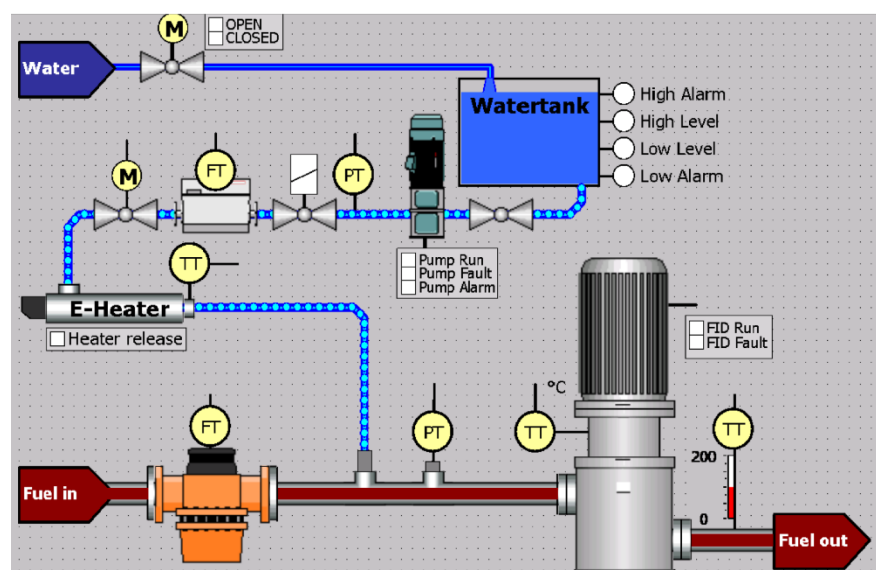
Afbeelding 12. Homogeniser met water injectie. Bron: IPCO Power.

De homogeniser bestaat uit een rotor die in een trommel draait, deze verkleint de brandstofdeeltjes van 70 μm tot 3 μm . Hierdoor wordt er tijdens de verbranding een groter contactoppervlak gegenereerd tussen de zuurstof uit de verbrandingslucht en de brandstof. Dit resulteert in een betere verbranding. Als er vóór de homogeniser tevens water wordt toegevoerd, dan wordt er een emulsie gemaakt. Het water zal in de verbrandingsruimte omgezet worden in stoom, hierdoor zal de verbrandingstemperatuur enigszins dalen wat op zijn beurt weer resulteert in een vermindering van de NOx.



Afbeelding 13. Systeemoverzicht. Bron: IPCO Power.

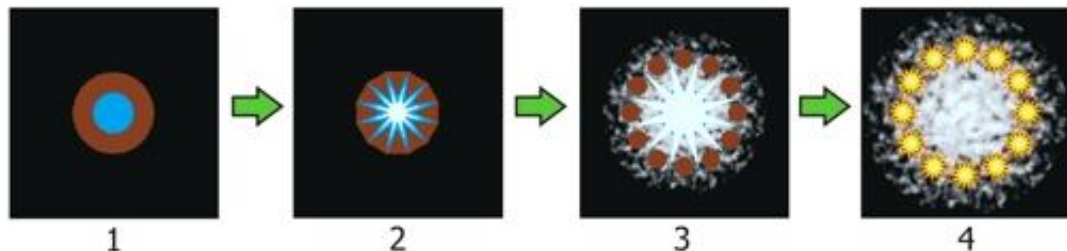
Op de afbeeldingen 13 en 14 is een systeem overzicht weergegeven. Op afbeelding 13 is de plaats van de homogeniser weergegeven door de tekst WFE, op afbeelding 14 is een schema weergegeven zoals het op het scherm van de installatie te zien is.



Afbeelding 14. Systeemoverzicht. Bron: IPCO Power

Het water dat gebruikt wordt om met de brandstof te mengen, dient water te zijn dat door een verdamperinstallatie aan boord of een Omgekeerde Osmose unit, RO, gemaakt is. Dit om kalkafzetting in het systeem en schade aan hogedruk brandstofpompen te voorkomen.

Op afbeelding 15 is weergegeven hoe een brandstofdruppel reageert in de verbrandingskamer.



Afbeelding 15. Verbranding. Bron: IPCO Power

Legenda behorende bij afbeelding 15.

1. Water/brandstofemulsie bij intrede cilinder.
2. Verdamping van water tijdens de compressie in de verbrandingskamer.
3. Het water wordt omgezet in stoom.
4. Door de kleinere brandstofdruppels ontstaat een betere verbranding. De vorming van stoom verlaagt de verbrandingstemperatuur enigszins, wat resulteert in minder NOx vorming.

Metingen aan boord van schepen hebben uitgewezen dat als enkel de homogeniser wordt gebruikt er een brandstofbesparing van 1,2 % verwezenlijkt kan worden. Als er ook water wordt toegevoerd, met dien verstande dat dit niet meer dan 10% water bedraagt ten opzichte van de hoeveelheid brandstof, dan kan nog eens 0,8 % brandstofbesparing worden bereikt.

2% besparing

Kortom, in totaal kan een brandstofbesparing verkregen worden van 2 % en tevens minder NOx uitstoot.

Als er met MGO, Marine Gas Oil, gewerkt wordt dan dient er een additief aan het systeem te worden toegevoegd.

7.4 Secundaire maatregelen ter beperking van de emissie

7.4.1 Secundaire beperking van SO_x

Een manier om SO_x uit de rookgassen te verwijderen is door gebruik te maken van zogenaamde waskolommen, de natte rookgasreiniging. Een voorbeeld van een dergelijke installatie is weergegeven op afbeelding 16.

Deze waskolom bestaat uit een adsorptiezone een oxidatiezone en een neutralisatiezone.

De absorptiezone:

De absorptiezone bestaat uit 6 boven elkaar liggende sproeiniveaus, die ieder met verstoppingvrij functionerende spiraalsproeiers zijn uitgerust. Een sproeiniveau bestaat uit in totaal 3 afzonderlijke sproeiers, die speciaal voor deze toepassing van een grote vrije doorgang zijn voorzien.

Het ongereinigd rookgas komt aan de onderkant in de SO₂-wasser terecht en doorstroomt zoals gezegd in tegengestelde richting de wassuspensie, die in de absorbeerruimte wordt gespreid. Hierbij komen het rookgas en de wassuspensie intensief met elkaar in aanraking. Het rookgas verlaat de wasser nadat het een tweetraps druppelafscheider doorstroomd heeft, die als lamellenafscheider uitgevoerd is.

De reacties van de componenten die aan de rookgasontzwaveling deel nemen, vinden in de vloeibare fase plaats.

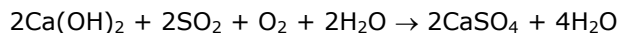
In principe verlopen de processen als volgt:

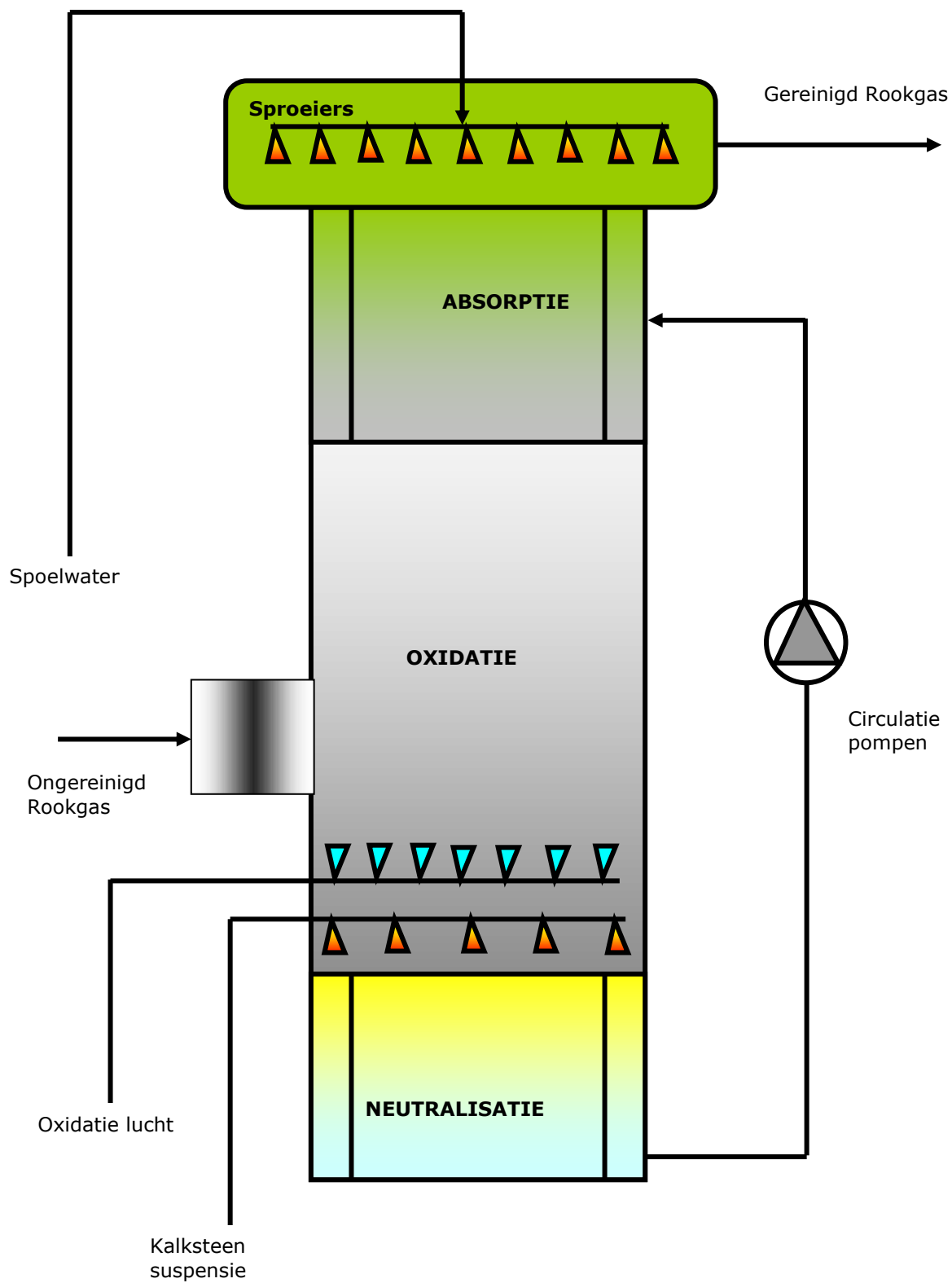
Oplossing van SO₂:

Komt het gasvormige SO₂ met water in aanraking, dan lost het daar gedeeltelijk in op, waarbij H⁺ en HSO₃⁻-ionen gevormd worden. Hoe hoger de H⁺-ionenconcentratie is, hoe minder SO₂ door het water kan worden opgenomen.

Neutralisatie:

Voor de neutralisatie wordt kalkmelk, Ca(OH)₂, (10-15 gew. %) gebruikt, wat tot de volgende basisformule leidt:





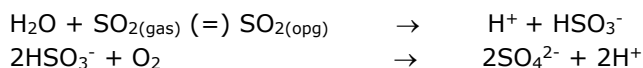
Afbeelding 16. Sproeiabsorber.

Oxidatiezone:**Oxidatielucht**

De in de absorptiezone gesproeide wasvloeistof verzamelt zich in de wasser onder de gasinstroom, die procestechnisch in twee zones is onderverdeeld. Via een luchtverdelingssysteem wordt oxidatielucht in tegengestelde richting door de wasvloeistof geleid. Vervolgens vermengt de oxidatielucht zich met het rookgas. De zones worden door verschillende pH-waarden gekenmerkt.

De wasvloeistof, dat zich in de oxidatiezone bevindt, heeft een aanzienlijk lagere pH-waarde dan bij de intrede in de absorptiezone, omdat het deels met H^+ -ionen beladen is.

De reactievergelijkingen luiden:



In dit verband is het van belang om pH-waarden van minder dan 5,5 aan te houden, zodat vermeden wordt dat het bijna onoplosbare $CaSO_3$ ontstaat.

Om deze reden wordt de pH-waarde aan het einde van de oxidatiezone gemeten.

Om geen te hoge pH waarde te krijgen, waardoor het bedrijf belemmerd zou worden, wordt er alleen kalkmelk aan de wasserbuffer toegevoegd als er genoeg halogenen aanwezig zijn. Een tweede pH meting, die tegelijkertijd als reserve meting dient, is in de circulatieleiding ondergebracht. Hier kan direct de uitwerking van de kalkmelktoevoer gecontroleerd worden.

De vaste stof in de wasvloeistof bestaat bijna uitsluitend uit gipskristallen, waarop het zich vormende gips meteen weer afzet.

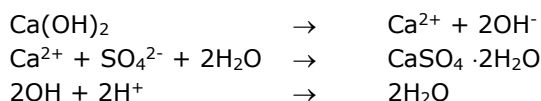
Neutralisatiezone:

De wasvloeistof stroomt langs de verdringer en oxidatieluchtpijpen de neutralisatiezone in. De verdringerpijpen bedekken circa de helft van de diameter. De snelheid van de wasvloeistof wordt gedwongen verhoogd, waardoor een terugmenging tussen de neutralisatiezone en de oxidatiezone onmogelijk wordt gemaakt. Vlak aan de onderzijde van deze ruimte met verhoogde stroomsnelheid wordt de waterige additiefsuspensie zodanig toegevoegd dat er een intense vermenging zonder extra roerwerken plaatsvindt. De tangentiaal aangebrachte kalkmelksproeiers beschikken over een mantelpijp waar continu zogeheten stuwwater uit de circulatieleiding door stroomt.

Door de toevoeging van het additief aan de aanvankelijk nog zure wasvloeistof worden overtollige Halogenen verwijderd, zodat de pH-waarde toeneemt.

Oplosbaarheid

Het oplosbaarheidproduct $K = (Ca^{2+}) \cdot (SO_4^{2-})$ wordt overschreden en de vaste $CaSO_4$ slaat neer.



Vloeistofcirculatie:

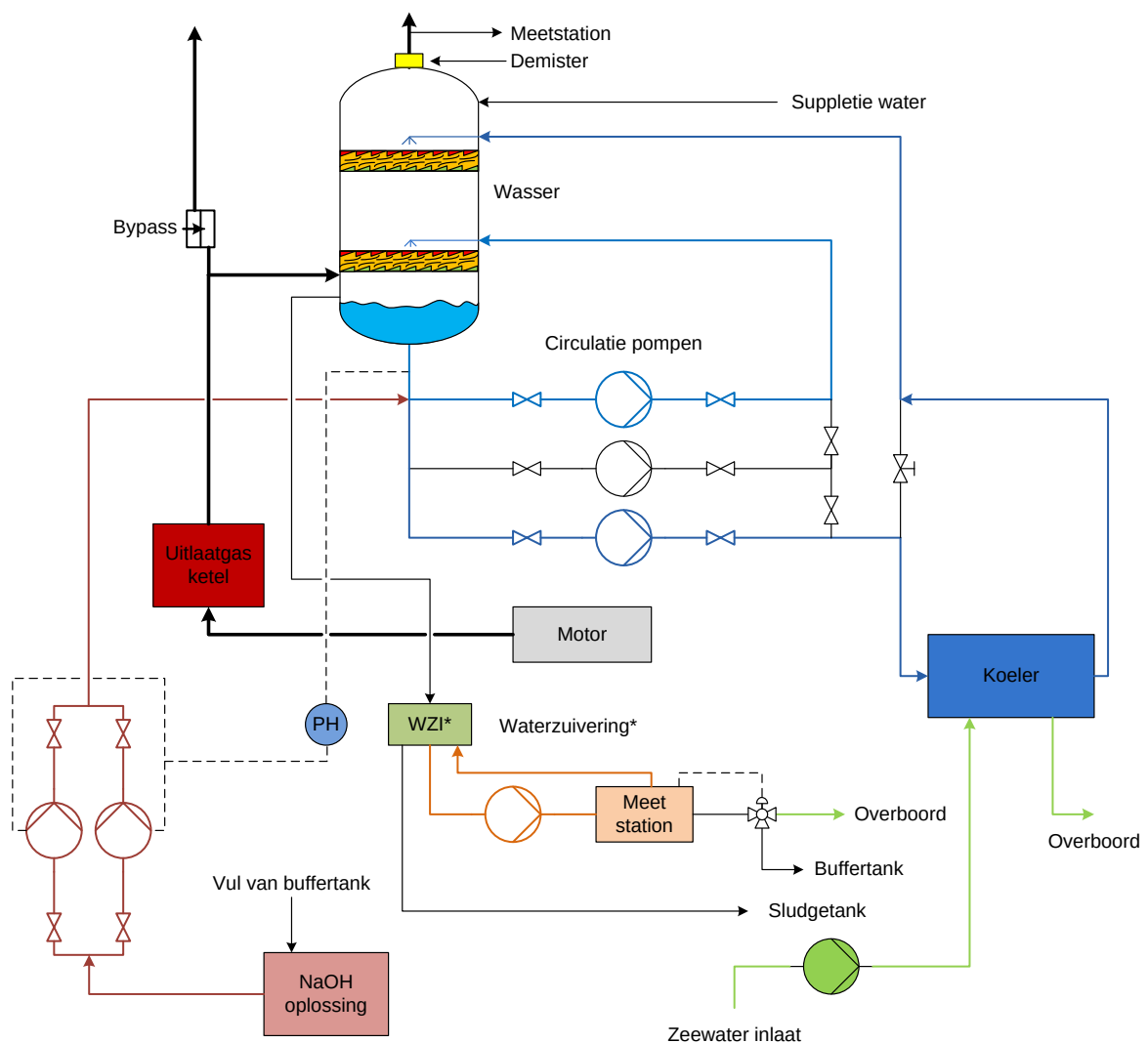
De in de waterbuffer geneutraliseerde wasvloeistof wordt met behulp van de pompen naar de sproeiniveaus in het absorptiegedeelte getransporteerd.

Dankzij de speciale opstartschakeling en de goede positionering van de pijpleidingen kan de totale wasvloeistof bij het stopzetten van de reinigingslijn in het systeem blijven. Roerwerken zijn niet nodig.

Bij het opstarten wordt via een circulatiepomp vloeistof vanuit het bovenste gedeelte van de buffer in het onderste gedeelte geperst en daarmee mengen zich de gesedimenteerde vaste stoffen. Dit terugspoelproces is na circa 5 minuten beëindigd. Vervolgens worden de pompen zonder te stoppen op het normale circulatiebedrijf omgeschakeld.

7.4.2 De SO₂ wasser aan boord van schepen

Het in dit hoofdstuk beschreven stuk over SO_x verwijdering behandelt een systeem dat door Wärtsilä is ontwikkeld. Het systeem is gemaakt voor brandstoffen tot maximaal 3,5% Zwavel. Het rendement voor de SO_x verwijdering bedraagt 97,15%.



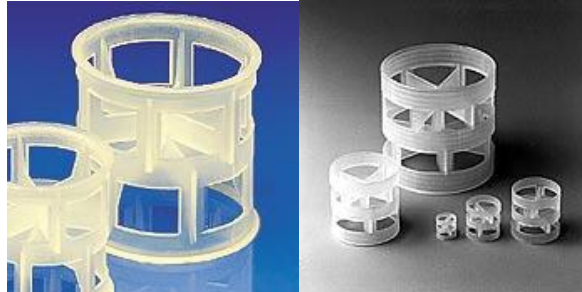
Afbeelding 17. Schema SO_x wasser met toebehoren. Bron: Wärtsilä

In het getekende schema staat de wasser op één motor aangesloten, dit wordt dan een "main stream scrubber" genoemd, als er meerdere motoren, bijvoorbeeld de hoofdmotor, hulpmotoren en een hulpketel op dezelfde wasser zijn aangesloten spreken we van een "integrated scrubber". Het enige verschil met de twee systemen is dat de "integrated scrubber" voorzien is van één of twee extractieventilatoren. Het systeem is geschikt voor zowel nieuwbouw als voor bestaande schepen, de wasser kan zelfs aan dek opgesteld worden.

Het rookgas dat de motor verlaat wordt, bij voorkeur, eerst door een uitlaatgassenketel geleid. Hier worden de rookgassen al op een lagere temperatuur gebracht. Dit is in het voordeel voor de SO_x wasser omdat er anders erg veel water verdampt in de wasser. Na de uitlaatgassenketel treden de rookgassen de wastrap tangential binnen. Het rookgas komt net boven het vloeistofniveau van de wasser uit. De wastrap is uitgerust met drie circulatiepompen waarvan er steeds twee in bedrijf zijn. Een pomp zuigt uit de natte sumptank en perst het rechtstreeks, via sproeiërs, terug de wastrap in, terwijl de tweede pomp het water uit de natte sumptank via een met zeewater gekoelde koeler terug de wastrap in pompt. Op deze manier wordt het circulatiewater op een zo laag mogelijke temperatuur gehouden. Zo laag mogelijk wil zeggen, ongeveer 65 °C. Het koelen van het rookgas in de wastrap geschiedt door middel van verdamping. Het verdampende water onttrekt warmte aan het rookgas. Het is van belang voor de juiste werking van de wastrap dat deze zo koud mogelijk blijft. Water heeft de eigenschap dat bij lage temperaturen er meer gas in kan worden opgelost dan bij hogere temperaturen.

65 °C

Verder is de wastrap voorzien van twee gepakte bedden, deze bedden zijn voorzien van zogenaamde Raschig ringen of Pall ringen.



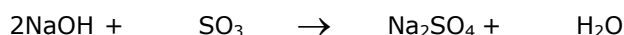
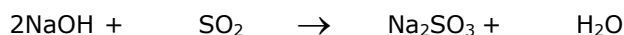
Afbeelding 18. Links een Raschig ring en rechts een Pall ring.

Het water dat uit de sproeiërs komt wordt in eerste instantie fijn verneveld, waarna het over de gepakte bedden vloeit. Hierdoor wordt een zeer groot aanrakingsoppervlak verkregen, waardoor het rendement van de wastrap hoog is.

Omdat er als gevolg van verdamping water uit het systeem verdwijnt en het niveau van de natte sumptank gehandhaafd moet blijven, wordt suppletiewater toegevoerd.

De zuurtegraad van het circulatiewater, de pH, wordt constant gemeten en op een bepaalde waarde gehouden met behulp van NaOH, Natronloog. Hiertoe zijn in het systeem een NaOH tank, twee NaOH doseerpompen en een pH regeling opgenomen.

In de wastrap wordt de SO_x dat eigenlijk een verzamelnaam is voor SO_2 en SO_3 volgens onderstaande vergelijkingen gebonden.



Het Na_2SO_3 en het Na_2SO_4 zijn in werkelijkheid in ionvorm in het water aanwezig. De beide stoffen zijn namelijk zeer goed oplosbaar in water.

Als NaOH in water opgelost wordt gaat dit als volgt:



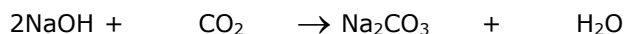
De natriumionen gaan nu met de zwaveloxiden de volgende reactie aan:



In werkelijkheid zijn deze vergelijkingen veel complexer, echter om het geheel overzichtelijk en begrijpbaar te houden zijn ze eenvoudig gehouden.

PH 6,1 – 6,4

Het is aan te bevelen de pH in de basische trap tussen de 6,1 en 6,4 te handhaven. Dit heeft puur te maken met de afvangst van CO_2 , komt de pH namelijk op 6,5 of hoger dan wordt het aanwezige CO_2 in het rookgas afgevangen volgens:



Omdat het milieu in de wastrap zuur is dient de wastrap vervaardigd te zijn van corrosiebestendig materiaal. Voordat het rookgas de wastrap verlaat worden de laatste aanwezige druppeltjes vloeistof verwijderd met behulp van een demister of druppelvanger.

Aanwezige stofdeeltjes in het rookgas, vliegaf, worden tevens in de wastrap afgevangen.

Het waswater wordt vervolgens uit de natte sumptank naar de waterzuivering gevoerd. Hier wordt het gevormde slib naar de sludgetank afgevoerd en kan later de wal op worden gegeven. Vanuit de waterzuivering kan het gereinigde water of overboord gepompt worden of, in gebieden waar een "nul" emissie geldt, naar een buffertank worden gepompt.

Als er op zwavelvrije brandstof wordt gedraaid, kan de wastrap op de bypass gezet worden.

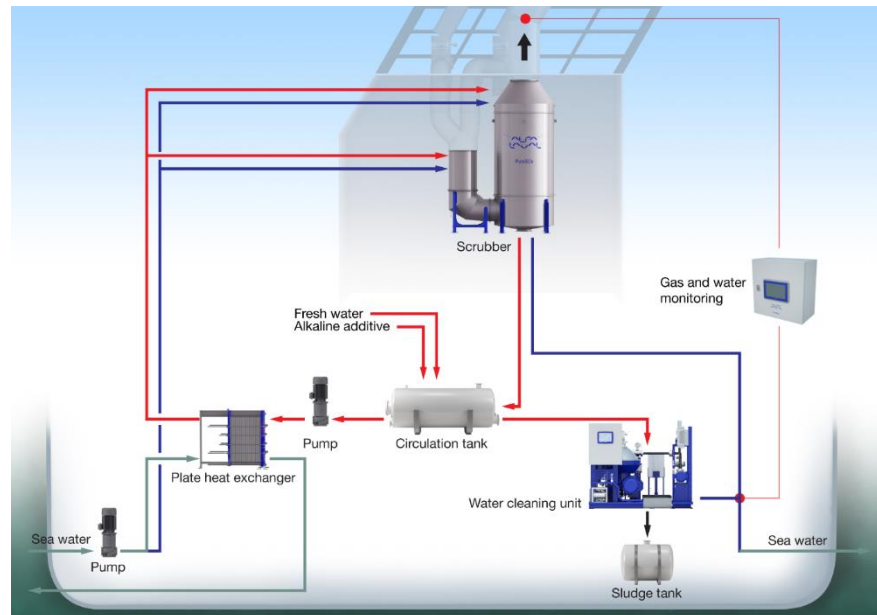
7.4.2.1 De SO₂ wasser aan boord van schepen, Alfa Laval

Open-loop

Om SO_x uit de rookgassen te verwijderen heeft Alfa Laval het PureSO_x systeem ontwikkeld. Deze manier van reinigen is ook met behulp van een natte wastrap, scrubber, maar dit kan enerzijds met zeewater gebeuren en anderzijds met zoetwater.

Bij dit systeem kunnen we de SO_x verwijderen volgens het open-loop systeem of via het closed-loop systeem. In een zogenaamde hybride systeem zijn beide systemen aanwezig.

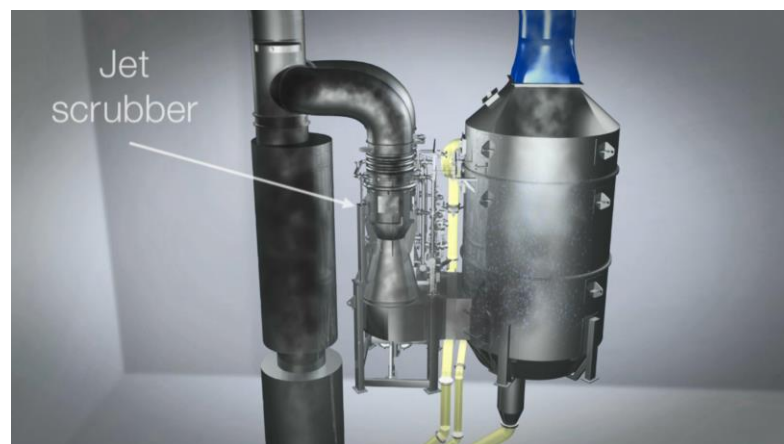
Het hybride systeem van Alfa Laval is weergegeven op afbeelding 19.



Afbeelding 19. Hybride uitvoering SO_x wasser. Bron: Alfa Laval.

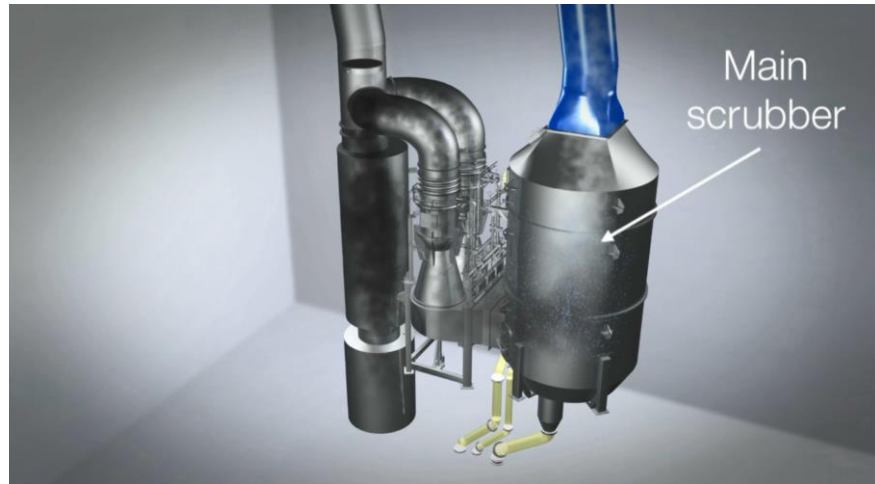
Jet scrubber, quench

De blauwe leiding geeft het open-loop systeem weer. Hier wordt zeewater rechtstreeks aan de wastrap (scrubber) toegevoerd. In de wastrap, die eigenlijk uit twee gedeelten bestaat, de quench of de Jet scrubber, en de wastrap zelf, wordt het water verneveld en de aanwezige SO_x in het rookgas zal, afhankelijk van de pH van het zeewater, meer of minder oplossen. In de quench wordt het rookgas gekoeld en een deel van de SO_x lost hier al in het water op.



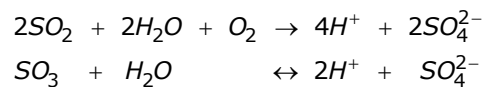
Afbeelding 20. De Jet scrubber, quench, en de wastrap. Bron: Alfa Laval.

Nadat de rookgassen de jet scrubber en de wastrap doorlopen hebben en gereinigd zijn van SOx verlaten ze de installatie via de schoorsteen. Bij het open-loop systeem wordt zeewater gebruikt, het zeewater met daarin de opgeloste SOx wordt in gebieden waar dit mag overboord gepompt.



Afbeelding 21. De wastrap. Bron: Alfa Laval.

Bij het open-loop systeem worden geen chemicaliën toegevoegd, de reactievergelijking is dan als volgt:

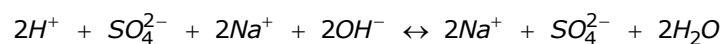


Closed-loop

In gebieden waar geen water met daarin SOx en andere verontreinigingen overboord mogen worden gepompt, wordt overgeschakeld naar het closed-loop system, dat zijn de rode lijnen in afbeelding 19. Hierbij wordt gebruik gemaakt van zoetwater met additieven zoals NaOH (Natriumhydroxide). Om het water meerdere malen te gebruiken moet het behandeld worden, het moet gekoeld worden, gereinigd en de pH moet geregeld worden. Verder moet er regelmatig water uit het systeem gespuid worden en dit moet weer aangevuld worden met suppletiewater.

Het gespuide water wordt via een separator gereinigd en afgevoerd, dat wil zeggen, de sludge gaat naar een aparte sludgetank, en het water wordt hergebruikt in het systeem.

Bij het closed-loopsysteem is de vergelijking als volgt:



7.4.3 Secundaire beperking van vliegasjeeltjes

Een manier om deze deeltjes uit het rookgas te verwijderen is met zogenaamde Elektrostatistische filters, een voorbeeld hiervan is weergegeven op afbeelding 22.

Enkele belangrijke eigenschappen van een elektrostatistische afscheider zijn:

- een hoog tot zeer hoog rendement
- geschiktheid voor verwerking van zeer grote gasstromen
- toelaatbaarheid van een hoge temperatuur van het gas
- een laag drukverlies in de gasstroom

Elektrostatistische afscheiders worden als procesapparaat en als emissiebeperkende techniek toegepast. Bij elektrostatistische afscheiders die als emissiebeperkende techniek bij grote industriële toepassingen worden gebruikt, wordt zowel oplading als afscheiding van deeltjes uitgevoerd in hetzelfde elektrische veld (ééntrapsfilter). Daarnaast bestaan ook de zogenaamde tweetraps elektrostatistische afscheiders, waarbij oplading en afscheiding in afzonderlijke elektrische velden plaatsvinden.

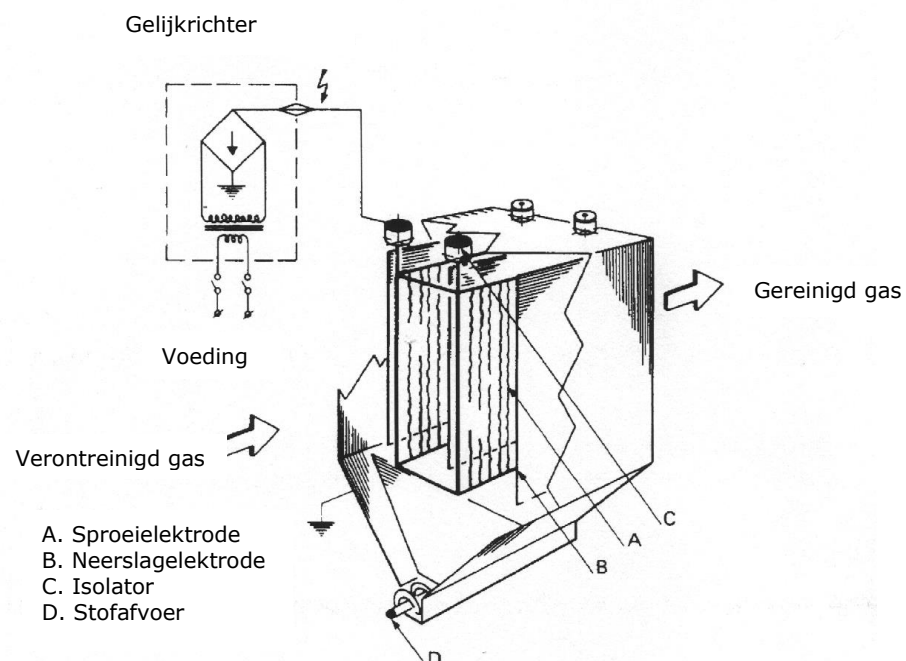
Afvoer van afgevangen stof bij droge elektrofilters vindt plaats door de verzamelelektroden te kloppen of te trillen.

Vlakke plaat en pijp

Elektrostatistische afscheiders kunnen naar de uitvoeringsvorm van de verzamelelektroden worden onderscheiden in vlakke plaat elektrofilters en pijpvormige elektrofilters.

Droge elektrostatistische afscheiders worden altijd als vlakke plaat filters uitgevoerd, natte elektrostatistische afscheiders zowel als vlakke plaat als pijpvormige filters.

Op afbeelding 22 wordt de principewerking van een droog elektrofilter met vlakke plaat verzamelelektroden gegeven.



Afbeelding 22. Schematisch overzicht van een E-Filter.

Werkingsprincipes:

Fasen

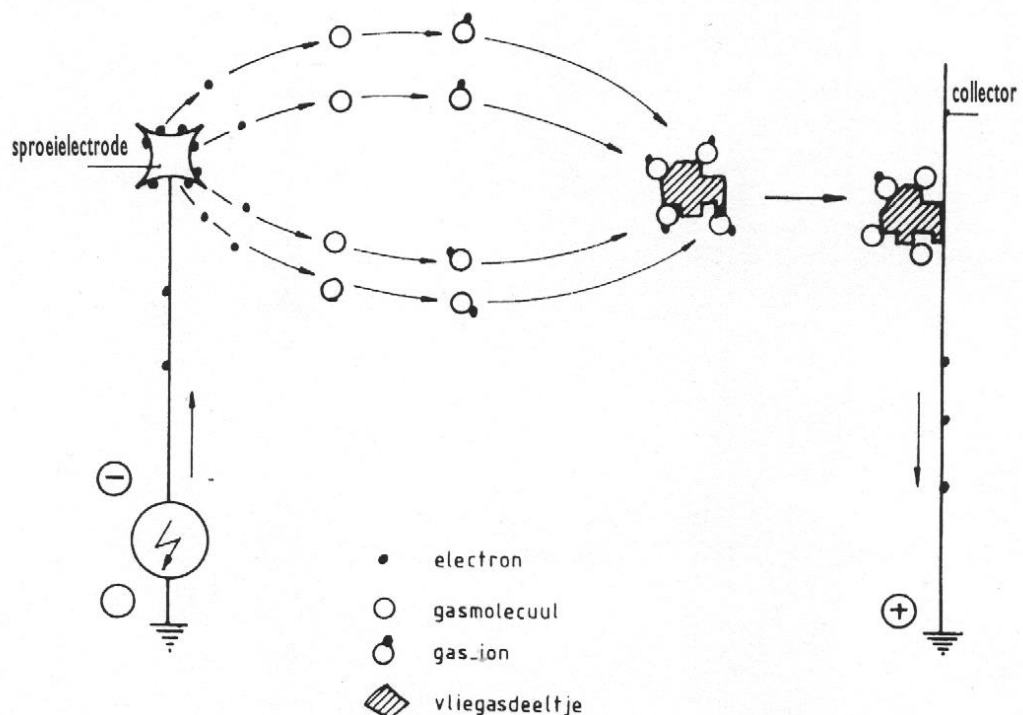
De werking van het elektrofilter berust op het principe dat elektrisch geladen deeltjes in een elektrisch veld een kracht ondervinden, waardoor ze uit de gasstroom kunnen worden afgescheiden.

Daartoe worden ze op een elektrode neergeslagen en vervolgens afgevoerd. De werking van het elektrofilter is derhalve in een aantal fasen te onderscheiden:

- het laden van de deeltjes
- het neerslaan van de geladen deeltjes
- de afvoer van de gevangen deeltjes

Het laden van de deeltjes:

Het laden van de deeltjes is in twee stappen te onderscheiden: de vorming van gasionen en de ladingsoverdracht aan deeltjes. In eerste instantie worden door ontladingen gasionen gevormd, die daarna op hun beurt door botsing de deeltjes in de gasstroom kunnen opladen. Tussen negatief geladen hoogspanningselektroden (de zogenoemde sproei-elektroden) en verzamelelektroden (de collectoren), die zijn verbonden met de aarde, wordt een gelijkspanning aangelegd. Deze gelijkspanning wordt aangelegd met behulp van transformatoren en gelijkrichters en ligt meestal tussen 20 en 115 kV. De hoge spanning tussen de elektroden veroorzaakt een sterk elektrisch veld, dat met name nabij de sproei-elektroden is geconcentreerd.



Afbeelding 23. Het laden van de deeltjes.

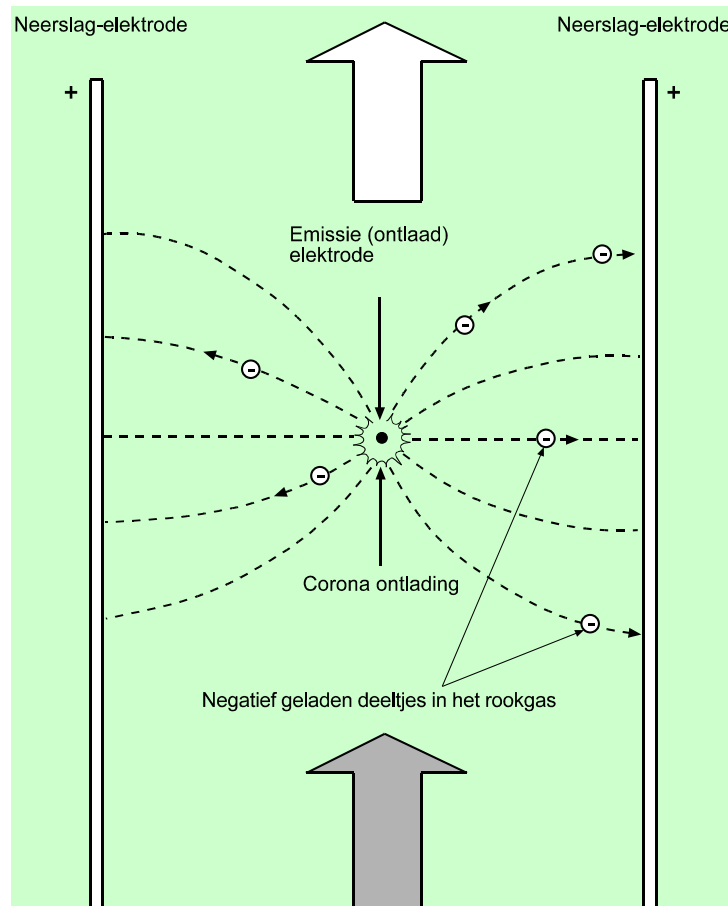
Elektrisch veld

Onder invloed van het sterke elektrische veld worden door de hoog negatief geladen sproei-elektroden elektronen afgestaan, zie afbeelding 23 en 24, die zich in de richting van de verzamelelektroden bewegen. Door botsing van de elektronen met gasmoleculen worden negatief geladen gasionen gevormd, die zich eveneens met hoge snelheid verplaatsen in de richting van de verzamelelektroden. Naast negatief

Ionen

geladen gasionen worden door afgifte van elektronen echter ook positief geladen gasionen gevormd.

Deze positief geladen ionen bewegen zich onder invloed van het elektrische veld over de korte afstand naar de negatief geladen sproei-elektroden en worden daar ontladen, waarbij opnieuw elektronen worden vrijgemaakt.



Afbeelding 24. Het laden en neerslaan van de deeltjes.

Het verschijnsel van opladingen en ontladingen in de gasfase speelt zich voornamelijk af op een afstand van enkele millimeters van de sproei-elektroden.

Corona

De ontleding gaat gepaard met lichtuitstraling en wordt corona genoemd.

Door de aanwezigheid van grote hoeveelheden negatieve lading in de ruimte tussen sproei-elektroden en verzamelelektroden ontstaat hier een zogenaamde ruimtelading.

Deze ruimtelading is van invloed op de sterkte van het elektrische veld. Karakteristiek voor het coronaverschijnsel is een sterke wisseling in de sterkte van het elektrische veld en daardoor van de stroomsterkte.

De sterke wisseling in stroomsterkte gaat gepaard met een sissend geluid en een flakkerend lichtverschijnsel. Bij verhoging van spanning en stroom worden deze verschijnselen sterker en gaan zij vergezeld van regelmatige overslagen in de gasfase. Deze overslagen bevorderen het ionisatieproces.

De gevormde negatief geladen ionen worden aangetrokken door de verzamelelektroden en bewegen zich derhalve door de gehele ruimte tussen sproei-elektroden en verzamelelektroden. Wanneer het door

deze ruimte stromende gas vaste of vloeibare deeltjes bevat, zal een deel van de gasionen in botsing komen met deze deeltjes, die hierdoor de negatieve lading overnemen. Elk deeltje in de gasstroom wordt aan een groot aantal botsingen blootgesteld en kan daardoor een grote lading opnemen.

Aangezien de positieve ionen snel uit het proces verwijderd worden, worden verreweg de meeste deeltjes negatief geladen.

Botsing en ladingsoverdracht van een geladen ion met een stofdeeltje kunnen op twee manieren gebeuren:

- door botsing als gevolg van normale thermische beweging van de gasionen (diffusie),
- door botsing onder invloed van het elektrisch veld.

Neerslaan van de deeltjes:

De geladen deeltjes bewegen zich met de gasstroom door het elektrisch veld. Onder invloed van de in het elektrisch veld heersende veldsterkte wordt op de deeltjes een kracht uitgeoefend die loodrecht op de bewegingsinrichting staat.

De geladen deeltjes worden afhankelijk van de hoeveelheid lading meer of minder snel afgebogen. Negatief opgeladen deeltjes slaan neer op de geaarde verzamelelektroden, positief geladen deeltjes op de sproei-elektroden waar ze worden ontladen.

Migratiesnelheid

De snelheid waarmee de geladen deeltjes zich bewegen in de richting van de verzamelelektroden wordt de migratiesnelheid of driftsnelheid genoemd.

De migratiesnelheid is van zeer groot belang voor de afscheidingsgraad of het rendement. Zij is op complexe wijze afhankelijk van zeer veel factoren, zoals de veldsterkte, de spanning, de conditie van de elektroden, de gassamenstelling, de concentratie aan vaste of vloeibare deeltjes, alsmede van de fysische en chemische eigenschappen van deze deeltjes.

Indien alle deeltjes bij het begin van het elektrisch veld geladen zouden zijn, dan kan bij een laminaire gasstroming uit de verhouding tussen de maximale snelheid in de stromingsrichting en de migratiesnelheid in combinatie met de afstand van de sproei-elektroden tot de verzamelelektroden de minimaal benodigde plaatlengte worden berekend die theoretisch nodig zou zijn om alle deeltjes neer te laten slaan.

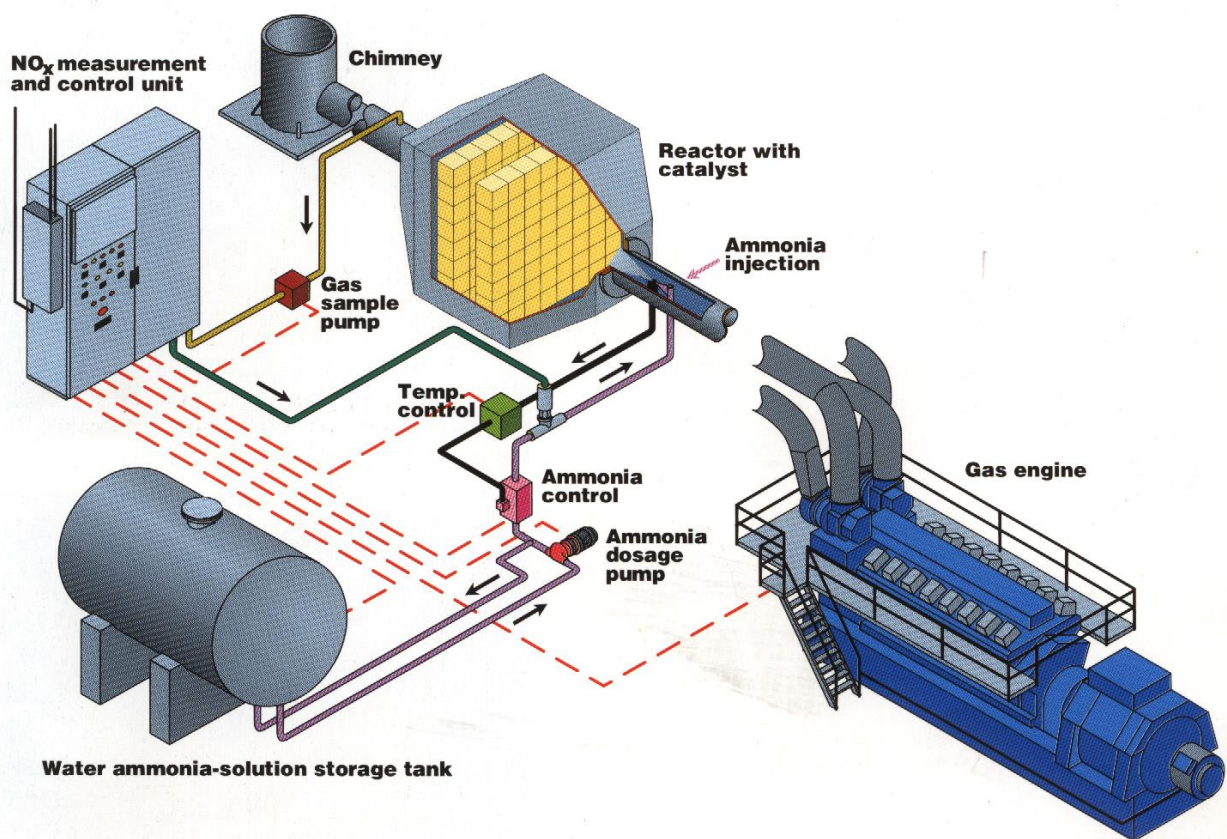
7.4.4 Secundaire beperking van NO_x

De SCR-methode, Selective Catalytic Reduction, is een katalytische methode die werkzaam is bij een temperatuur tussen 180 en 350 °C. De NO_x wordt in de katalysator omgezet naar moleculaire stikstof en waterdamp, volgens dezelfde reacties als bij niet-selectieve reductie. De katalysator verlaagt de activeringsenergie (energiebarrière) door tijdelijke ruil van atomen met de reagerende moleculen (actiefcomplex), maar verandert zelf niet in chemische zin. Er wordt geëxperimenteerd bij temperaturen van circa 180 °C, de bevindingen zijn bevredigend. De plaats van het SCR-systeem in de rookgasreiniging is van belang voor het functioneren van de katalysator. Deze kan door stof, SO_x en met name arseen, worden 'vergiftigd' of verstopt, zodat deze niet "goed" meer werkzaam is voor de omzetting van NO_x en de levensduur aanzienlijk achteruit gaat. De katalysator bestaat over het algemeen uit metaaloxiden zoals vanadiumpentoxide V₂O₅, titaandioxide (TiO₂), of wolframtrioxide (WO₃).

Positie van de katalysator:

De katalysator wordt, in de meest ideale situatie, als laatste component in de RGR ingebouwd, waarbij het rookgas ontdaan is van alle vervuilende componenten (met uitzondering van NO_x): "tail end" SCR.

Bij diverse bedrijven worden steeds meer gasmotoren ingezet voor noodstroomvoorziening. Bij sommige systemen worden de rookgassen rechtstreeks in de rookgasreiniging gevoerd, dit bijvoorbeeld als de motoren toegepast worden voor de verbranding van biogas. Indien deze motoren uitsluitend draaien op aardgas kunnen ze uitgevoerd worden met een eigen SCR reactor, dit is weergegeven op afbeelding 25. De werking is hetzelfde als het reeds besproken SCR systeem.

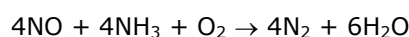


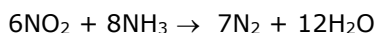
Afbeelding 25. SCR reductie bij gasmotoren. Bron Wärtsilä Nederland.

Katalysator

"Tail-end" SCR wordt vrij algemeen toegepast voor de verwijdering van NO_x uit rookgassen bij diverse industrieën. Het voordeel hiervan is dat het rookgas reeds ver gezuiverd is en het risico van vervuiling van de katalysator gering is. Bovendien kan een katalysator met een kleinere afstand tussen de platen worden gekozen (groter specifiek oppervlak) vanwege het zeer lage reststofgehalte en is het risico van zoutafzettingen (vooral NH₄HSO₄) beduidend kleiner, zodat een lagere bedrijfstemperatuur mogelijk is.

Bij SCR verlopen de reacties als volgt:
De temperatuur is variërend van 180 °C - 300 °C welke afhankelijk is van de gebruikte katalysator.





Vermeld dient te worden dat de katalysator vergiftigd kan worden met Arseen en SO_2 . Indien dit gebeurt, loopt de levensduur van de katalyst drastisch terug, wat grote kosten met zich meebrengt.

Temperatuur:

Over het algemeen wordt een SCR bedreven bij een temperatuur van 300 tot 350 °C. Bij lagere temperaturen wordt de reactiesnelheid aanzienlijk lager en zal er een ander type katalysator moeten worden toegepast en/of een grotere verblijftijd benodigd zijn. Een lagere temperatuur heeft als risico dat de vorming van SO_3 toeneemt en er eerder zoutafzetting kan optreden.

Aantal lagen:

Het aantal lagen katalysator bepaalt in belangrijke mate het drukverlies over de SCR. Bij "tail end" SCR's, werkend bij 300 tot 350 °C, worden 2 tot 4 lagen toegepast met een totale drukval van circa 2 kPa. Vanwege de afname van de activiteit van de katalysator zal er een reservecapaciteit moeten worden ingebouwd. Vaak wordt er ruimte voor een extra laag gereserveerd, die na verloop van tijd wordt aangebracht.

Indien de rookgassen (vrijwel) geen stof meer bevatten, kan een gepakt bed worden toegepast. Het voordeel van een gepakt bed is dat het specifiek oppervlak aanzienlijk groter is en de reactor kleiner en eenvoudiger wordt. In verband met het risico van stofvervuiling worden gepakte bedden nog niet toegepast.

Verbruik ammoniak:

Het ammoniakverbruik, dat wil zeggen de gehanteerde verhouding NH_3/NO_x , bepaalt in belangrijke mate het rendement van de SCR. Daarentegen is ammoniakslip ongewenst. Bij een "tail end" SCR kan de verhouding NH_3/NO_x niet te hoog worden opgevoerd, om de restconcentratie ammoniak in de rookgassen beperkt te houden. Door de overheid wordt een eis van maximaal 5 mg ammoniak per kg rookgassen gehanteerd.

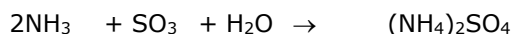
Katalysatordesactivering:

Principieel wordt een verschil gemaakt tussen reversibele (omkeerbaar) en irreversibele (niet omkeerbaar) desactivering.

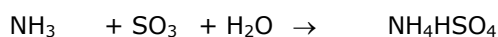
Desactivering door condensatie van ammoniumzouten:

Het systeem $\text{NH}_3 - \text{SO}_3 - \text{H}_2\text{O}$ vertoont een complex thermodynamisch gedrag. In de gasfase zijn 3 substanties coëxistent.

Bij een stoichiometrische of overstoichiometrische verhouding $\text{NH}_3 / \text{SO}_3$ ontstaat bij condensatie ammoniumsulfaat.



Een onderstoichiometrische verhouding van $\text{NH}_3 / \text{SO}_3$ leidt bij een temperatuurdaling tot onder de condensatietemperatuur tot vorming van ammoniumwaterstofsulfaat.



Gecondenseerde ammoniumzouten verminderen het actieve oppervlak van de katalysator en beperken daardoor de afscheidingscapaciteit van de katalysator, dit is de zogenaamde reversibele desactivering.

Desactivering door vergiftiging met alkalimetaal zouten:

Stofvormige aanzetsels aan de katalysator bevatten Natrium en Kalium. Door condensatie van waterdamp in de poriën van de katalysator tijdens stilstand van de installatie worden de alkalimetaalzouten opgelost en desactiveren de actieve centra, dit is de zogenaamde irreversibele desactivering.

7.5 Ammoniak (NH₃)

Omdat bij SCR installaties met ammoniak gewerkt wordt, zal in deze paragraaf ingegaan worden op de gevaren en behandeling van ammoniak.

7.5.1 Wat is ammoniak

Ammoniak is een onder druk tot vloeistof verdicht gas met een prikkelende geur. Bij het oplossen in water ontstaat aanzienlijke warmte ontwikkeling. Ammoniak reageert heftig met oxidatiemiddelen en zuren.

7.5.2 Fysische eigenschappen

Kleur: kleurloos (zowel vloeistof als gasvormig)

Reuk: prikkelend en verstikkend
Reukgrens 15 à 30 mg/Nm³

Dichtheid van het gas: 0,597 ten opzichte van lucht bij 0,1013 MPa en 0 °C

Soortelijke massa en soortelijke volume van vloeibare ammoniak		
0 °C	Soortelijke massa kg/m ³	Soortelijke volume m ³ /kg
- 30	677,7	0,0014747
- 20	665,0	0,0015037
- 10	652,0	0,0015338
0	638,6	0,0015660
10	624,7	0,0016008
20	610,3	0,0016386
30	595,2	0,0016800
40	579,5	0,0017257
50	562,9	0,0017766

Tripelpunt: -77,74 °C 0,0607 bar (0,00607 MPa)

Kritisch punt: 132,4 °C 114,8 bar (11,48 MPa)

Kookpunt: -33,4 °C 1,013 bar (0,1013 MPa)

Tripelpunt (smelpunt):

Die waarde van temperatuur en druk waarbij een vaste stof, gas en vloeistof in onderling evenwicht, tegelijkertijd, kunnen bestaan.

Onder normale gebruiksvoorwaarden, tussen tripel- en kritische temperaturen en drukken, komt ammoniak voor als gas, vloeistof of een gas/vloeistofmengsel.

Ammoniak wordt slechts vast beneden het tripelpunt. Onder normale atmosferische toestand 1,013 bar (0,1013 MPa) en 15 °C is ammoniak gasvormig en veel lichter dan lucht.

Dampspanning:

De dampspanning is de druk waarop de damp in evenwicht staat met de vloeistof onder een bepaalde temperatuur.

De druk waarop vloeibare ammoniak in een drukvat is opgeslagen is afhankelijk van de temperatuur waaronder het zich bevindt.

Bij zeer hevige kou zou deze druk een te lage waarde kunnen bereiken om te worden gebruikt in het proces.

Dampspanning			
°C	bara	°C	bara
- 50	0,41	5	5,15
- 40	0,71	10	6,15
- 30	1,19	15	7,25
- 20	1,86	20	8,60
- 15	2,28	25	10,05
- 10	2,91	30	11,65
- 5	3,55	40	15,60
0	4,32	50	20,25

Oplosbaarheid in water:

Afhankelijk van de druk en de temperatuur is ammoniak zeer goed oplosbaar in water, daarbij ontstaat een hoeveelheid warmte.

Dit product draagt dan meestal de naam van ammoniakoplossing of ammonia, NH_4OH .

Oplossingstabel bij een druk van 0,1013 MPa	
Temperatuur °C	Gram NH_3 per gram water
- 10	1,24
0	0,89
10	0,68
20	0,53
30	0,41

Bij lekkage kan men de ontwikkeling van een ammoniak gaswolk voorkomen of beperken door het gas te besproeien met een zeer grote hoeveelheid water. Dit kan echter schadelijk zijn voor het milieu.

7.5.3 Scheikundige eigenschappen

Symbol: NH_3

Molecuul massa: 17,030

Stabiliteit:

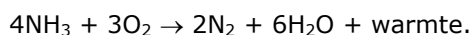
Onder normale temperatuur wordt ammoniak gezien als een stabiel product. De splitsing van ammoniak in stikstof en waterstof start op 450 °C à 500 °C volgens de volgende reactievergelijking:



In aanwezigheid van bepaalde metalen zoals ijzer, nikkel, osmium en zink start deze splitsing bij 300 °C en is bijna volledig op 500 °C à 600 °C.

Brandbaarheid:

Ammoniak kan in aanwezigheid van lucht (zuurstof) een explosief mengsel vormen:

**Gevaarlijke reacties:**

Ammoniak kan, soms zeer hevig reageren met stoffen zoals: vele oxides en peroxides, ethyleen oxide, fluor, chloor, broom, jodium, zuren, kwik enz.

Weerstand van metalen ten opzichte van ammoniak:

De meeste metalen worden niet door watervrije ammoniak aangetast. Bepaalde metalen en legeringen worden echter wel door gasvormige of vloeibare ammoniak aangetast naar gelang de aanwezigheid van water en zuurstof.

- In aanwezigheid van water worden de volgende metalen zeer vlug aangetast: koper, tin, zilver, zink en hun legeringen, vooral legeringen met koper.
- In aanwezigheid van zuurstof worden ook staal en bepaalde staallegeringen aangetast. Deze agressiviteit kan geremd worden door de aanwezigheid van water.

Metalen	Weerstand t.o.v. Droge NH ₃	Weerstand t.o.v. Vochtige NH ₃
Aluminium legeringen	B	B
Koper en legeringen (Cu-Zn)	A	C
Koper-Silicium legeringen	B	C
Gewoon staal	C (met O ₂)	A
Austenitisch Inox staal	A	A
IJzer-Silicium staal (14,5 Fe)	A	A
Monel	A	C
Zilver en legeringen	A	C
Nikkel	A	C

- A goede weerstand
B betrekkelijk goede weerstand
C slechte weerstand

De volgende stoffen zijn goed tegen de inwerking van ammoniak bestand:

- Natuurlijk rubber
- Buna S en N
- Neopreme
- Viton
- Kell F Teflon

7.5.4 Algemene uitwerking op het menselijk organisme

Het menselijk lichaam is zeer gevoelig aan de inwerking van ammoniak onafhankelijk van de hoedanigheid: gas, damp, vloeistof of oplossingen; ammoniak opgelost in water geeft een zeer bijtende oplossing.

Ammoniak werkt vooral in op:

- de ogen
- de ademhalingswegen
- de huid

Invloed op de ogen:

Bij contact met vloeibare ammoniak of oplossingen of bij blootstelling aan concentraties van meer dan 700 ppm kunnen de ogen zeer ernstig aangetast worden. Zonder onmiddellijke verzorging kan gedeeltelijke of algehele blindheid optreden.

Mogelijke gevolgen afhankelijk van de ernst van blootstelling aan ammoniak:

- tranen
- prikkeling van het huidvlies
- min of meer diepe aantasting van het hoornvlies

Invloed op de ademhalingswegen:

Het ademen van ammoniakdampen heeft een ernstige en vlugge uitwerking op de ademhalingswegen door aantasting van de slijmvliezen van neus, keel en mond en van de longweefsels.

Mogelijke gevolgen afhankelijk van de ernst van blootstelling aan ammoniak:

- aantasting van de luchtwegen
- aantasting van de bovenste spijsverteringswegen, braken
- aantasting van de longen zelf, longoedeem
- ademnood
- bij langdurige blootstelling, mogelijke dodelijke afloop

Invloed inname:

Indien niet onmiddellijk en doeltreffend behandeld, afhankelijk van de concentratie, kan het innemen van een ammoniakoplossing diepe brandwonden veroorzaken, welke gepaard kunnen gaan met hevige pijnen, eventuele shock toestand en mogelijk dodelijke afloop.

Invloed op de huid:

Ondanks dat de huid minder gevoelig is dan de ogen of de ademhalingswegen, kan de huid worden aangetast door ammoniak.

De aanraking met vloeibare ammoniak of oplossingen kan als gevolg hebben:

- ernstige chemische brandwonden
- lokaal bevrozingseffect door snelle verdamping

De blootstelling van een vochtige huid aan ammoniakgas kan als gevolg hebben:

- Bij 1%: een lichte prikkeling
- Bij 2%: een verhoogde prikkeling

- Bij 3%: een bijtend gevoel met mogelijk chemische brandwonden en blaarvorming na een paar minuten.

7.6 Grens waarden

De grenswaarde bedraagt 20 ppm 14 mg/m³, vroeger MAC
 De grens TGG-15 bedraagt 50 ppm 36 mg/m³
 De grenswaarde kan overschreden zijn voordat men de geur waarneemt.

Onder grens-TGG verstaat men de over de tijd gemiddelde Maximale Aanvaarde Concentratie bij een blootstellingduur tot 8 uur per dag en niet meer dan 40 uur per week. Bij overschrijding van deze blootstellingduur, dient een overeenkomstige verlaagde Grenswaarde-TGG te worden gehanteerd.

Grens TGG-15 min: dit is een grens-waarde die hoger is dan de normale Grens-waarde, doch alleen geldt voor een maximale tijdsduur van 15 minuten. Hierbij moet men rekening houden dat aan het einde van de 8-urige werkdag de betrokken werknemer niet aan een hogere gemiddelde concentratie over deze werkdag mag hebben blootgestaan dan de normale Grens-TGG.

Concentratie	Lichamelijke gevolgen
20 ppm	Eerste waarneembare geuren
40 ppm	Aanvang prikkelende ogen
100 ppm	Waarneembare prikkeling aan ogen en neus na enkele minuten blootstelling
400 ppm	Hevige prikkeling van keel, neus en bovenste luchtwegen
700 ppm	Hevige prikkeling van de ogen zonder permanente gevolgen bij een blootstelling van minder dan een half uur
1700 ppm	Ernstige hoestbuien, bronchiale krampen. Een blootstelling korter dan een half uur kan reeds fataal zijn.
5000 ppm (0,5%)	Ernstig longoedeem, beklemming, verstikking, meestal onmiddellijk dodelijk.

7.7 Wat te doen bij blootstelling en huidcontact

Na blootstelling en contact met de huid door ammoniak, altijd zo snel mogelijk spoelen met water (minimaal 15 minuten) en daarna direct naar een EHBO-er of de EHBO-post en/of direct onder medische observatie stellen.

Ammoniak op de huid:

Bij huidcontact de vastgevroren kleding niet lostrekken maar eerst spoelen met veel water en naar arts verwijzen c.q. vervoeren. N.B.: zo mogelijk altijd verpakking en/of chemiekaart meenemen.

Ammoniak in het oog:

Bij oogcontact minimaal 15 minuten spoelen en tijdens vervoer naar (oog)arts blijven spoelen (met oogspoelfles). Arts raadplegen en

zonodig naar het ziekenhuis vervoeren. N.B.: zo mogelijk altijd verpakking en/of chemiekaart meenemen.

Inademing van gas, damp of nevel van ammoniak:

Bij inademing van gas, damp of nevel in frisse lucht brengen, rust en in halfzittende houding laten zitten;

Arts raadplegen. N.B.: zo mogelijk altijd verpakking en/of chemiekaart meenemen.

Inademing van damp en/of nevel van ammoniak kan longoedeem veroorzaken.

Bij vergiftiging door ammoniak is specifieke eerste hulp noodzakelijk; de benodigde middelen (zuurstof 100%) moeten met gebruiksaanwijzing beschikbaar zijn. Deze hulp moet echter worden gegeven door een speciaal opgeleide EHBO-er, (bedrijfs)verpleegkundige of (bedrijfs)arts.

7.8 Persoonlijke beschermingsmiddelen

Naast de standaard PBM's moet er verder beschermende kleding, gelaatscherm, (**adembescherming met filtertype K**) en koude isolerende handschoenen worden gedragen.

Wat te doen bij grote lekkages c.q. noodsituaties:

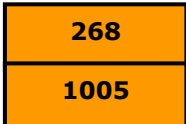
- Noodsituatie
Bij een lekkage ontstaat explosiegevaar en acuut gezondheidsgevaar. De gevarenzone moet dan direct worden verlaten en onmiddellijk worden afgezet en de deskundigen door middel van, afhankelijk van bedrijfsvoorschriften, waarschuwen.
- Opruimen
 - Draag chemicaliënpak c.q. uitrusting en verse luchtkap/persluchtmasker.
 - Extra ventilatie toepassen.
 - Gaswolk bestrijden met een watergordijn. Neerslag opvangen in een bassin.

7.9 Pictogrammen

Gevaaraanduidingen:

Er zijn verschillende gevaaraanduidingen.

Op de chemiekaart worden deze gevaaraanduidingen (meestal) weergegeven.

	Het waarschuwingsetiket van ammoniak: Betekenis: vergiftig
	Etikettering volgens het BVAMS. Alle verpakkingen met (milieu) gevaarlijke stoffen dienen op de genormaliseerde wijze volgens het BVAMS van gevaarsetikettering te zijn voorzien. Volgens de Wet Milieugevaarlijke Stoffen en het Besluit Verpakking en Aanduidingen van Milieugevaarlijke Stoffen (BVAMS). De afleveringsetiketten (vierkante vorm: zwarte symbool op oranje achtergrond) van ammonia op verpakking betekent: Vergiftig
	Gevaarlijk voor het milieu
	Het gevarendiamant (NFPA-code/ National Fire Protection Association) voor ammoniak is: <i>(H) Risico voor de gezondheid (BLAUW)</i> In het blauwe vak wordt 3 ingevuld: 3: Blootstelling gedurende een korte tijd aan deze stoffen kan ernstig (voorbijgaand of blijvend) letsel veroorzaken, zelfs indien er onmiddellijk medische hulp gegeven is. <i>(F) Brandgevaar (ROOD)</i> In het rode vak wordt 1 ingevuld: 1: Stoffen die moeten worden verhit voordat een ontsteking kan plaats hebben. <i>(R) Instabiliteit (GEEL)</i> In het gele vak wordt 0 ingevuld: 0: Stabiele stoffen die, zelfs in een brand, niet met water kunnen reageren. In het witte vak wordt niets ingevuld.
	Het oranje bord bestaat uit twee vakken. Het bovenste vak geeft de gevaarsidentificatie, Gevi, code aan. Voor ammoniak is dat 268. Het eerste cijfer (2) geeft het directe gevaar aan, gas. Het tweede cijfer (6) geeft het bijkomende gevaar aan, gevaar voor vergiftiging. Het derde cijfer (8) geeft een bijkomend gevaar aan, bijtende werking. Ammoniak is dus een bijtend giftig tot vloeistof verdicht gas. Het onderste vak geeft het stofidentificatienummer aan. Voor ammonia is dat 1005, wat hetzelfde is als het UN-nummer (Internationaal erkent stofnummer).

Aanduiding d.m.v. de R- en S-zinnen De R zinnen zijn in 2010 vervangen door de H zinnen (Hazard). De S zinnen zijn in 2010 vervangen door de P zinnen (Precaution)	Voor ammoniak
De H zinnen geven bijzondere gevaren aan. H 10 Ontvlambaar H 23 Vergiftig bij inademen H 34 veroorzaakt brandwonden. H 50 Zeer vergiftig voor in het water levende organismen	H 10-23-34-50 H was R
De P zinnen geven veiligheidsaanbevelingen. P 1/2: Achter slot en buiten bereik van kinderen bewaren. P 9: op een goed geventileerde plaats bewaren. P 36/37/39: draag geschikte beschermende kleding, handschoenen en een beschermingsmiddel voor de ogen/het gezicht. P 45: in geval van ongeval of indien men zich onwel voelt, onmiddellijk een arts raadplegen (indien mogelijk hem dit etiket tonen) (zie verpakkingsetiket). P 61: voorkom lozing in het milieu. Vraag om speciale instructies/veiligheidskaart.	P (1/2-) 9-16-36/37/39-45-61 P was S
	Handschoenen verplicht
	Gelaatscherm verplicht
	Beschermende kleding verplicht
	Vluchtmasker verplicht
	Roken en open vuur verboden

7.9.1 Nieuwe pictogrammen

Oude pictogram	Nieuwe pictogram
 Ontplofbaar	 Explosief
 Oxiderend	 Oxiderend
 Ontvlambaar	 Ontvlambaar
 Schadelijk	 Irriterend,sensibiliserend,schadelijk
 Bijtend	 Corrosief
 Giftig	 Giftig
 Milieugevaarlijk	 Gevaarlijk voor het aquatisch milieu
	 Gassen onder druk
	 Lange termijn gezondheidsgevaarlijk

7.10 Hantering en opslag

- Bewaar de houders op een temperatuur lager dan 50 °C, in een goed geventileerde ruimte.
- Raadpleeg de instructies van de leverancier, hoe om te gaan met de houders.
- Gebruik enkel degelijk gespecificeerde apparatuur die geschikt is voor dit product, de heersende druk en temperatuur.
- Raadpleeg in geval van twijfel altijd uw leverancier.
- Voorkom terugstroming in de houder.
- Voorkom binnendringen van vocht in de houder.
- Gescheiden houden van oxiderende gassen en andere oxiderende stoffen in de opslagruimte.
- Verwijderd houden van ontstekingsbronnen, inclusief statische ontladingen.

7.11 Samenvatting

Zware olie bestaat uit:

- Koolstof
- Waterstof
- Zwavel
- Een onbrandbare fractie

Schadelijke componenten in de rookgassen zijn:

- CO_2
- CO
- SO_2 en SO_3
- HC
- NO en NO_2
- Vliegasdeeltjes
- C_xH_y

Vormen van NO_x :

- Thermische NO_x
- Brandstof NO_x
- Prompt NO_x

Primaire maatregelen ter beperking van emissie:

- Miller systeem
- Later inspuiten
- Waterinjectie

Secundaire maatregelen ter beperking van emissie:

- SO_2 wastrappen
- Elektrostatische filters
- Selectieve Katalytische Reductie (SCR)

7.12 Vragen

- Uit welke bestanddelen is een zware olie opgebouwd?
- Noem milieu bedreigende stoffen die in de uitlaatgassen van een dieselmotor zitten die op zware olie draait.
- Welke soorten vorming van NO_x kent u?
- Hoe kunnen we de vorming van CO beperken of voorkomen?
- Kunnen we de vorming van SO_x voorkomen?
- Wat verstaan we onder zogenaamde zuurstofradicalen en hoe worden deze gevormd?
- Wanneer en in welk traject wordt NO₂ gevormd?
- Beschrijf kort wat u verstaat onder een zogenaamde SCR installatie.
- Beschrijf de aandachtspunten bij het bedienen van een SCR installatie.
- Noem een secundaire manier om vliegasdeeltjes af te vangen.
- Welke manieren kent u om secundair SO_x te beperken?
- Wat houdt het zogenaamde Miller systeem in?
- Noem enkele voorzorgsmaatregelen die u dient te nemen als u met Ammoniak werkt.

8.0 Gasmotoren

8.1 Inleiding

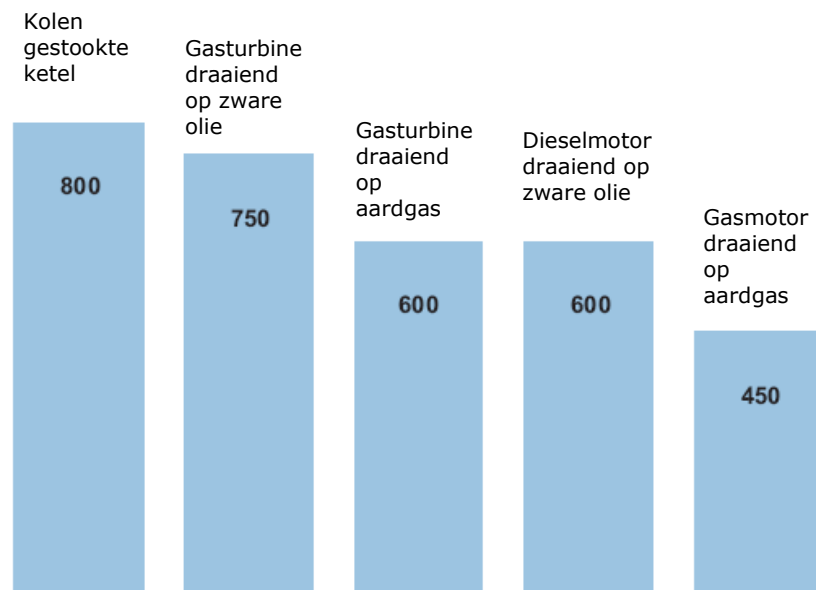
De gasmotor werd in het jaar 1876 geboren. De eerste motor werd gebouwd door Nicolaus August Otto. Tegenwoordig noemen we dit de Otto gasmotor.

Tien jaar later waren er reeds 5000 Otto motoren verkocht, het vermogen van deze motoren bedroeg circa 2 kW per motor, het toerental bedroeg 250 omwentelingen per minuut. Deze motoren waren ontzettend zwaar, de specifieke massa bedroeg circa 370 kg/kW. Na de uitvinding van de dieselmotor liep de verkoop van de gasmotoren sterk terug. De dieselmotor heeft namelijk een groter koppel dan dat van een vergelijkbare gasmotor.

Met het oog op het milieu is het de laatste jaren weer interessant geworden om gasmotoren te gebruiken. We zien de gasmotoren dan ook veel op raffinaderijen, bij de winning van aardgas als aandrijving voor compressoren, maar ook worden ze door nutsbedrijven ingezet in warmtekracht installaties, geplaatst bij gebruikers die veel warmte nodig hebben, denk hierbij aan bijvoorbeeld de glastuinbouw.

Op afbeelding 1 is te zien dat de gasmotor, ten opzichte van andere werktuigen erg weinig CO₂ produceert. De getallen zijn weergegeven in gram per kilowattuur terwijl alle werktuigen hier ingezet zijn voor elektriciteitsproductie.

CO₂



Afbeelding 1. CO₂ productie van verschillende werktuigen in gr/kWh.

8.2 Soorten gasmotoren

Er zijn verschillende motoren die gas als brandstof gebruiken, zo kennen we:

- De Otto gasmotor.
- De diesel gasmotor, ook wel Dual Fuel motor genaamd.

8.2.1 De Otto gasmotor

Bougie

Bij de Otto gasmotor wordt een lucht/gasmengsel in de verbrandingskamer door een elektrische vonk van een bougie tot ontbranding gebracht. We kennen een aantal uitvoeringen:

- De motor met zuigvulling, de motor zuigt tijdens de inlaatslag zelf zijn lucht/gasmengsel aan, dit is over het algemeen een arm mengsel, er is erg veel lucht aanwezig ten opzichte van het gas.
- De motor met drukvulling, hier krijgt de motor het lucht/gasmengsel gecomprimeerd aangeleverd. Ook hier weer een arm mengsel.
- Motoren met voorkamerverbranding, deze verbranding vindt plaats met motoren die op een ultra arm mengsel draaien dat niet meer met behulp van een bougie te ontsteken is.

8.2.2 De diesel gasmotor

Bij dit principe komt het lucht/gasmengsel in de cilinder tot ontbranding door de zelfontbranding van de ingespoten diesel in de voorkamer. De dieselolie die in de voorkamer ingespoten wordt is ongeveer 10% van de totale brandstoftoevoer.

8.2.3 De stoichiometrische gasmotor

Bij een verbranding waarbij exact de hoeveelheid lucht wordt toegevoerd voor een volledige chemische verbranding noemen we een stoichiometrische verbranding. Gasmotoren die werken met een luchtfactor 1, noemen we dan ook stoichiometrische gasmotoren.

8.2.4 De arm mengsel gasmotor

Als er meer lucht wordt toegevoegd dan nodig voor een volledige verbranding, dan is er sprake van een arm mengsel. Deze gasmotoren worden dan ook arm mengsel gasmotoren genoemd. We kennen ze beter onder de benaming lean burn.

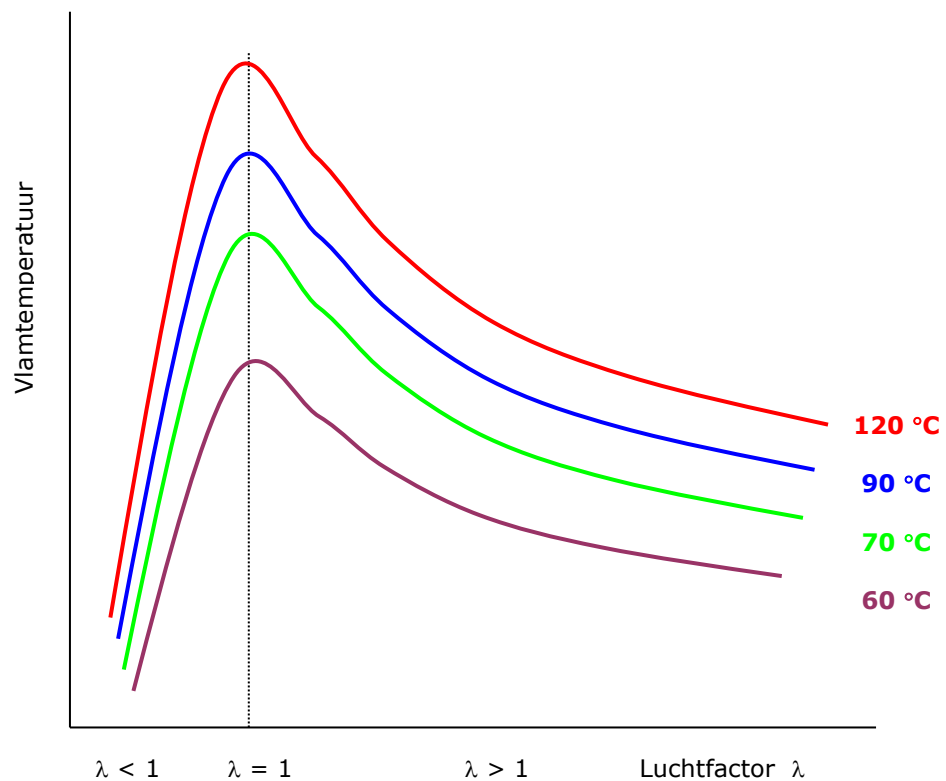
8.2.5 De onderverdeling van de gasmotoren

We kunnen de gasmotoren indelen in drie groepen:

- Kleine gasmotoren met een vermogen kleiner dan 100 kW. De kleine gasmotoren zijn over het algemeen atmosferische motoren. Ze zuigen het lucht/gasmengsel zelf aan en hebben dan ook een stoichiometrische verbranding.
- Middelgrote gasmotoren met een vermogen van 100 – 700 kW. De middelgrote motoren werken met een luchtfactor die varieert van 1,4 – 1,6. Dit zijn motoren uitgerust met drukvulling en van het zogenaamde lean burn principe.
- Grote gasmotoren, dit zijn motoren met een vermogen groter dan 700 kW. Deze motoren zijn net als de middelgrote motoren ook arm mengsel motoren. Ze hebben een luchtfactor die varieert van 2,1 – 2,4. Om dit zeer arme mengsel te ontsteken wordt vaak gebruikt gemaakt van een zogenaamde voorkamerontsteking. Deze motoren worden ook wel ultra lean burn genoemd.

8.3 Werkingsprincipe Otto motor

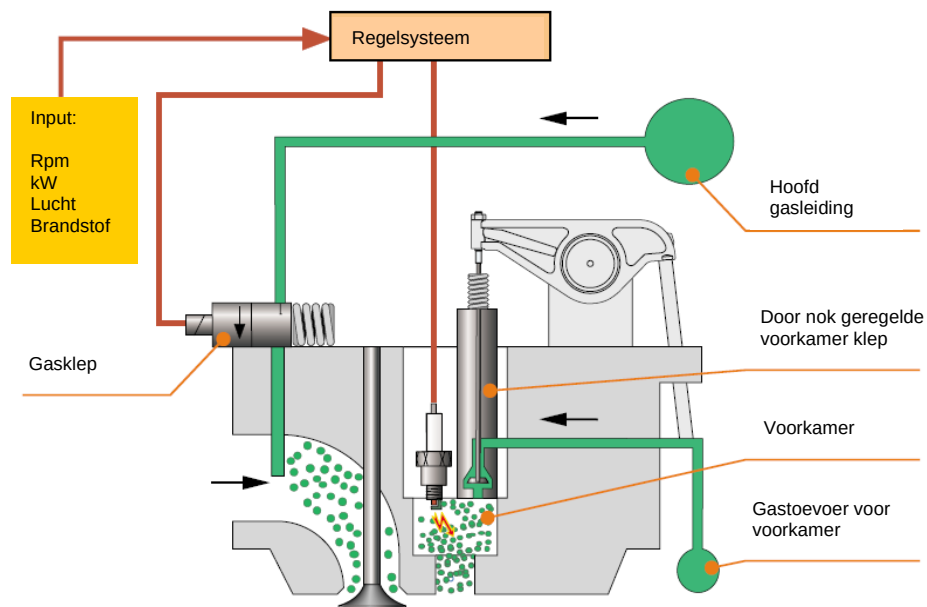
Bij een zogenaamde lean burn gasmotor is het lucht/gasmengsel arm. Dit wil zeggen dat er veel meer lucht dan nodig in de cilinder aanwezig is voor een volledige verbranding. Op afbeelding 2 is te zien dat bij een toename van de luchtfactor de vlamtemperatuur gereduceerd wordt. Met het oog op het milieu is dit zeer gunstig voor een verminderde NOx uitstoot. Hoe hoger de verbrandingstemperatuur is des te meer NOx wordt er geproduceerd. De temperaturen rechts in het diagram geven aan wat de vlamtemperatuur doet bij wijzigende luchttemperaturen.



Afbeelding 2. De vlamtemperatuur als functie van de luchtfactor.

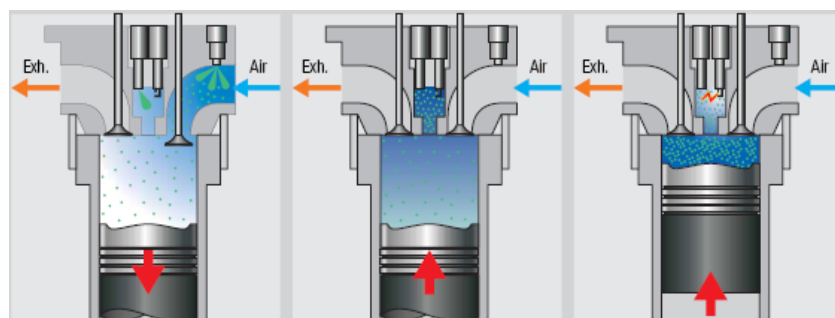
De ontsteking van de brandstof bij een lean burn motor wordt ingeleid door een bougie, die in een zogenaamde voorkamer gemonteerd is. Om een zo hoog mogelijk rendement van de motor te waarborgen en om de uitstoot van schadelijke stoffen, zoals NO_x, zo veel mogelijk te beperken, wordt dit geheel, met behulp van elektronica, per cilinder geregeld.

Het principe van de voorkamer ontsteking bij de gasmotor is weergegeven op afbeelding 3.



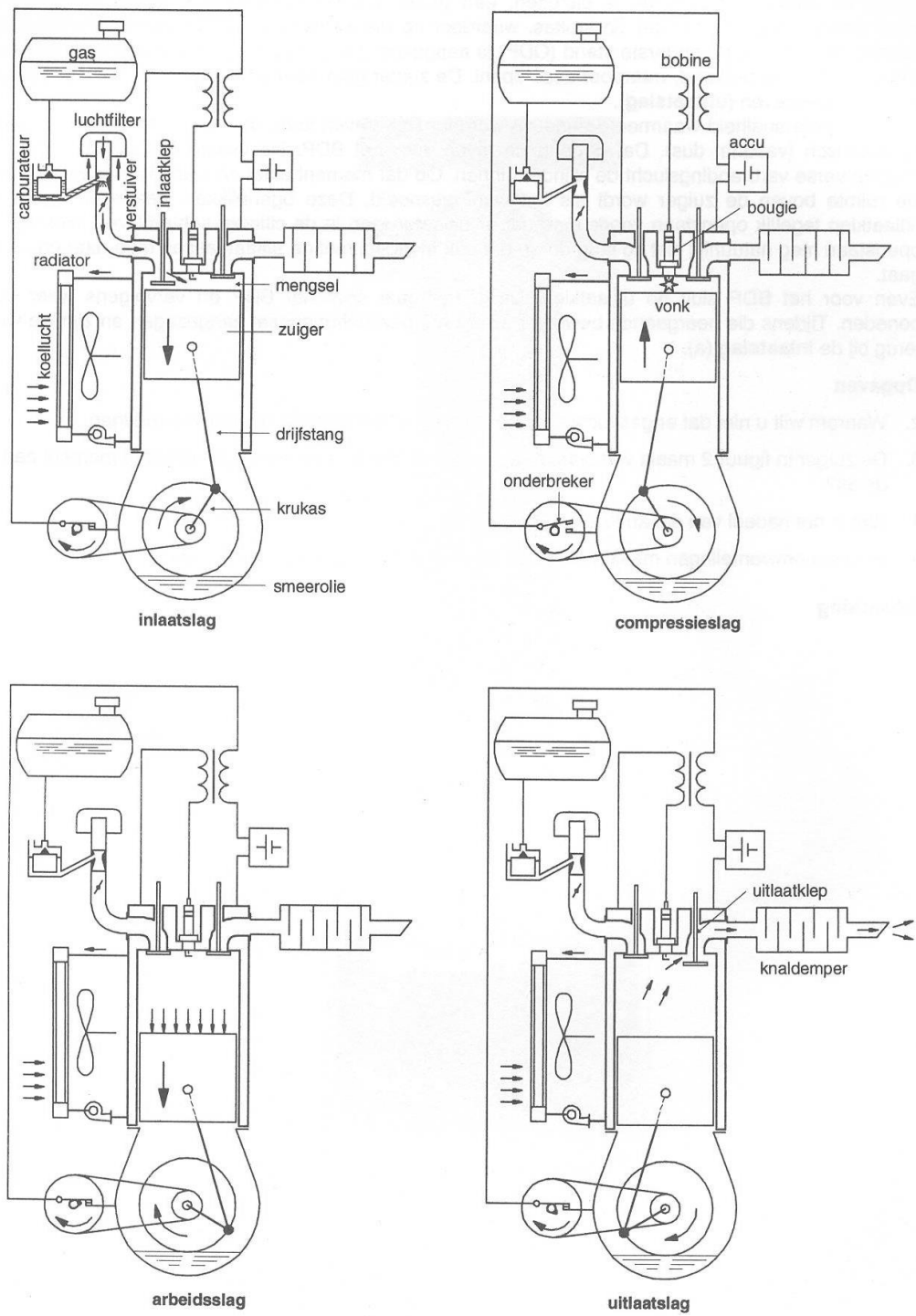
Afbeelding 3. Lean burn gasmotor met voorkamer. Bron Wärtsilä.

Op afbeelding 4 is het vierslag proces weergegeven van een gasmotor met voorkamerontsteking.



Afbeelding 4. Het vierslag proces van de gasmotor.

Tijdens de inlaatslag wordt er gas toegelaten aan de cilinder en aan de voorkamer, dit is weergegeven op de linker afbeelding. Daarna wordt het lucht/gasmengsel gecomprimeerd, op het juiste moment wordt aan het eind van de compressie het lucht/gasmengsel in de voorkamer met behulp van de bougie ontstoken, hierdoor wordt de verbranding ingeleid, dit is te zien op het rechter plaatje. Op afbeelding 5 is het vierslag proces nog eens heel schematisch weergegeven.

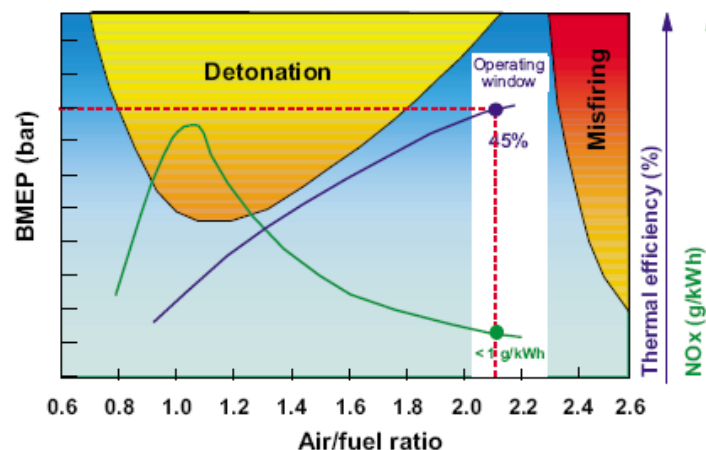


Afbeelding 5. Het uitgebreide vierslag proces.

2,1

Het regelsysteem van de motor meet continu het toerental, vermogen, hoeveelheid lucht, brandstof en onder andere de hoeveelheid geproduceerde NO_x . Met deze gegevens wordt, zoals reeds eerder vermeld, per cilinder de exacte hoeveelheid gas en lucht en het moment van ontsteken geregeld.

De luchtfactor wordt in verband met de productie van NO_x erg hoog gehouden, circa 2,1. Bij hogere luchtfactoren is het proces tevens beter te regelen en onder controle te houden. Bij een lage luchtfactor, dus bij een rijk mengsel, bestaat de kans dat het mengsel van lucht en gas te snel ontsteekt, dus te vroeg voor Bovenste Dode Punt. Hierdoor stijgt de druk voor Top te snel en wil de zuiger "voor Top al terug naar beneden". Dit kan gepaard gaan met luide metaalachtige geluiden, die men in vakjargon detonatie of diesel-knock noemt. Om dit verschijnsel te voorkomen wordt met een grote luchtfactor gewerkt. Het verband tussen de luchtfactor (air/fuel ratio), gemiddelde effectieve druk (BMEP), NO_x productie en het thermisch rendement (Thermal efficiency) is weergegeven op afbeelding 6. Op afbeelding 6 is tevens het gebied weergegeven waarop detonatie optreedt.



Afbeelding 6. Luchtfactor, druk NO_x , en thermisch rendement.

De gasklep, zie ook afbeelding 3, is een elektrische klep, die door het regelsysteem wordt aangestuurd. De gasklep zit vlak voor de inlaatklep en zorgt ervoor dat de juiste hoeveelheid gas aan de cilinder wordt toegelaten, de gasklep werkt overigens onafhankelijk van de inlaatklep.

De hoeveelheid gas die aan de cilinder wordt toegelaten, hangt af van een aantal parameters, waaronder:

- Belasting van de motor.
- Aantal omwentelingen.
- Uitlaatgassen temperatuur.
- NO_x emissie.

Door de hoeveelheid gas onafhankelijk van de inlaatklep te sturen kunnen we de motor optimaliseren, te denken valt hierbij aan:

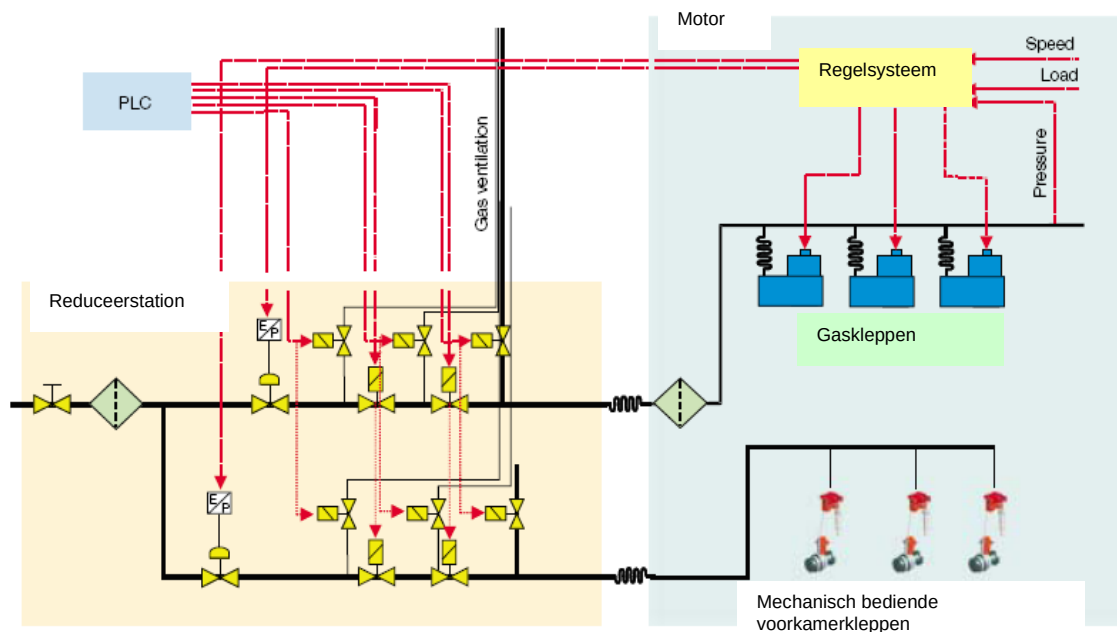
- Hoog rendement.
- Lagere thermische belasting van de diverse onderdelen.
- Geen gevaar voor ontploffing in de inlaat luchtleiding.

8.4 Het brandstofsysteem, lean burn gas

Voordat het gas aan de cilinders wordt toegevoerd, wordt het eerst via een zogenaamd reduceerstation geleid. Het reduceerstation bestaat uit:

- Een toevoerafsluitter.
- Een filter.
- Diverse reduceren.
- Diverse veiligheidsventielen.
- Elektrische drukmetingen.

De gasdruk voor de regelklep bedraagt bij vollast over het algemeen niet meer dan 4,5 bar absoluut. Bij de motor zelf is de gasdruk afhankelijk van de belasting van de motor. De gasdruk voor de motor wordt geregeld door het regelsysteem van de motor. Op de motor zelf zien we dan vervolgens de elektrisch gestuurde gaskleppen en de mechanisch bediende voorkamerkleppen. Het hele systeem is weergegeven op afbeelding 7.



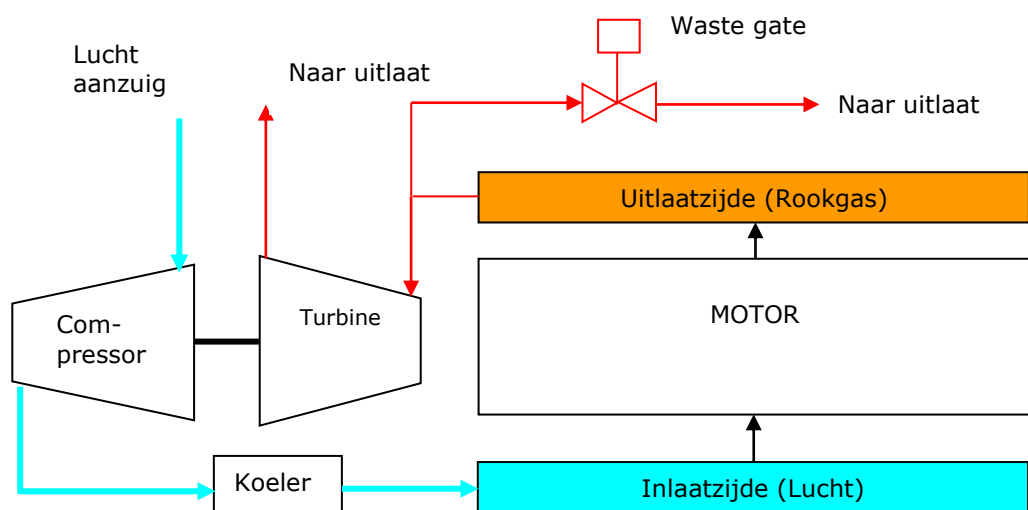
Afbeelding 7. Gasreduceerstation in combinatie met de motor.

Op afbeelding 8 is een foto van een gasklep weergegeven zoals deze door Wärtsilä toegepast wordt in de Otto gasmotoren.



Afbeelding 8. Elektrisch bediende gasklep zoals deze door Wärtsilä wordt gebruikt in de Otto motor.

Om er zeker van te zijn dat er altijd de juiste lucht/gas verhouding aan de motor toegevoerd wordt, zijn deze motoren vaak uitgevoerd met een zogenaamde waste gate. Dit is een speciale klep, die door het regelsysteem van de motor wordt aangestuurd en die er voor zorgt dat in bepaalde omstandigheden, een deel van de uitlaatgassen niet door de turbine geleid wordt maar, via een bypass, direct naar de schoorsteen wordt afgevoerd. Dit is schematisch weergegeven op afbeelding 9. De regeling en de klep zijn weergegeven op afbeelding 10. Met dit systeem kan de hoeveelheid lucht naar de motor toe geregeld worden.



Afbeelding 9. De gasmotor met waste gate.



Afbeelding 10. De waste gate. Bron Wärtsilä.

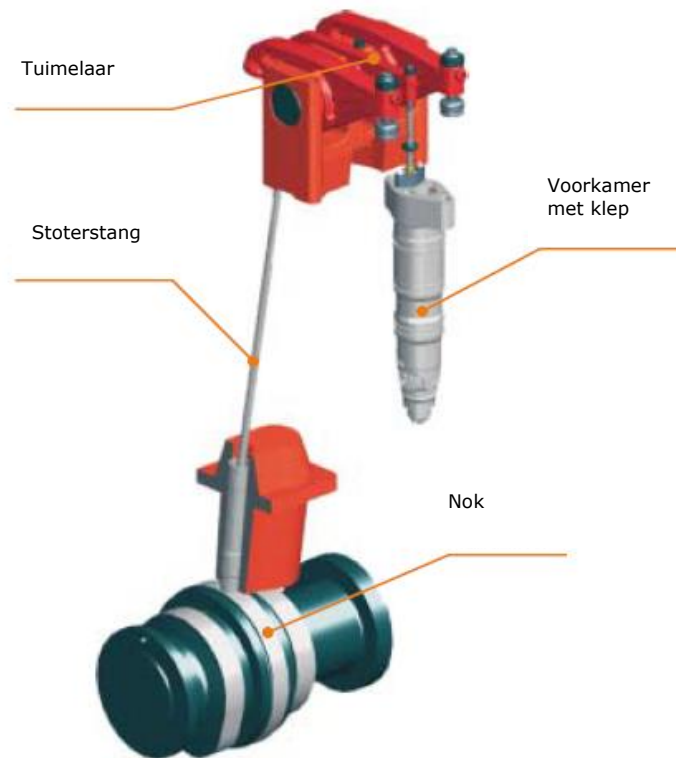
8.4.1 De voorkamer bij de Otto motor

Een zeer belangrijk deel van de lean burn gasmotor met bougie ontsteking, is de zogenaamde voorkamer. De voorkamer moet zo klein mogelijk zijn om de NO_x emissie tot een minimum te beperken, maar aan de andere kant groot genoeg om voor een snelle ontsteking te zorgen. Het mengsel van lucht en gas dat aan de voorkamer wordt toegevoerd is rijker dan het mengsel dat de cilinder instroomt. Enkele van de meest belangrijke ontwerpfactoren van de voorkamer zijn dan ook:

- De mate van menging van gas en lucht.
- De vorm van de voorkamer.
- Gassnelheden en turbulentie van het mengsel bij de bougie.
- De mate van koeling van de voorkamer en de bougie.
- Materiaalkeuze.

De voorkamerklep wordt met behulp van een aparte nok en tuimelaar geopend en gesloten, dit is weergegeven op afbeelding 11.

Het ontstekingssysteem, de bougie, wordt speciaal voor het type motor gemaakt en aangestuurd door het regelsysteem. Het ontstekingssysteem is weergegeven op afbeelding 12.



Afbeelding 11. Bediening van de voorkamerklep. Bron Wärtsilä.



Afbeelding 12. Het ontstekingsmechanisme. Bron Wärtsilä.

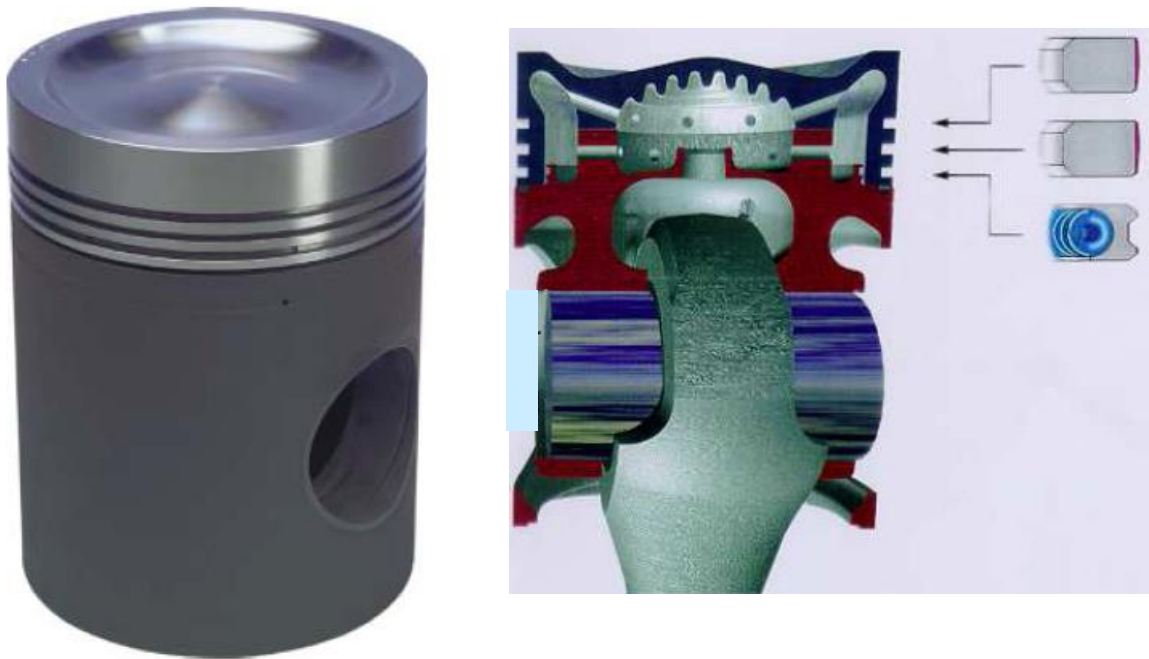
8.4.2 De zuigers van de gas motor

De zuigers bestaan gewoonlijk uit een zuigerkroon die op het zuigerhemd vast gebouwd zit.

De zuigerkroon wordt gefabriceerd van gietstaal, het hemd is van aluminium gemaakt. De groeven waar de zuigerveren in gaan zijn gehard.

Cocktailshaker

De zuigers zijn voorzien van zogenaamde cocktailshakerkoeling.



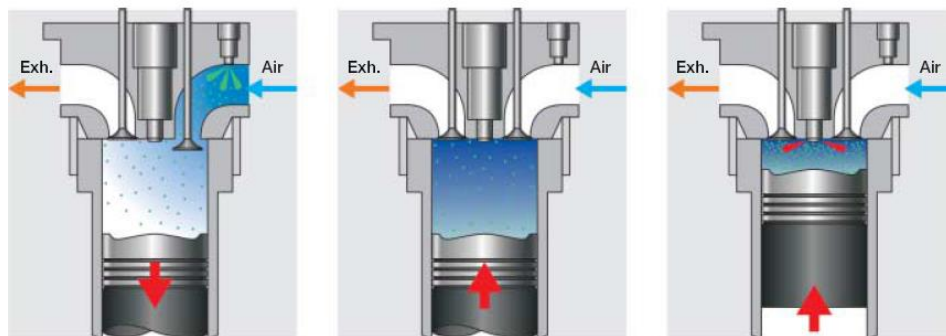
Afbeelding 13. De zuiger, met links cocktailshakerkoeling. Wärtsilä.

Bij cocktailshakerkoeling wordt de zuiger met olie gekoeld, de olie klotst eigenlijk bij de op en neergaande slag tegen de zuigerkroon aan waardoor de olie in innig contact komt met de kroon. De kroon wordt hierdoor effectief gekoeld. Rechts op de afbeelding zijn de twee compressieveren en de olieschraapveer te zien.

Wat opvalt is dat zuigers van gasmotoren niet voorzien zijn van gaten in de kroon, waaraan een hyscoog bevestigd kan worden. Bij gasmotoren mogen er namelijk geen dode hoeken in het verbrandingsgedeelte zijn. Het gas kan zich ophopen in boutgaten en later ontbranden, dit noemt men knocking. Bij de Otto gasmotor, ook wel SG motor genoemd, zijn er om deze reden zelfs geen indicatorkranen voorzien. (SG = Single Gas)

8.5 Het dual fuel systeem

Bij het dual fuel systeem, overigens ook lean burn, wordt de verbranding niet ingeleid door middel van een bougie. Bij het dual fuel systeem wordt de verbranding ingeleid door het inspuiten van een kleine hoeveelheid dieselolie of zware olie. Tevens is het mogelijk om bij deze motoren een keuze te maken tussen, enerzijds het draaien op gas met voorontsteking van vloeibare brandstof en anderzijds volledig op vloeibare brandstof te draaien. Vandaar de benaming dual fuel. Op afbeelding 14 is een schema weergegeven van een motor met het zogenaamde dual fuel systeem.



Afbeelding 14. Dual fuel systeem. Bron Wärtsilä.

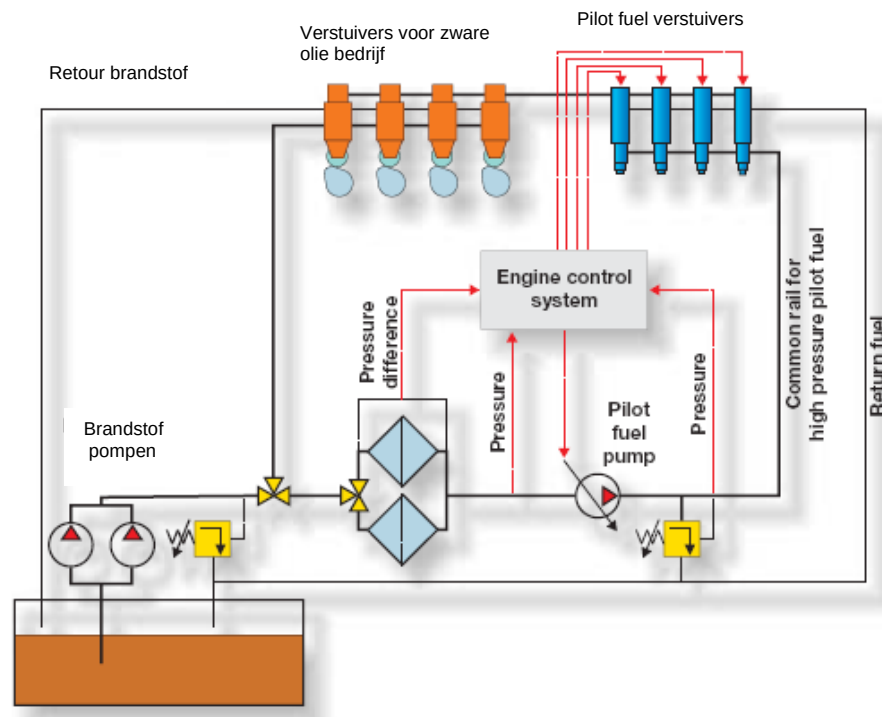
De regeling van de gastoevoer is gelijk aan de Otto motor. De verstuivers worden met behulp van een hoge druk brandstofpomp van dieselolie of zware olie voorzien. Bij dit systeem maakt men, voor de ontsteking met vloeibare brandstof tijdens gasbedrijf, gebruik van het zogenaamde common rail systeem. De verstuivers staan bij dit systeem allemaal constant onder druk en worden elektronisch geopend, dit wordt weer geregeld door het regelsysteem van de motor. De verstuivers van dit soort motoren zijn van het zogenaamde twin-needle principe. Dit houdt in dat in een huis twee verstuivertips gemonteerd zijn. De ene tip is zogenaamde pilot fuel, dit is de verstuiver die de verbranding inleidt tijdens het draaien op gas. De andere tip wordt gebruikt tijdens het draaien op dieselolie of zware olie. Op afbeelding 15 is een dergelijke verstuiver te zien.



Afbeelding 15. De twin-needle verstuiver. Bron Wärtsilä.

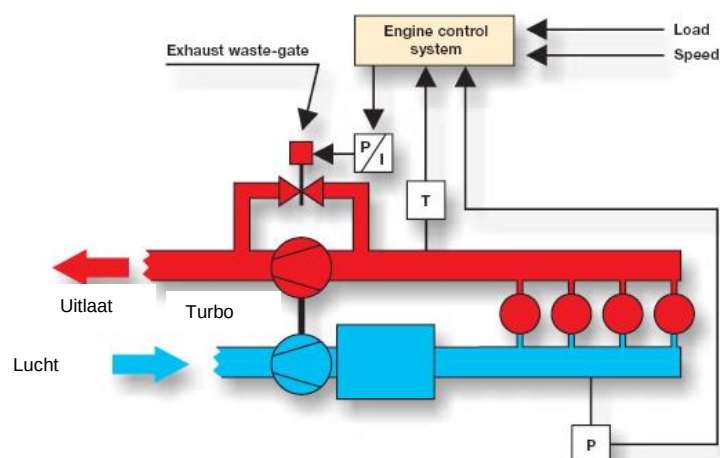
Op de afbeelding zijn duidelijk de twee brandstofopening te zien, de kleine opening is voor de zogenaamde pilot fuel, de grote wordt gebruikt tijdens zware olie bedrijf.

Het gassysteem is gelijk aan dat van de Otto motor dat afgebeeld is op afbeelding 7. Het systeem voor de vloeibare brandstof is weergegeven op afbeelding 16.



Afbeelding 16. Vloeibare brandstofsysteem. Bron Wärtsilä.

De luchtregeling, lees de luchtfactor, wordt ook hier op dezelfde manier geregeld als bij de Otto motor. Ten overvloede is op afbeelding 17 nog eens een waste gate systeem weergegeven. Dit is vergelijkbaar met afbeelding 9.



Afbeelding 17. Waste gate systeem. Bron Wärtsilä.

Het enige dat wezenlijk anders is bij deze motoren is de uitvoering van de zuiger. Hier wordt het materiaal mee bedoeld waar de zuiger van gemaakt is.

De zuigerkroon is weer gemaakt van gietstaal, het zuigerhemd is hier van nodulair gietijzer vervaardigd. Dit is beter bestand tegen de zwaardere bedrijfscondities tijdens zware olie bedrijf.

Op afbeelding 18 is een dergelijke zuiger weergegeven.



Afbeelding 18. Zuiger met veren, de kroon is van gietstaal, het hemd van nodulair gietijzer.

8.6 Koelwatersysteem

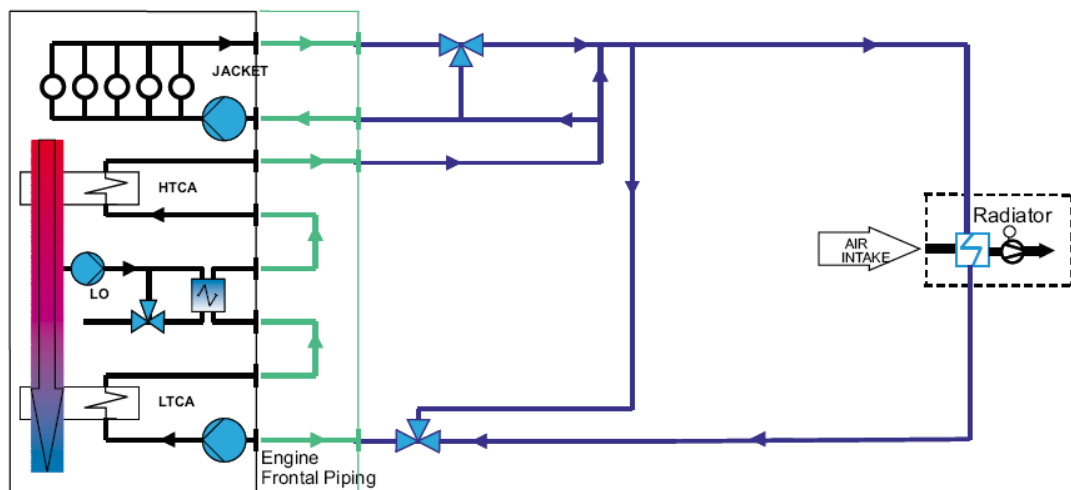
Het koelwatersysteem is voor beide genoemde typen motoren gelijk. In bijna alle gevallen betreft het bij landinstallaties een intercoolsysteem. Het centrale koelwater wordt in één gemeenschappelijke luchtkoeler gekoeld.

Bij het koelwatersysteem onderscheiden we:

- Het cilinderkoelwater
- Het spoellucht koelwater
- Het smeeroliekoelwater

Het cilinderkoelwater en het koelwater voor de spoellucht is vaak één systeem. Het "koude" koelwater dat uit de centrale koeler komt, zie afbeelding 19, wordt met behulp van een pomp eerst door het lage temperatuur gedeelte van de spoelluchtkoeler gevoerd, LTCA. Als het koelwater de lage temperatuur spoelluchtkoeler verlaten heeft stroomt het door de smeeroliekoeler.

Daarna gaat hetzelfde water door het hoge temperatuurgedeelte van de spoelluchtkoeler, HTCA. Dit water wordt vervolgens door de cilinderkoelwaterpomp naar de desbetreffende cilinders gevoerd. Hierna wordt het koelwater naar de gemeenschappelijke luchtkoeler gevoerd.

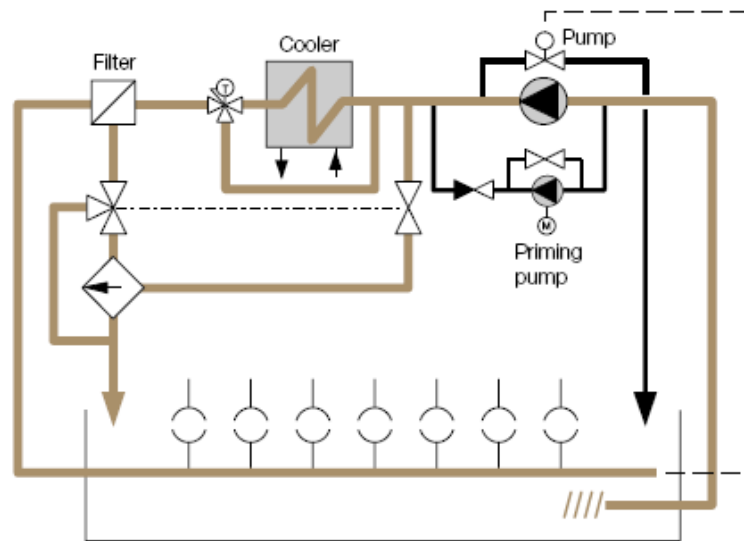


Afbeelding 19. Het koelwatersysteem. Bron Wärtsilä.

De temperatuur van het koelwater wordt met behulp van de diverse thermostatische regelkleppen op een constante temperatuur gehouden. Voor het cilinderkoelwater bedraagt dit circa 90 °C, uittredetemperatuur uit de cilinder. De spoellucht wordt op een temperatuur van circa 70 °C gehouden.

8.7 Smeeroliesysteem

Het smeeroliesysteem is apart weergegeven op afbeelding 20. Let op: op afbeelding 19 is nog wel de smeeroliekoeler te zien, links van de smeeroliepomp (LO). Het smeeroliesysteem is voor beide typen motoren hetzelfde. Voordat de motor gestart wordt, moet eerst de elektrisch aangedreven priming pomp bijgezet worden. Deze zorgt ervoor dat alle essentiële onderdelen van de motor van olie zijn voorzien voordat deze gaat draaien. Op de afbeelding is een smeerolieschema met een natte sumptank weergegeven. De motor drijft zelf de hoofdsmeeroliepomp aan. Verder is het systeem voorzien van een automatisch smeeroliefilter en thermostatische regelkleppen.



Afbeelding 20. Smeeroliesysteem. Bron Wärtsilä.

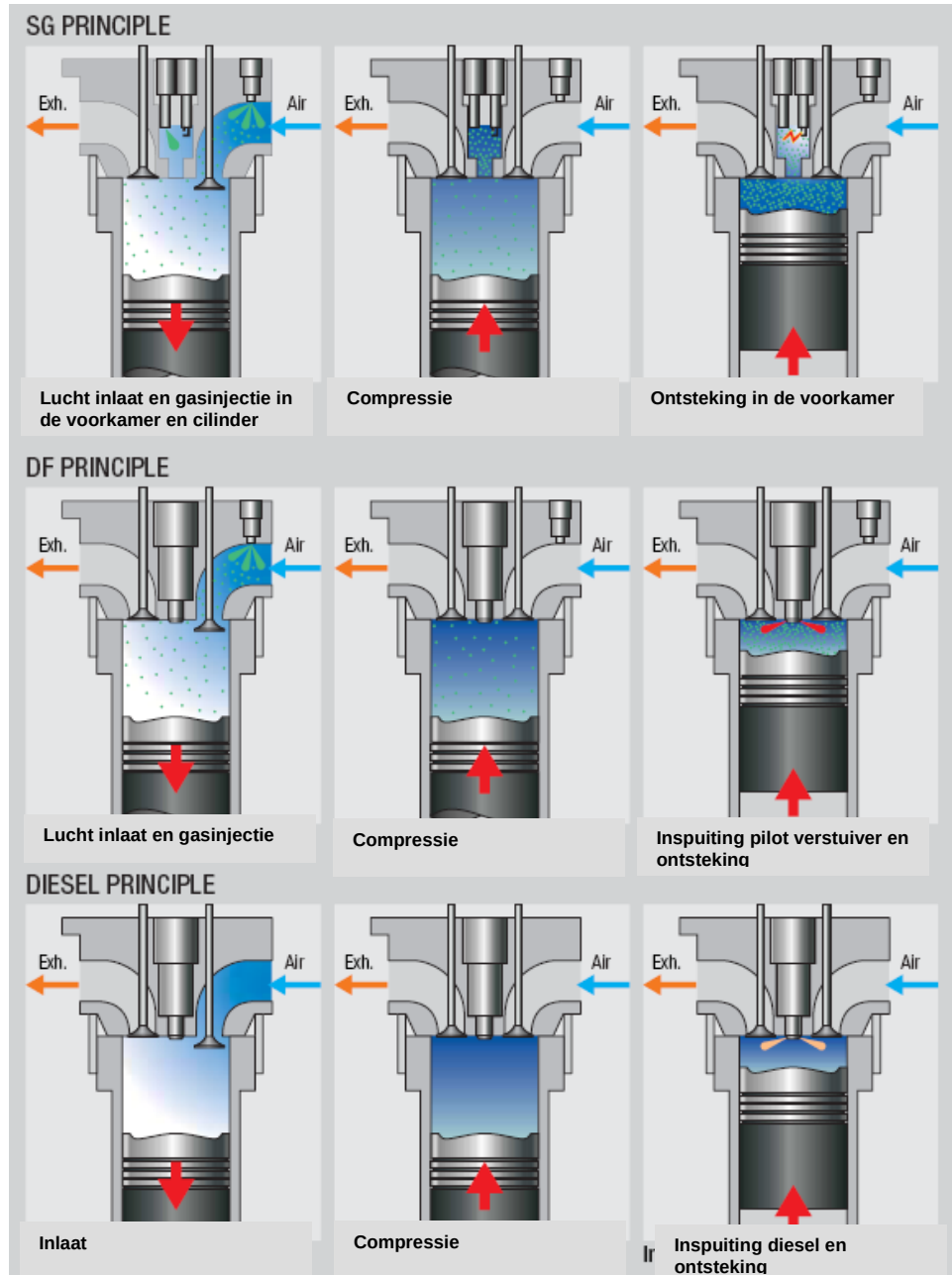
8.8 Vergelijking tussen gas en diesel

Op afbeelding 21 zijn voor de duidelijkheid de verschillende verbrandingsprocessen weergegeven.

- De bovenste is de Otto motor, ook wel Single Gas (SG) genoemd.
- De middelste is het Dual Fuel systeem (DF).
- Het onderste is het Diesel principe.

Voor de rest spreekt de afbeelding voor zich.

Otto proces
of
Single Gas



Dual Fuel
proces

Diesel
proces

Afbeelding 21. De verschillende processen onder elkaar. Bron Wärtsilä.

8.9 De stookwaarde

Voor de volledigheid worden in tabel 1 diverse gassen opgesomd met hun stookwaarde en de benodigde theoretische hoeveelheid lucht, in Nm^3 lucht per Nm^3 gas.

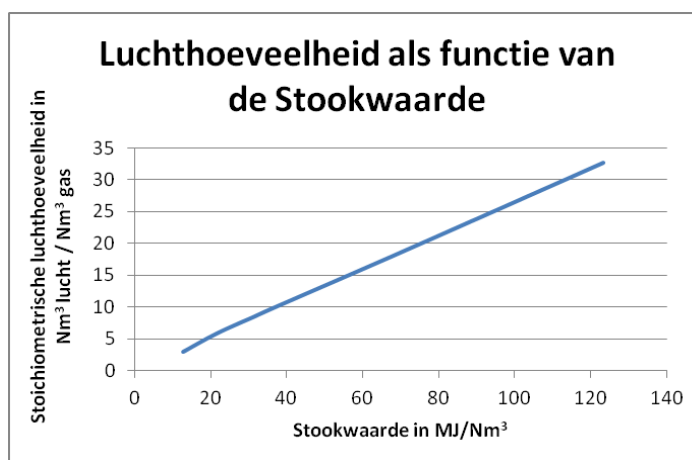
Vergelijkingstabel				
Gas	Symbool	Stookwaarde in MJ/Nm^3	Stoichiometrische luchthoeveelheid in Nm^3 lucht / Nm^3 gas	Calorische waarde van het stoichiometrische mengsel in MJ/Nm^3
Methaan	CH_4	35,88	9,671	3,362
Ethaan	C_2H_6	64,35	17,056	3,564
Propan	C_3H_8	93,21	24,652	3,634
n-Butaan	C_4H_{10}	123,47	32,657	3,668
Koolmonoxide	CO	12,63	2,413	3,701
Waterstof	H_2	10,78	2,410	3,161
Gronings aardgas	-----	31,68	8,527	3,325
Biogas	-----	21,53	5,803	3,165
LPG	-----	105,31	27,854	3,650

Tabel 1. Vergelijkingstabel gassen.

Wat meteen in de tabel opvalt, is dat de calorische waarden van de verschillende lucht gas mengsels elkaar niet veel ontlopen.

Bij biogassen heeft men over het algemeen te maken met "slecht" gas, in deze gassen is een hoge concentratie CO_2 en Stikstof aanwezig. Het CO_2 en de Stikstof zorgen voor een lagere stookwaarde en een vertraging van de verbranding, hetgeen ongewenst is. Om deze reden zal het gasverbruik bij biogas hoger zijn dan bij het gebruik van bijvoorbeeld methaan. Verder wordt om een te hoge thermische belasting van de motor, draaiend op biogas, te voorkomen het vermogen van de motor vaak wat gereduceerd. Het gasmengsel is arm dus de luchtfactor laag, het gevolg hiervan zijn hoge verbrandingstemperaturen.

In tabel 2 is de stoichiometrische luchthoeveelheid uitgezet tegen de stookwaarde van het gas.



Tabel 2. Stoichiometrische lucht als functie van de stookwaarde.

8.10 Veiligheid

Bij het werken met gasmotoren is veiligheid een zeer belangrijk aspect, zowel voor de omgeving als voor de mens zelf. Een van de veiligheidsonderdelen is de controle op de dichtheid van de installatie. In het algemeen kunnen we stellen dat een dichtheidscontrole de volgende resultaten op kan leveren:

- De installatie is dicht.
- De installatie bevat een lek zonder gevaar.
- De installatie bevat een lek met direct gevaar voor de omgeving.

Een gasinstallatie is in het algemeen gasdicht te beschouwen als de drukdaling, na het sluiten van de "hoofdkraan", niet meer dan 1 mbar bedraagt. De proef wordt uitgevoerd bij een normale werkdruk van de installatie en met de aanvoerafsluiters geopend en de toevoerafsluiter vlak bij de gasmotor gesloten.

Lektesten bij gasmotoren worden gedaan met lucht, de installatie wordt met lucht onder een druk van 125 millibar gezet. Als nu na drie minuten de druk niet meer is gedaald dan drie millibar, dan is de installatie als gasdicht te beschouwen.

Een gaslek groter dan vijf liter per uur is te beschouwen als een direct gevaar voor de omgeving. Een lek kleiner dan vijf liter per uur kan een gevaar zijn voor de omgeving, we moeten ons dan het volgende afvragen:

- Hoe groot is de ruimte?
- Hoe en in welke mate wordt de ruimte geventileerd?
- Is er open vuur aanwezig?

Bij enige twijfel, altijd de installatie afsluiten.

Bij een eerste inbedrijfname wordt de gasstraat getest op 1,1 maal de werkdruk.

8.10.1 Gasdetectie systemen

Elke installatie moet voorzien zijn van een deugdelijk gasdetectie systeem, dat bij lekkage een alarm genereert en de gastoevoer automatisch onderbreekt. Meestal is de onderbreking van de gastoevoer afgesteld op een waarde die 80% onder de waarde van de explosiegrens ligt.

Afhankelijk van het land waar de gasmotoren zijn opgesteld, is in bijna alle gevallen een zogenaamde automatische dichtheidstest van de gasstraat verplicht, dit systeem gaat automatisch in werking bij het starten van de motor. We onderscheiden hierbij onder andere:

- De vacuümtest.
- De tweefasentest

Bij de vacuümtest wordt, met behulp van een vacuümpomp tussen de toevoerafsluiters een onderdruk gecreëerd. Met behulp van een drukschakelaar wordt gecontroleerd of het vacuüm op de daarvoor gestelde tijd gehandhaafd blijft, zo niet, dan wordt de gasstraat vergrendeld.

Bij de tweefasen test wordt de toevoerafsluiter geopend, de afsluiter bij de motor blijft gesloten. Als de druk, gemeten met behulp van een drukschakelaar, op een vooraf ingestelde tijd blijft staan, wordt de gastoevoer naar de motor vrijgegeven. Is dit niet het geval, dan wordt de gasstraat vergrendeld.

Verder heeft uiteraard elke motorleverancier zijn eigen veiligheidssysteem, hier wordt verder niet op ingegaan.

8.11 Samenvatting

De gasmotor produceert ten opzichte van andere krachtwerktuigen weinig CO₂.

Soorten gasmotoren:

Er zijn verschillende motoren die gas als brandstof gebruiken, zo kennen we:

- De Otto gasmotor.
- De diesel gasmotor, ook wel Dual Fuel motor genaamd.

De Otto motor:

Bij de Otto gasmotor wordt een lucht/gasmengsel in de verbrandingskamer door een elektrische vonk van een bougie tot ontbranding gebracht. We kennen een aantal uitvoeringen:

- De motor met zuigvulling, de motor zuigt tijdens de inlaatslag zelf zijn lucht/gasmengsel aan, dit is over het algemeen een arm mengsel, er is erg veel lucht aanwezig ten opzichte van het gas.
- De motor met drukvulling, hier krijgt de motor het lucht/gasmengsel gecomprimeerd aangeleverd. Ook hier weer een arm mengsel.
- Motoren met voorkamerverbranding, deze verbranding vindt plaats met motoren die op een ultra arm mengsel draaien dat niet meer met behulp van een bougie te ontsteken is.

De diesel gasmotor:

Bij dit principe komt het lucht/gasmengsel in de cilinder tot ontbranding door de zelfontbranding van de ingespoten diesel in de voorkamer. De dieselolie die in de voorkamer ingespoten wordt is ongeveer 10% van de totale brandstoftoevoer.

Stoichiometrisch gasmotor:

Bij een verbranding waarbij exact de hoeveelheid lucht wordt toegevoerd voor een volledige chemische verbranding noemen we een stoichiometrische verbranding. Gasmotoren die werken met een luchtfactor 1, noemen we dan ook stoichiometrische gasmotoren.

Arm mengsel gasmotor:

Als er meer lucht wordt toegevoegd dan nodig voor een volledige verbranding, dan is er sprake van een arm mengsel. Deze gasmotoren worden dan ook arm mengsel gasmotoren genoemd. We kennen ze beter onder de benaming lean burn.

Onderverdeling gasmotoren:

We kunnen de gasmotoren indelen in drie groepen:

- Kleine gasmotoren met een vermogen kleiner dan 100 kW. De kleine gasmotoren zijn over het algemeen atmosferische motoren. Ze zuigen het lucht/gasmengsel zelf aan en hebben dan ook een stoichiometrische verbranding.
- Middelgrote gasmotoren met een vermogen van 100 – 700 kW. De middelgrote motoren werken met een luchtfactor die varieert van 1,4 - 1,6. Dit zijn motoren met drukvulling uitgerust en van het zogenaamde lean burn principe.

- Grote gasmotoren, dit zijn motoren met een vermogen groter dan 700 kW. Deze motoren zijn net als de middelgrote motoren ook arm mengsel motoren. Ze hebben een luchtfactor die varieert van 2,1 – 2,4. Om dit zeer arme mengsel te ontsteken wordt vaak gebruikt gemaakt van een zogenaamde voorkamerontsteking. Deze motoren worden ook wel ultra lean burn genoemd.

Werkingsprincipe Otto motor:

De ontsteking van de brandstof bij een lean burn motor wordt ingeleid door een bougie, die in een zogenaamde voorkamer gemonteerd is.

De hoeveelheid gas:

De hoeveelheid gas die aan de cilinder wordt toegelaten hangt af van een aantal parameters waaronder:

- Belasting van de motor
- Aantal omwentelingen
- Uitlaatgassen temperatuur
- NOx emissie

Het brandstofsysteem, lean burn gas:

Voordat het gas aan de cilinders wordt toegevoerd, wordt het eerst via een zogenaamd reduceerstation geleid. Het reduceerstation bestaat uit:

- Een toevoerafsluiters
- Een filter
- Diverse reduceren
- Diverse veiligheidsventielen
- Elektrische drukmetingen

De Voorkamer:

Enkele van de meest belangrijke ontwerpfactoren van de voorkamer zijn dan ook:

- De mate van menging van gas en lucht
- De vorm van de voorkamer
- Gassnelheden en turbulentie van het mengsel bij de bougie
- De mate van koeling van de voorkamer en de bougie
- Materiaalkeuze

Het dual fuel systeem:

Bij het dual fuel systeem, overigens ook lean burn, wordt de verbranding niet ingeleid door middel van een bougie. Bij het dual fuel systeem wordt de verbranding ingeleid door het inspuiten van een kleine hoeveelheid dieselolie of zware olie. Tevens is het mogelijk om bij deze motoren een keuze te maken tussen, enerzijds het draaien op gas met voorontsteking van vloeibare brandstof en anderzijds volledig op vloeibare brandstof te draaien.

Dichtheidscontrole:

In het algemeen kunnen we stellen dat een dichtheidscontrole de volgende resultaten op kan leveren:

- De installatie is dicht.
- De installatie bevat een lek zonder gevaar.
- De installatie bevat een lek met direct gevaar voor de omgeving.

Bij een eerste inbedrijfname wordt de gasstraat getest op 1,1 maal de werkdruk.

We onderscheiden hierbij onder andere:

- De vacuümtest.
- De tweefasentest

Bij de vacuümtest wordt, met behulp van een vacuümpomp tussen de toevoerafsluiters een onderdruk gecreëerd. Met behulp van een drukschakelaar wordt gecontroleerd of het vacuüm op de daarvoor gestelde tijd gehandhaafd blijft, zo niet, dan wordt de gasstraat vergrendeld.

Bij de tweefasen test wordt de toevoerafsluiter geopend, de afsluiter bij de motor blijft gesloten. Als de druk, gemeten met behulp van een drukschakelaar, op een vooraf ingestelde tijd blijft staan, wordt de gastoevoer naar de motor vrijgegeven. Is dit niet het geval, dan wordt de gasstraat vergrendeld.

8.12 Vragen

- Om welke reden(en) en waar worden gasmotoren steeds meer gebruikt?
- Welke gasmotoren kennen we?
- Wat wordt verstaan onder een stoichiometrische gasmotor?
- We kunnen gasmotoren onderverdelen in drie groepen, noem deze.
- Maak een schets van een diagram waarin de vlamtemperatuur van de verbranding als functie van de luchtfactor is weergegeven. Geef tevens aan wat de vlamtemperatuur bij gelijkblijvende luchtfactor doet als de spoelluchttemperatuur wijzigt.
- Schets het vierslag principe van een gasmotor met een voorkamerontsteking.
- Beschrijf het werkingsprincipe van een zogenaamde dual fuel gasmotor.
- Maak een schets, met beschrijving, van een gasreducerstation zoals dat bij gasmotoren gebruikelijk is.
- Maak een schets van het vloeibare brandstofsysteem van een gasmotor, dus van een dual fuel motor.
- Wat wordt verstaan onder cocktailshakerkoeling?
- Wat verstaan we onder een zogenaamd intercool systeem?
- Wat is een zogenaamde waste gate en met welk doel wordt dit toegepast?
- Noem een aantal veiligheidswerkzaamheden die uitgevoerd worden aan een gasstraat, dit kan zowel handmatig als automatisch zijn.

9.0 Biobrandstof en Warmtekracht koppeling

9.1 Inleiding

De zorg om het milieu wordt steeds groter. Wereldwijd worden er conferenties gehouden om de uitstoot van broeikasgassen tegen te gaan of te beperken. Broeikasgassen zijn onder andere:

- CO₂, Kooldioxide.
- NO_x, Stikstofoxiden.

Van deze gassen is bekend dat ze de opwarming van de aarde in de hand werken en dat ze de ozonlaag aantasten. Het streven is om de uitstoot zoveel mogelijk te beperken. Men tracht dit te doen door bijvoorbeeld het benzine en diesilverbruik van auto's te minimaliseren, door steeds zuinigere motoren te bouwen. Dit alles is echter niet afdoende, er komen namelijk steeds meer auto's en de vraag naar energie blijft wereldwijd stijgen.

Als we bijvoorbeeld in een energiecentrale 1 kilogram zware olie verstoffen komt daar ongeveer 3,22 kilogram kooldioxide bij vrij. Als we een kilogram methaangas verstoffen komt daar vervolgens 2,75 kilogram kooldioxide bij vrij. Op het eerste gezicht is methaangas al beduidend beter als het om de uitstoot van kooldioxide gaat. De stookwaarde van gas is echter lager dan die van stookolie, dus om een kilowattuur aan energie op te wekken is meer gas nodig, in kilogrammen, dan stookolie.

Een oplossing voor het geschetste probleem kan de zogenaamde biobrandstof zijn. Een voorbeeld van biobrandstof is biodiesel. Biodiesel is een type biobrandstof, een duurzame energiebron die gemaakt wordt uit plantaardige olie of dierlijke vetten of andere bronnen.

6%

In de auto-industrie streeft men naar een biobrandstofaandeel van 6% in 2010. Bij de automotoren wordt de biobrandstof bijgemengd bij normale dieselolie. Als er bijvoorbeeld bij een normale dieselolie 20% biobrandstof wordt gemengd noemen we dit een B20 brandstof.

9.2 Het milieuvoordeel

Het belangrijkste milieuvoordeel van biodiesel is dat de basisgrondstof (PPO, pure plantaardige olie) biologisch afbreekbaar is, niet giftig is en geen zwavel en aromaten bevat. Daarentegen zijn de benodigde chemicaliën voor de verestering dan wel weer toxisch. Bij verbranding komt veel minder zwaveloxide en koolmonoxide vrij dan gewone brandstof. Maar het geeft wel meer stikstofoxiden af, die bijdragen tot de vorming van zure regen. De belangrijkste drijfveer voor het gebruik van biodiesel is de vermoedelijke neutralisering van de CO₂-uitstoot. Het voordeel van biodiesel ten opzichte van pure plantaardige olie is dat de viscositeit ervan goed overeenkomt met die van conventionele dieselolie. Daardoor kunnen de meeste motoren er zonder aanpassingen op lopen. Echter voor permanent biodieselgebruik moeten brandstofleidingen en pakkingen van een materiaal zijn dat zich niet laat aantasten door de hogere zuurgraad van biodiesel.

PPO

Dit vraagt in veel gevallen om aanpassing. Het nadeel is dat biodiesel een lagere stookwaarde heeft dan diesel, met andere woorden, bij een auto kom je minder ver met een volle tank. Verder moet, zoals gezegd, de grondstof voor biodiesel eerst bewerkt worden, hetgeen milieubelastend is.

Ook de grondstof, PPO (Puur Plantaardige Olie), kan in veel motoren gebruikt worden. Puur gebruik vereist aanpassingen aan het brandstofsysteem. Zo worden er andere verstuivers gemonteerd, in sommige gevallen zelfs een andere inspuitspomp en wordt het inspuitmoment gewijzigd. In de meeste gevallen wordt er gebruik gemaakt van een zogenaamd 2-tanksysteem. Je kunt zeggen dat er een 2^{de} brandstofsysteem ingebouwd wordt waarbij brandstofverwarming de viscositeit van de PPO verlaagt, zodat de originele verstuivers en inspuitspomp gehandhaafd blijven, die waren immers voor diesel ontworpen. Er wordt dan gestart op diesel en als de motor op bedrijfstemperatuur is, wordt er overgeschakeld op PPO. De warmte van de motor wordt benut om de PPO te verwarmen, waardoor deze dunner wordt. PPO is namelijk dikker, stroperiger dan diesel en wordt daarom met een koude motor minder goed verneveld en verbrand. Op bedrijfstemperatuur is de verbranding van PPO goed. De grondstof voor biodiesel wordt voornamelijk verkregen uit koolzaad en rapzaad.

De voornaamste biobrandstoffen zijn bio-ethanol en biodiesel. Bio-ethanol wordt verkregen door microbiële gisting van koolhydraten, uit suikerriet, tarwe, maïs, rogge, gerst en suikerbieten, doorgaans met behulp van levende gisten als productieorganisme. In 2006 zijn er in Europa zeven grote productiebedrijven van bio-ethanol, waarvan drie in Duitsland, drie in Spanje en één in Zweden. Daarnaast zijn er een tiental kleinere bedrijven vooral in Frankrijk. In 2006 wordt 9 miljoen ton graan tot 3 miljoen ton bio-ethanol verwerkt.

Veevoer

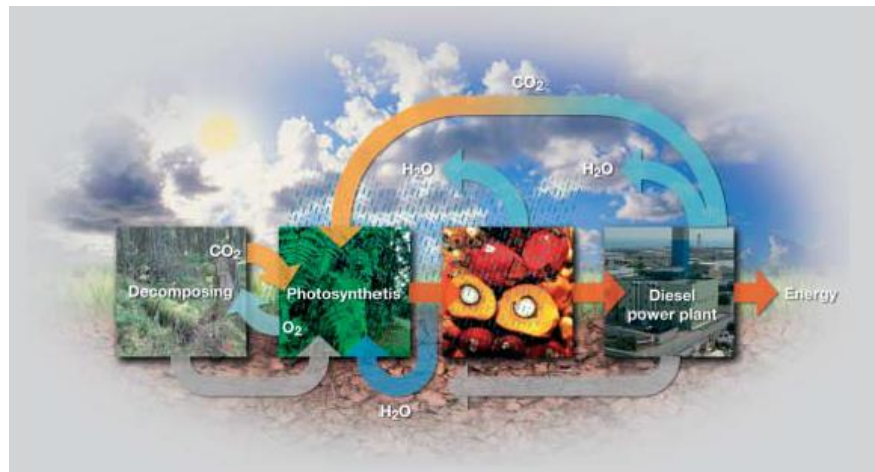
Het afval dat ontstaat bij de bio-ethanol productie kan als eiwitrijk veevoer gebruikt worden.

9.3 Toepassing bij energieopwekking

Het idee om bij energieopwekking geen enkele vorm van CO₂ te produceren is de droom van de moderne wereld. Omdat er bij elke vorm van verbranding wel CO₂ vrij komt zal dit een utopie zijn. Een andere, realistische, mogelijkheid is om niet meer CO₂ in het milieu te brengen dan er al is. Een mogelijkheid daartoe is toepassing van zonne-energie en windenergie, deze twee vormen van energieopwekking hebben elk één groot nadeel, ze zijn afhankelijk van het weer. Voor grootschalige en betrouwbare energieopwekking aan het elektriciteitsnet zijn deze vormen van energieopwekking dan ook niet geschikt. Energieopwekking met behulp van biobrandstof, zowel vloeibare als gasvormige, in combinatie met motoren die hiervoor geschikt zijn, zijn wel betrouwbare vormen van energieopwekking. Het leuke van biobrandstoffen is dat er zowel voor de zakenman als voor de milieuactivist voordelen zijn. De zakenman verdient er geld mee, de milieuactivist is tevreden omdat er geen extra CO₂ in het milieu terecht komt en omdat er meer gewassen verbouwd worden, dit gaat de erosie van de grond tegen. Tevens zit er voor de landbouwers een aardige toekomst en werkgelegenheid in, biobrandstof wordt namelijk uit diverse landbouwgewassen vervaardigd. In veel landen is deze vorm van milieuvriendelijke energieopwekking een lucratieve bezigheid voor de eigenaars van deze powerplants. Ze verdienen in de eerste plaats aan de energie die ze leveren en in de tweede plaats zijn er in de diverse landen vele subsidiemogelijkheden.

Ook buiten Europa is er steeds meer interesse voor de energieopwekking waarbij weinig tot geen broeikasgassen vrijkomen, voorbeelden daarvan zijn onder andere Japan, Maleisië en India. In dit soort landen is er veel belangstelling voor de palmolie waaruit brandstof vervaardigd kan worden.

Het idee is eigenlijk eenvoudig, een plant of boom neemt tijdens haar leven CO_2 uit de lucht op en geeft daar zuurstof voor terug. Als de plant, of olie van deze planten, verstoekt wordt komt dezelfde hoeveelheid CO_2 weer terug in het milieu. Eigenlijk is het een CO_2 neutraal proces. Een grafische voorstelling is weergegeven op afbeelding 1.



Afbeelding 1. CO_2 neutrale energieopwekking.

Rudolf Diesel zei in 1912 reeds het volgende:

"The use of vegetable oils for engine fuels may seem insignificant today. But such oils may in the course of time become as important as petroleum and the coal tar products of the present time".

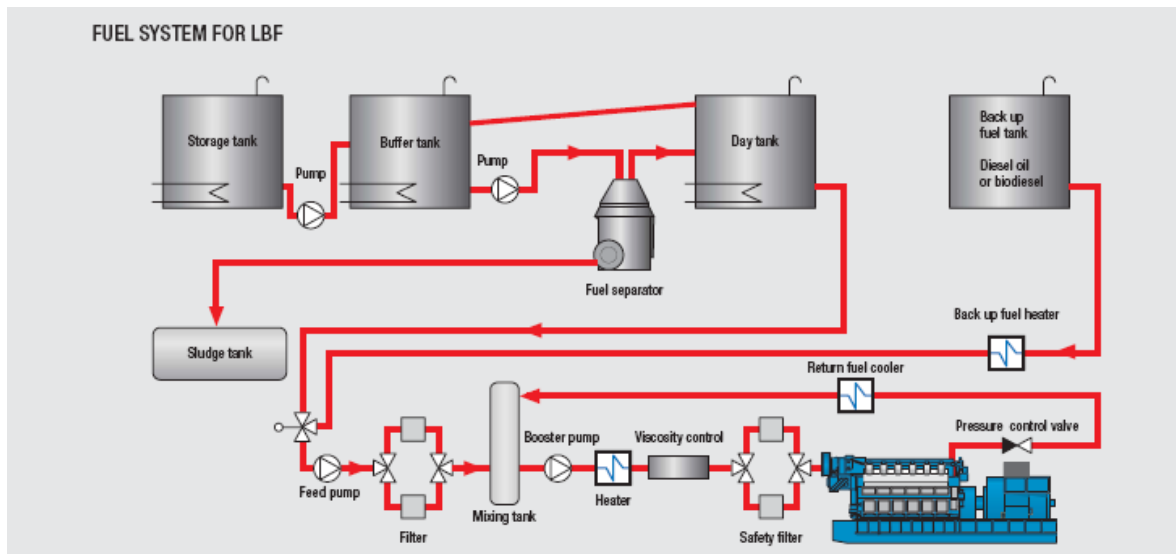
Pindaolie

Deze man moet destijds een vooruitziende blik hebben gehad. Wat veel mensen niet weten is dat zijn motor destijds op pindaolie draaide.

9.4 De toepassing bij motoren

Over vloeibare biobrandstof wordt al sinds de industriële revolutie gesproken. Sinds 1990 is het onderzoek naar biobrandstof echter in een stroomversnelling geraakt.

De diverse motoren hebben over de gehele wereld onder zeer extreme omstandigheden bewezen om op bijna elke vorm van zware olie te kunnen draaien. Om deze reden kunnen deze motoren ook op biobrandstof draaien. Wel was er onderzoek nodig met speciale aandacht voor het brandstofsysteem om ze geschikt te maken voor vloeibare biobrandstof. Het belangrijkste bij biobrandstof is dat de viscositeit goed geregeld wordt, de viscositeit van biobrandstof is namelijk zeer gevoelig voor de geringste temperatuurschommelingen. Om deze reden is er veel aandacht besteed aan het gehele brandstofsysteem. Op afbeelding 2 is een dergelijk brandstofsysteem weergegeven.



Afbeelding 2. Biobrandstofsysteem. Bron Wärtsilä.

Op afbeelding 2 is duidelijk te zien dat verwarming in het systeem erg belangrijk is. In elke tank en door heel het systeem zijn heaters, voorwarmers, voorzien. Verder is in het systeem een centrifuge, oil separator, opgenomen om de biobrandstof goed te reinigen. In dit systeem is, net als bij een conventioneel brandstofsysteem een filter, een viscositeitregelaar en een brandstof fijnfilter opgenomen. De motor is gewoon een standaard medium speed dieselmotor, daar wordt hier verder geen aandacht aan besteed.

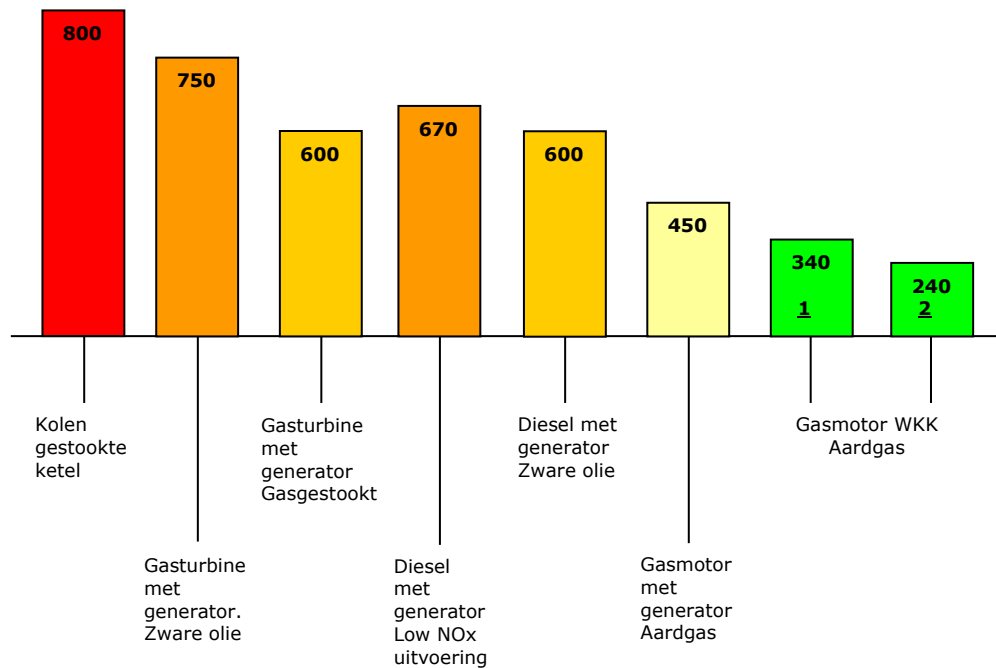
9.5 Warmte Kracht Koppeling

Een Warmte Kracht Koppeling, WKK, is een begrip dat men steeds vaker hoort. Nieuw is het echter niet. In de tijd van de stoommachine werd met de stoommachine een generator aangedreven, terwijl de afgewerkte stoom gebruikt werd voor verwarmingsdoeleinden. Later werd ditzelfde met stoomturbines gedaan, de turbine drijft een generator aan die op zijn beurt elektriciteit aan het net levert. De stoom die de turbine verlaat met een druk van circa 4 bar werd, en wordt gebruikt voor verwarmingsdoeleinden.

In de eerste plaats wordt bij een WKK altijd gedacht aan elektriciteit opwekking met behulp van grote gasmotoren en gasturbines, de dieselmotor is voor het gebruik in een WKK zeker in opmars. Ook de motoren die op biobrandstof draaien worden steeds meer toegepast in de Warmte Kracht Koppeling.

Het basisbegrip van WKK is dat een primaire energiebron, bijvoorbeeld aardgas, dieselolie, zware olie of biobrandstof, via een energiesysteem eindigt bij een energiefunctie. In principe zijn twee basisvormen van energie van belang, dit zijn, **warmte** voor procesverwarming, ruimte verwarming en stadsverwarming en **kracht** voor aandrijving, beweging en elektriciteit.

Het grote voordeel van een WKK is dat het rendement sterk toeneemt en dat de totale emissie van CO₂ afneemt, dit laatste is weergegeven op afbeelding 3.



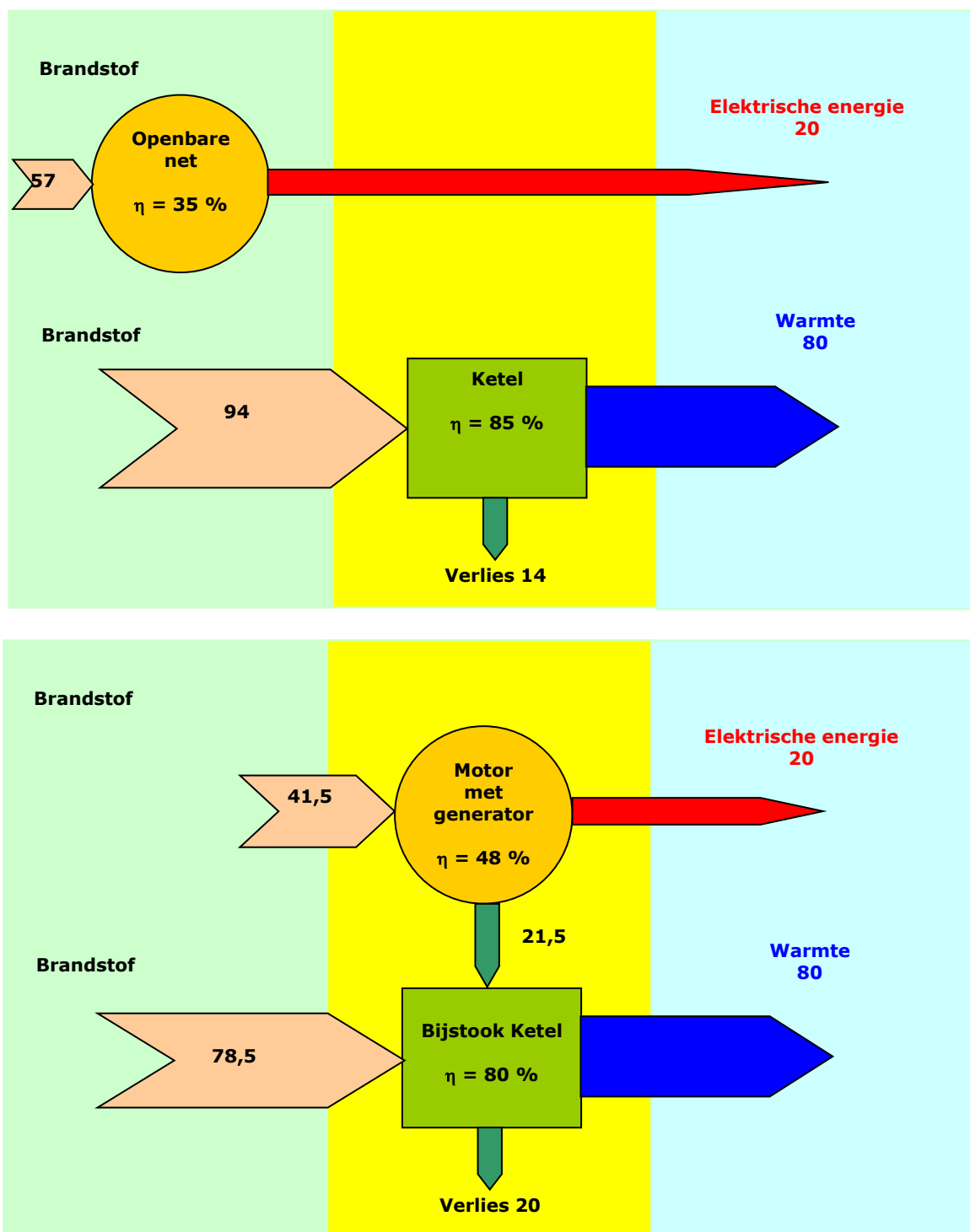
Afbeelding 3. CO₂ emissie bij verschillende systemen, uitgedrukt in gr/kWh. De laatste twee (1 en 2) zijn uitgedrukt in gr/kWh totaal. (1) 7 bar verzadigde stoom productie, (2) warm water productie.

De Warmte Kracht Koppeling kunnen we ook grafisch weergeven, dit is te zien op afbeelding 4.

We zullen in een voorbeeld aangeven wat het verschil in primair energieverbruik is tussen een conventionele productie en een gecombineerde productie van kracht en warmte. Bij de conventionele productie gaan we er van uit dat de elektriciteit wordt ingekocht en dat de warmte door een ketel wordt geleverd. Verder wordt uitgegaan van het feit dat er in beide gevallen 20 eenheden elektrische energie en 80 eenheden warmte energie nodig zijn.

Het rendement van het openbare net stellen we op 35%, het rendement van de ketel die voor verwarmingsdoeleinden wordt gebruikt stellen we op 85%.

Het rendement van de motor met generator wordt gesteld op 48%, dat van de afgassenketel met eventuele bijstook op 80%.



Afbeelding 4. De conventionele centrale en de Warmte Kracht Koppeling.

Op de bovenstaande afbeelding 4 is de conventionele centrale weergegeven, hier worden in totaal $57 + 94 = 151$ eenheden brandstof aangevoerd.

Bij het gecombineerde proces worden er $41,5 + 78,5 = 120$ eenheden brandstof aangevoerd.

Het verschil in brandstoftoevoer bedraagt dus: $151 - 120 = 31$ eenheden brandstof.

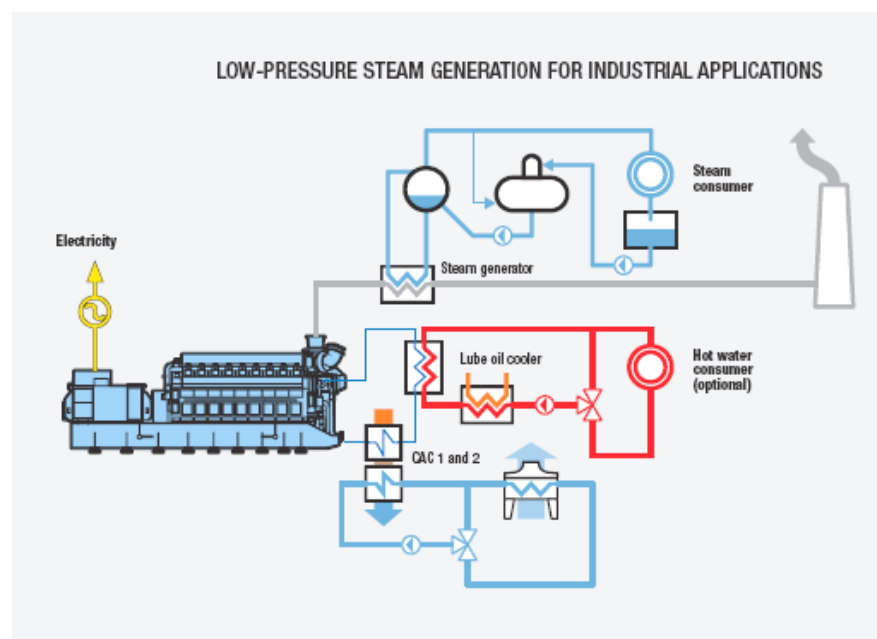
De besparing aan brandstofeenheden bedraagt bij het gecombineerde proces ten opzichte van het conventionele proces nu:

$$\frac{31}{151} \cdot 100\% = 20,6 \%$$

Aangezien de brandstofkosten een aanzienlijke post zijn in de energieopwekking kan het gecombineerde proces een interessante optie zijn. Voorwaarde is wel dat er veel warmte geleverd moet kunnen worden.

De uitdrukking Warmte Kracht Koppeling kennen we in het Duits als Kraft Wärme Kopplung en in het Engels als Cogeneration.

Bij het gebruik van dieselmotoren in een WKK kennen we eigenlijk vier vormen, ze lijken allen op elkaar, zie de afbeeldingen 5, 6, 7 en 8.

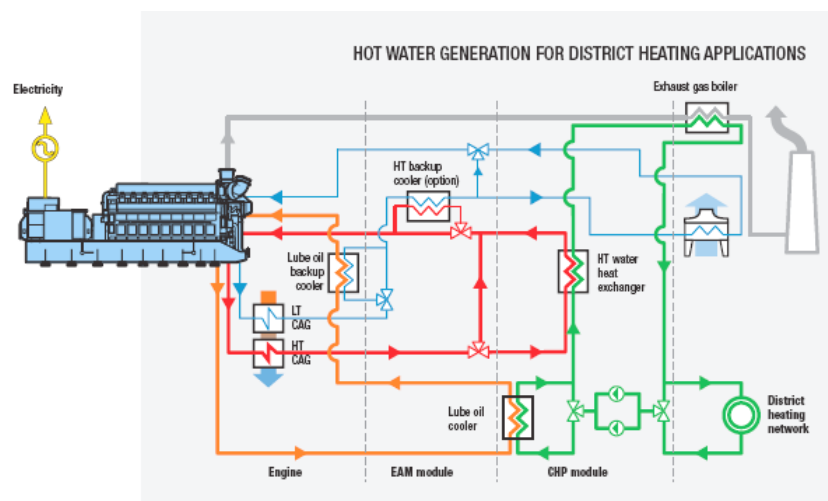


Afbeelding 5. Systeem met elektriciteitsproductie en lage druk stoom voor industriële doeleinden. Bron Wärtsilä.

Aangezien de benamingen op de afbeeldingen in het engels zijn, is een vertaling bijgevoegd.

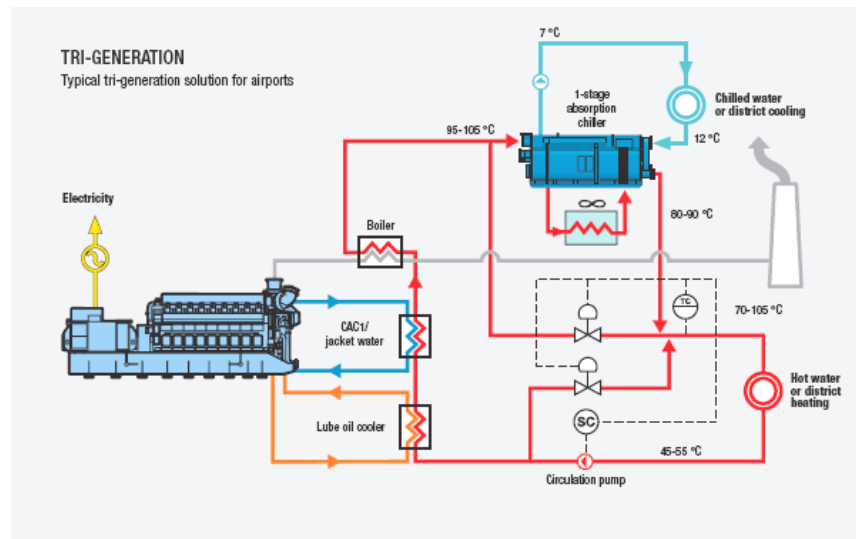
Steam generator	: Stoomketel
Steam consumer	: Stoomverbruiker
Hot water consumer	: Warmwater verbruiker
Lube oil cooler	: Smeerolie koeler
CAC en CAG	: Spoellucht koeler
Electricity	: Elektriciteit
Exhaust gas boiler	: Uitlaatgassen ketel
District heating network	: Stadsverwarmingssysteem
HT water	: Hoge temperatuur water
LT water	: Lage temperatuur water
Heat exchanger	: Warmtewisselaar
Boiler	: Ketel
Jacket water	: Cilinder koelwater
Circulation pump	: Circulatiepomp
Chilled water	: Gekoeld water
Absorption chiller	: Absorptie koelmachine
Burner	: Brander

Op afbeelding 5 is een WKK opstelling weergegeven waarbij de motor een generator aandrijft die elektriciteit aan het net levert. De uitlaatgassen van de motor geven in een stoomketel hun restwarmte af. De afgegeven warmte wordt gebruikt om het water in de ketel om te zetten in lage druk stoom, dit is stoom van circa 7 bar. Verder wordt de warmte van de spoelluchtkoelers en de smeeroeliekoeler benut voor de warm water productie.



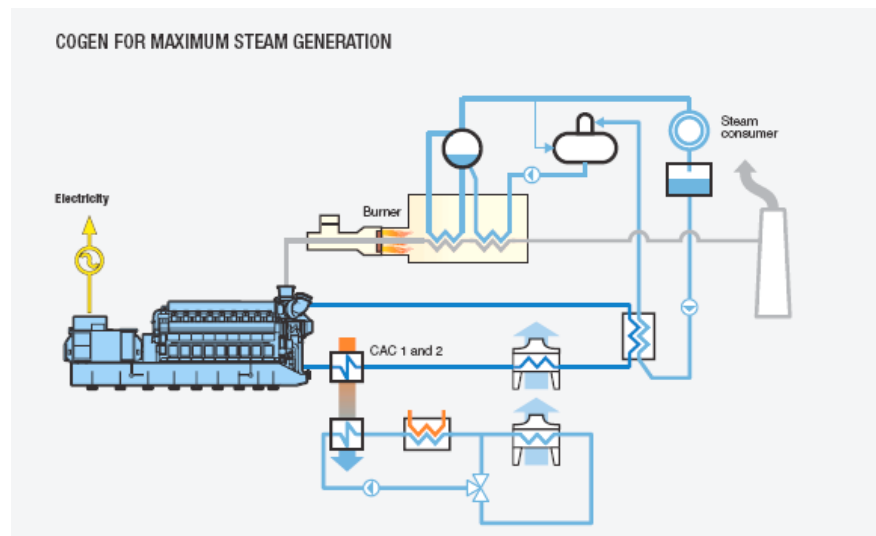
Afbeelding 6. Systeem met elektriciteitsproductie en warm water productie voor stadsverwarming. Bron Wärtsilä.

Op afbeelding 6 is het geheel wat uitgebreid. In dit systeem wordt in de uitlaatgassenketel warm water gemaakt met behulp van restwarmte uit de uitlaatgassen van de dieselmotor. Het warme water wordt gebruikt voor stadsverwarming. Op de afbeelding is te zien dat niet alleen de uitlaatgassen voor warmte zorgen maar dat hier tevens de warmte van de spoelluchtkoelers wordt gebruikt, deze staat in serie met de ketel.



Afbeelding 7. Systeem met elektriciteitsproductie, stadsverwarming en airconditioning. Bron Wärtsilä.

Op afbeelding 7 wordt in de uitlaatgassenketel warm water gemaakt. Het warme water wordt hier gebruikt voor, stadsverwarming of voor airconditioning. De koude wordt hier geproduceerd door een absorptie koelmachine.



Afbeelding 8. Systeem met elektriciteitsproductie en maximale stoomproductie, in dit systeem wordt de ketel bijgestookt. Bron Wärtsilä.

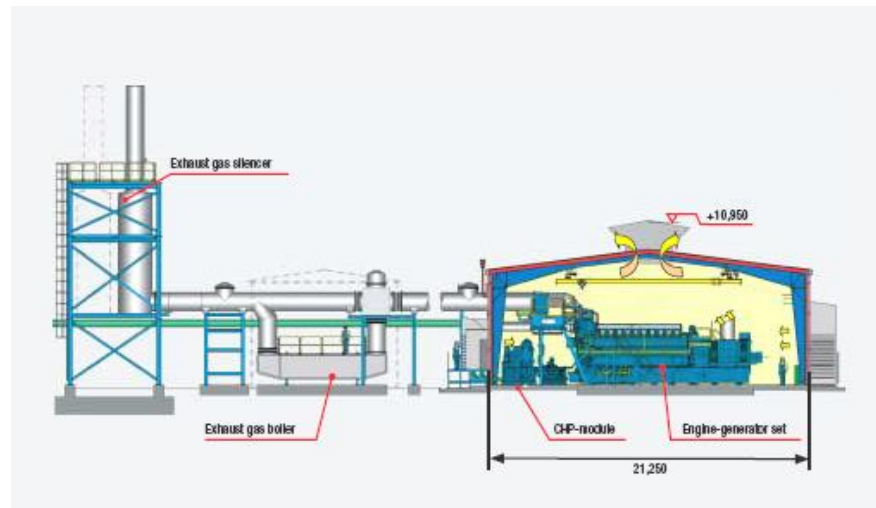
Op afbeelding 8 is een andere variant weergegeven, bij dit systeem wordt gebruik gemaakt van een uitlaatgassenketel die ook een aparte bijstook brander heeft. Dit systeem is bedoeld voor maximale stoomproductie.

9.5.1 Bouwvorm

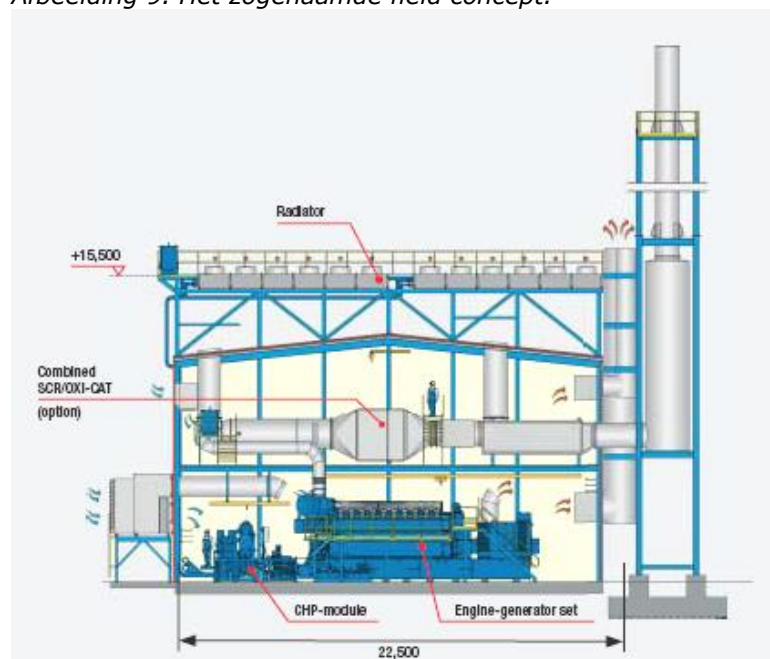
Om een indicatie te geven van de grootte van een WKK installatie die bestaat uit een dieselmotor met een generator en een ketel zijn de afbeeldingen 9 en 10 opgenomen.

Afbeelding 9 is een bouwvorm waarbij men veel ruimte heeft, terwijl afbeelding 10 weergeeft hoe men bouwt in een industriepark, waar ruimte zeer belangrijk en schaars is.

Beide installaties leveren 11 MWatt aan elektriciteit en 10,4 MWatt aan warmte. We korten dit als volgt af, 11 MWe en 10,4 MWth.



Afbeelding 9. Het zogenaamde field concept.



Afbeelding 10. Het zogenaamde town concept.

9.6 Theoretische achtergrond

Van een installatie is het altijd interessant om te weten hoe hoog het rendement is. Tevens is het voor een motorleverancier en de eigenaar van de installatie belangrijk dat het rendement van de installatie zo hoog mogelijk is. Hoe hoger het rendement des te minder brandstof wordt er gebruikt en des te minder CO₂ wordt er uitgestoten.

Om een vergelijking te maken tussen een conventionele energieopwekking en een WKK gaan we uit van de volgende grootheden en eenheden.

P_e	: Elektrisch vermogen dat aan het net geleverd wordt. [W]
$\dot{m}_b$	: De massa brandstof die aan de dieselmotor wordt toegevoerd [kg/s]
H_0	: De stookwaarde van de brandstof [kJ/kg]
P_{th}	: De warmte die geleverd wordt [W]
$\dot{m}_k$	: De massa brandstof die in de ketel wordt bijgestookt [kg/s]

Onder een conventionele energieopwekking verstaan we in ons geval een dieselmotor met een generator die energie, in de vorm van elektriciteit, aan het elektriciteitsnet levert.

Voor het rendement van deze installatie, die enkel elektriciteit levert vinden we dan:

$$\eta = \frac{P_e}{\dot{m}_b \cdot H_0}$$

Op het eerste gezicht zijn we nu geneigd om voor de WKK de volgende vergelijking te noteren:

$$\eta = \frac{P_e + P_{th}}{\dot{m}_b \cdot H_0 + \dot{m}_k \cdot H_0}$$

Dit is niet geheel terecht, het is bijna hetzelfde als appels met peren vergelijken. De elektrische energie is namelijk hoogwaardigere energie dan de thermische energie.

De warmtelevering kan met behulp van lage druk stoom geschieden. De elektriciteit wordt hoofdzakelijk geleverd uit de brandstof die aan de motor en eventueel aan de ketel wordt toegevoerd. We kunnen in dit geval dus spreken over "Kracht Joules" en "Warmte Joules".

Als we nu deze beide waarden, dus kracht en warmte aan elkaar gelijk stellen, wat overigens foutief is, dan kunnen we zeer hoge rendementen bereiken. Dit is dan ook niet reëel, we gaan nu voorbij aan het verschil in kwaliteit.

We hebben een factor ingevoerd waarmee men op een realistische manier deze vormen van energie, kracht en warmte, kunnen vergelijken, we noemen dit de vergelijkingsfactor, afgekort K_v .

Deze relatie is als volgt geformuleerd:

$$K_v = \frac{\text{Rendement van de opwekking van elektriciteit}}{\text{Rendement van de opwekking van warmte}}$$

We zullen nu de situatie van de stoominstallatie vergelijken met een motorinstallatie.

Beide installaties wekken elektriciteit op en leveren warmte. De ketel heeft een rendement van 96 %, het totaal rendement van de turbine bedraagt 36 %, het mechanisch rendement van de generator 98 % en het elektrisch rendement van de generator bedraagt 99 %. Verder wordt voor warmtelevering een lage druk hulpketel gebruikt die een rendement heeft van 85 %.

Voor het motorrendement wordt 48 % aangenomen.

Voor de teller van de breuk wordt het effectieve rendement van een energiecentrale genomen, in ons geval hebben we te maken met:

- Een ketelrendement ; 0,96
- Totaal praktisch rendement van de turbine ; 0,36
- Het mechanisch rendement van de generator ; 0,98
- Elektrisch rendement van de generator ; 0,99
- Rendement lage druk hulpketel ; 0,85
- Het motorrendement ; 0,48

Zo vinden we voor vergelijkingsfactor K_v bij de stoominstallatie:

$$K_v = \frac{\eta_{ketel} \cdot \eta_{turbine} \cdot \eta_{mechanisch\ generator} \cdot \eta_{elektrisch}}{\eta_{hulpketel}}$$

$$K_v = \frac{0,96 \cdot 0,36 \cdot 0,98 \cdot 0,99}{0,85} = 0,394$$

Deze waarde wil nu zeggen dat we 39 eenheden elektriciteit kunnen opwekken tegen 100 eenheden warmte.

Als we deze zelfde vergelijkingswaarde uitrekenen voor een dieselinstallatie vinden we:

$$K_v = \frac{\eta_{motor} \cdot \eta_{mechanisch\ generator} \cdot \eta_{elektrisch}}{\eta_{hulpketel}}$$

$$K_v = \frac{0,48 \cdot 0,98 \cdot 0,99}{0,85} = 0,547$$

Nu komt heel duidelijk het veel betere rendement van de dieselmotor naar voren. We kunnen nu 54 eenheden elektriciteit opwekken tegen 100 eenheden warmte.

Een andere benadering zou voor het rendement van de dieselinstallatie als volgt kunnen zijn.

De 52 % verlies die de dieselmotor heeft wordt niet in zijn geheel aan de ketel afgegeven voor warmtelevering. Stel dat er 2 % van de warmte aan mechanische verliezen verloren gaan en verder nog 25 % warmte verloren gaat met het koelwater, dan blijft er voor een afgassenketel dus 25 % aan warmte beschikbaar.

Als de afgassenketel een rendement heeft van 85 % en als we het rendement van de stoomkringloop op 25 % stellen, de stoomcondities zijn hier namelijk erg laag, dan vinden we het volgende.

Het totale rendement van de (STEG) motorinstallatie wordt nu:

$$\eta_{\text{totaal}} = \eta_{\text{motor}} + (100 - \eta_{\text{motor}} - \text{Mechanischverlies} - \text{Koelwaterverlies}) \cdot \eta_{\text{afgassenketel}} \cdot \eta_{\text{stoomkringloop}}$$
$$\eta_{\text{totaal}} = 48 + (100 - 48 - 2 - 25) \cdot 0,85 \cdot 0,25 = 53,31 \%$$

Let op: we vergelijken nu de situatie dat de motor met een generator elektriciteit levert in combinatie met een lage druk afgassenketel, waarbij een deel van de restwarmte van de motor gebruikt wordt om de warmte te leveren.

We praten hier ook duidelijk over een vergelijkingsfactor voor installaties onderling.

9.7 Voorbeeld

Van een motor met generator is het volgende bekend:

Brandstofverbruik van de motor	; 0,422 kg/s
Stookwaarde brandstof	; 42.604 kJ/kg
Totaal rendement van de motor	; 44 %
Rendement van de generator	; 98 %
Met het koelwater wordt aan warmte afgevoerd	; 4398 kW
Er wordt geen gebruik gemaakt van een ketel.	

Gevraagd:

- Hoe groot is het rendement van deze installatie als er enkel elektriciteit geleverd wordt?
- Hoe groot is het rendement van de installatie als de warmte die met het koelwater wordt afgevoerd, wordt gebruikt voor stadsverwarming?

Oplossing:

De elektriciteitsproductie bedraagt:

$$P_e = \dot{m}_b \cdot H_0 \cdot \eta_{tot} \cdot \eta_{gen}$$

$$P_e = 0,422 \cdot 42.604 \cdot 0,44 \cdot 0,98 = 7.752,5 \text{ kW}$$

In het eerste geval is er geen sprake van warmtelevering, het rendement wordt:

$$\eta = \frac{P_e}{\dot{m}_b \cdot H_0} = \frac{7.752,5}{0,422 \cdot 42.604} \cdot 100\% = 43,12 \%$$

In het tweede geval wordt gebruik gemaakt van de warmte in het koelwater, het realistische rendement wordt hiermee:

$$\eta = \frac{P_e + K_v \cdot P_{th}}{\dot{m}_b \cdot H_0 + \dot{m}_k \cdot H_0} \cdot 100\% = \frac{7.752,5 + 0,36 \cdot 4.398}{0,422 \cdot 42.604 + 0} \cdot 100\% = 51,92 \%$$

Met de warmtelevering, in het tweede voorbeeld, wordt in werkelijkheid een rendement bereikt dat 9% hoger ligt. Het zal duidelijk zijn dat hoge rendementen zeer lucratief zijn en niet alleen voor de eigenaar van een installatie, maar ook in milieutechnisch opzicht. De warmte in het tweede geval had anders door een andere energiebron geleverd moeten worden, waarbij weer CO₂ vrijkomt, in ons geval niet.

9.8 Samenvatting

Broeikasgassen zijn onder andere:

- CO₂, Kooldioxide.
- NO_x, Stikstofoxiden.

Als we bijvoorbeeld in een energiecentrale 1 kilogram zware olie verstoffen komt daar ongeveer 3,22 kilogram kooldioxide bij vrij. Als we een kilogram methaangas verstoffen komt daar vervolgens 2,75 kilogram kooldioxide bij vrij. Op het eerste gezicht is methaangas al beduidend beter als het om de uitstoot van kooldioxide gaat. De stookwaarde van gas is echter lager dan die van stookolie, dus om een kilowattuur aan energie op te wekken is meer gas nodig, in kilogrammen, dan stookolie.

In de auto-industrie streeft men naar een biobrandstofaandeel van 6% in 2010. Bij de automotoren wordt de biobrandstof bijgemengd bij normale dieselolie. Als er bijvoorbeeld bij een normale dieselolie 20% biobrandstof wordt gemengd noemen we dit een B20 brandstof.

Het belangrijkste milieuvoordeel van biodiesel is dat de basisgrondstof (PPO, pure plantaardige olie) biologisch afbreekbaar is, niet giftig is en geen zwavel en aromaten bevat.

Ook de grondstof, PPO (Puur Plantaardige Olie), kan in veel motoren gebruikt worden. Puur gebruik vereist aanpassingen aan het brandstofsysteem. Zo worden er andere verstuivers gemonteerd, in sommige gevallen zelfs een andere inspuitpomp en wordt het inspuitmoment gewijzigd.

De voornaamste biobrandstoffen zijn bio-ethanol en biodiesel. Bio-ethanol wordt verkregen door microbiële gisting van koolhydraten, uit suikerriet, tarwe, maïs, rogge, gerst en suikerbieten, doorgaans met behulp van levende gisten als productieorganisme.

Het idee is eigenlijk eenvoudig, een plant of boom neemt tijdens haar leven CO₂ uit de lucht op en geeft daar zuurstof voor terug. Als de plant, of olie van deze planten verstoffen wordt, komt dezelfde hoeveelheid CO₂ weer terug in het milieu. Eigenlijk is het een CO₂ neutraal proces.

Het belangrijkste bij biobrandstof is dat de viscositeit goed geregeld wordt, de viscositeit van biobrandstof is namelijk zeer gevoelig voor de geringste temperatuurschommelingen.

Om deze reden is er veel aandacht besteed aan het gehele brandstofsysteem.

Het basisbegrip van WKK is dat een primaire energiebron, bijvoorbeeld aardgas, dieselolie, zware olie of biobrandstof, via een energiesysteem eindigt bij een energiefunctie. In principe zijn twee basisvormen van energie van belang, dit zijn, **warmte** voor procesverwarming, ruimte verwarming en stadsverwarming en **kracht** voor aandrijving, beweging en elektriciteit.

Het grote voordeel van een WKK is dat het rendement sterk toeneemt en dat de totale emissie van CO₂ afneemt.

We kennen bij de bouw twee ontwerpen:

- Field concept
- Town concept

Het rendement van een conventionele elektriciteitsopwekking met behulp van een motor en generator:

$$\eta = \frac{P_e}{\dot{m}_b \cdot H_0}$$

De vergelijkingsfactor om centrales met elkaar te vergelijken is als volgt geformuleerd:

$$K_v = \frac{\text{Rendement van de opwekking van elektriciteit}}{\text{Rendement van de opwekking van warmte}}$$

Het rendement van de Warmte Krachtinstallatie wordt hiermee:

$$\eta = \frac{P_e + K_v \cdot P_{th}}{\dot{m}_b \cdot H_0 + \dot{m}_k \cdot H_0}$$

9.9 Opgaven

- Wat wordt verstaan onder broeikasgassen?
- Wat is het gevaar van broeikasgassen?
- Noem een aantal manieren om de uitstoot van broeikasgassen te beperken.
- Wat verstaan we onder PPO?
- Wat is de reden dat we steeds meer gebruik willen maken van biobrandstoffen?
- Uit welke gewassen wordt biobrandstof geproduceerd?
- Wat zou volgens u een groot voordeel voor de wereld, en met name voor derde wereld landen kunnen zijn als er op grote schaal biobrandstoffen worden toegepast?
- Wat is een zeer belangrijk aandachtspunt voor de installatie bij het gebruik van vloeibare biobrandstof?
- Wat wordt verstaan onder WKK en wat houdt het precies in?
- Wat is het grote voordeel van een WKK?
- Schets een schema van een door uzelf ontworpen WKK.
- Wat is nu het wezenlijke verschil tussen zogenaamde Kracht Joules en Warmte Joules?
- Hoe kunnen we tot een realistische vergelijking komen als het om het rendement gaat?
- Wat verstaan we onder een B20 brandstof?

10.0 Onderhoud en controle

Als er onderhoud aan motoren gepleegd wordt, dan is er meestal aandacht voor onderhoud aan zuigers, verstuivers, lagers, normale dagelijkse controles enzovoort. Waar meestal niet direct bij stilgestaan wordt, is dat de brandstof en de smeerolie ook gecontroleerd dienen te worden.

Veel storingen en schades worden bij motoren veroorzaakt door of slechte brandstof of doordat de brandstof slecht gereinigd wordt, tevens ontstaat er veel schade door het niet goed behandelen, reinigen, van de smeerolie. Verder is onderhoud ook afhankelijk van de plaats op aarde waar de installatie geplaatst is. Denk hierbij aan zeelucht, eventueel omgevingen waar veel zand in de lucht zit et cetera, dit alles brengt extra onderhoud met zich mee.

Voor de brandstof en de smeerolie beschikken we over het algemeen alleen over de specificaties waar de brandstof en de smeerolie volgens de motorfabrikant aan moeten voldoen.

10.1 Algemeen

In de eerste plaats zullen we een aantal algemene zaken noemen die zeer belangrijk zijn in een machinekamer.

Er is geen enkel beveiligingssysteem of afstandbediening in staat een ervaren werktuigkundige te vervangen, het dient er enkel voor om hem te ondersteunen. Om deze reden zullen we regelmatig door de machinekamer moeten lopen, een rondje lopen en onze zintuigen gebruiken, we noemen er enkele:

- Kijk naar de motor, de motor observeren
- Ruik in de machinekamer
- Luister naar de motor
- Voel aan de motor, pas op voor hete delen

10.1.1 Wat zien we aan de motor

Door goed naar de motor te kijken kunnen we het volgende zien:

- Let er op dat de motor schoon is, hier kunnen we bijvoorbeeld lekkages aan zien en vroegtijdig oplossen. Verkleuring van de verf wijst op oververhitting van onderdelen.
- Staan er leidingen of andere componenten te trillen, zet ze indien mogelijk gelijk vast. Als de hele motor trilt, kan dit het gevolg zijn van slechte verbranding e.d.. Een brandstof regelstang kan bijvoorbeeld staan trillen als gevolg van slijtage.
- Aan de rookgassen kunnen we het volgende zien:
 - o Zwarte rook; De motor krijgt te weinig lucht, dit kan een gevolg zijn van bijvoorbeeld vuile luchtfilters, een vuile uitlaatgassenturbine of overbelasting.
 - o Witte rook; Koelwaterlekkage van de koelwaterruimte naar de uitlaatgassenruimte.
 - o Gele rook; Een hoog zwavelgehalte in de brandstof.
 - o Blauwe rook; Dit duidt meestal op smeerolielekkage.

10.1.2 Wat ruiken we in de machinekamer

In de machinekamer kunnen we het volgende door onze reuk waarnemen:

- Lekkage van uitlaatgas is duidelijk te ruiken in de machinekamer. Let op, dit kan gevaarlijk zijn in verband met de vorming van koolmonoxide. Tevens zijn hoge zwavelgehalten in de brandstof duidelijk te ruiken, zwavel heeft namelijk een zeer sterke geur.
- Lekkage van brandstof of smeerolie valt zeer snel op, brandstof en smeerolie hebben een erg karakteristieke geur, ervaring is de beste leermeester, hoe vaker men in de machinekamer komt des te eerder dit opvalt.
- Let op brandlucht, verf kan verbranden als gevolg van oververhitting, elektrische leidingen die te warm worden hebben een typische schroeilucht.

10.1.3 Wat horen we aan de motor

Met het gehoor kunnen we het volgende waarnemen:

- Bonkige geluiden, dit kan duiden op een slechte verbranding, dieselknock.
- Het geluid van de uitlaatgassenturbine, als men er eenmaal aan gewend is, dan valt op dat dit een monotoon geluid is, veranderingen hierin vallen erg op.

10.1.4 Wat voelen we aan de motor

Met onze tast en ons gevoel kunnen we het volgende waarnemen:

- Voel aan alle carterdeuren, zijn deze allemaal even warm?
- Voel aan de cilinderdeksels, u kunt hier aan "voelen" of de verstuivers het goed doen, afwijkingen direct onderzoeken.
- Voelt u trillingen in het motorblok die anders zijn dan normaal, zoek naar de oorzaak.

10.1.5 Dagelijkse controle

Bij de dagelijkse controle wordt het machine journaal ingevuld. In dit journaal worden alle belangrijke temperaturen en drukken genoteerd. Hieraan kunnen we zien of er opeens veranderingen plaatsgevonden hebben. We noemen een aantal belangrijke zaken waarop dagelijks gecontroleerd wordt:

- Uitlaatgassen temperatuur
- Cilinderkoelwater temperatuur
- Zuigerkoelwater temperatuur
- Smeerolie temperatuur
- Spoellucht temperatuur
- Brandstof temperatuur
- Cilinderkoelwater druk
- Zuigerkoelwater druk
- Smeeroliedruk
- Brandstof druk
- Spoellucht druk
- Smeeroliepeil in de sumptank of carter
- Niveaus van brandstoftanks
- Niveaus van expansietanks

10.2 Controle van brandstoffen

Als we brandstof van een leverancier aangeleverd krijgen, in ons geval bijvoorbeeld zware olie, dan kunnen we aan de buitenkant niet zien of ruiken of deze brandstof van goede kwaliteit is. Het enige houvast dat we hebben bij brandstoffen is het zogenaamde "bunkerbriefje" van de leverancier. Hier staan in het algemeen wat summier gegevens op over dichtheid en viscositeit

In tabel 1 zijn de brandstofs specificaties weergegeven zoals bijvoorbeeld een motorfabrikant deze voor een bepaalde motor opgeeft.

Specificatie Brandstof ISO 8217:1987 (E)	Eenheid	Grenzen	ISO-F		Test methode
			RMH 55	RML 55	
Dichtheid bij 15 °C	kg/m ³	max	991,0		ISO 3675
Viscositeit bij 100 °C	mm ² /s	max		55	ISO 3104
Vlampunt	°C	min		60	ISO 2719
Stol punt	°C				
Winter		max		30	ISO 3016
Zomer		max		30	
Zwavelgehalte	mm %	max		5,0	ISO 8754
Carbon residu Conradson	mm %	max	22		ISO 6616
Asgehalte	mm %	max		0,20	ISO 6245
Water	vv %	max		1,0	ISO 3733
Vanadium	mg/kg	max		600	ISO 14597

Tabel 1. Brandstofs specificaties volgens motorleverancier.

Tevens hebben we de afkeurmatten voor de brandstof, ook deze zijn door de motorfabrikant aangeleverd. Een voorbeeld hiervan is weergegeven in tabel 2. Let wel: we spreken hier over medium speed motoren draaiend op zware olie, in ons voorbeeld zijn we uitgegaan van een RMH 55.

Als we nu de gegevens van tabel 1 en tabel 2 hebben, weten we nog steeds niet wat we nu werkelijk hebben. We zullen een representatief oliemonster moeten aanbieden aan een laboratorium en aan moeten geven wat we getest willen hebben. Een voorbeeld van een dergelijke analyse is weergegeven in tabel 3.

Brandstofs specificatie, afkeurmatten (maximale waarden)		
Eigenschap	Eenheid	Waarde
Viscositeit	cSt bij 100 °C	55
Viscositeit	cSt bij 50 °C	730
Dichtheid	kg/m ³	1010
Water maximum	Volume %	1,0
Water voor motor	Volume %	0,3
Zwavelgehalte	Massa %	5,0
Asgehalte	Massa %	0,20
Vanadium	mg/kg	600
Natrium	mg/kg	50
Conradson getal	Massa %	22
Asfaltenen	Massa %	14
Vlampunt	°C	60
Stolpunt	°C	30
Aluminium	mg/kg	30

Tabel 2. Afkeurmatten volgens motorfabrikant.

ANALYSE BRANDSTOF LABORATORIUM			
TEST	EENHEDEN	METHODE	2447-01 K-4
Dichtheid in graden API		D-4052	11.5
Vlampunt	°F	D-93B	196
Viscositeit 122 °F	cSt	D-445	946.1
Viscositeit 122 °F	SSF	D-2161	446.0
Stolpunt	°C	D-97	+6
Water	vol%	D-95	0.10
Sediment	massa%	D-473	0.03
Water & sediment	vol%	D-1796	0.05
Zwavelgehalte (X-ray)	massa%	D-4294	2.36
Asgehalte	massa%	D-482	0.0594
CCR (Conradson Carbon Residu)	massa%	D-4530	14.3
Stookwaarde	BTU/LB	D-240	18,313
Stookwaarde	BTU/GAL	D-240	151,980
Mengbaarheid brandstof		D-4740	1
Natrium	ppm	SOL DIL/AA	18
Vanadium	ppm	SOL DIL/AA	218
Koolstof	massa%	D-5291	86,37
Waterstof	massa%	D-5291	10,92
Stikstof	massa%	D-5291	<0.5
Zuurstof	massa%	D-5291	1.54

Tabel 3. Analyse brandstof uit laboratorium. Bron WEB Aruba.

Voor de volledigheid nog even de omrekeningsfactoren:

1 BTU = 1055 J

1 lb = 0,45 kg

$$18313 \text{ BTU/lb} = \frac{18313 \cdot 1,055}{0,45} = 42933 \text{ kJ/kg}$$

We noemen in het kort van een aantal eigenschappen wat ze doen met bijvoorbeeld de motoronderdelen of wat wij als gebruiker er aan hebben.

Conradson getal:

CCR, Conradson Carbon Residue, vaak wordt dit gebruikt om 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.

Stolpunt:

Dit geeft de laagste temperatuur aan waarbij de brandstof nog verpompt kan worden.

Asgehalte:

Dit geeft de hoeveelheid onbrandbaar materiaal weer in de brandstof. As kan corrosie en slijtage als gevolg hebben.

Aluminium en Silicium:

Aluminium en Silicium worden gebruikt bij katalytische kraakprocessen van brandstof. Een klein gedeelte van deze stoffen blijft altijd in de brandstof aanwezig, aangezien deze stoffen zeer hard kunnen zijn, denk aan Aluminiumoxide en Siliciumoxide, kunnen deze stoffen ernstige slijtage aan brandstofpompen en voeringen veroorzaken.

Watergehalte:

Water in het algemeen kan leiden tot dampvorming in leidingen, zogenaamde vapour lock. Hierdoor wordt de brandstof "samendrukbaar" en kan de doorstroming in hoge druk leidingen stagneren. Zout water in de brandstof leidt tot corrosie van het inwendige van brandstofleidingen en pompen.

Zwavelgehalte:

Zwavel kan Lage Temperatuur Corrosie veroorzaken. Hoge zwavelgehalten maken het gebruik van smeerolie met een hoog Base Number noodzakelijk: $BN = 7 + 11 \cdot \%S$.

Dichtheid:

Dit gegeven is nodig om de instelling van de brandstofcentrifuges te optimaliseren, de meeste centrifuges kunnen werken met brandstoffen die een dichtheid hebben van maximaal 1010 kg/m³.

Uit onderstaande vergelijking is de optimale brandstof flow door de centrifuge te berekenen, in het voorbeeld is uitgegaan van brandstof met een viscositeit van 700 cSt. Dit is bij elke viscositeit anders, raadpleeg daarvoor altijd het handboek van de leverancier van de centrifuge.

$$Q(l/uur) = \frac{P(kW) \cdot b_e(gr/kWh) \cdot 24(uur)}{\rho(kg/m^3) \cdot 23(uur)}$$

Brandstoftemperatuur bij de centrifuge 98°C.

Maximum 0,3 % water na de centrifuge.

Bij HFO 700 cSt is de maximale flow door de centrifuge 15% van de maximale capaciteit.

Temperatuur dagtank 65 - 70°C.

Verder kan vermeld worden dat als vuistregel voor centrifuges geldt:

Dichtheid tot 960 kg/m ³	: Enkel purifier
Dichtheid van 960 – 991 kg/m ³	: Purifier met clarifier
Dichtheid van 991 – 1010 kg/m ³	: Speciale centrifuges

Viscositeit:

Deze waarde hebben we nodig om de juiste temperatuur voor de brandstof bij de verstuiver in te stellen. De juiste viscositeit bij medium speed motoren bedraagt ongeveer 16 cSt.

We noemen enkele problemen die zich voor kunnen doen met een verkeerde temperatuur van de brandstof.

Temperatuur van de brandstof bij de verstuiver te hoog:

- Lekkende verstuivers
- Ontstekingsuutstel te kort
- Inspuituutstel neemt toe

Temperatuur van de brandstof bij de verstuiver te laag

- Slechte verstuiving
- Ontstekingsuitlet neemt toe
- Kans op dieselknock



Afbeelding 1. Foto van een moderne zware olie centrifuge. Bron WEB Aruba.

10.3 Controle smeerolie

Net als bij de brandstof kunnen we aan de smeerolie niet zien of deze goed is. Verse smeerolie, nieuwe smeerolie, die door de leverancier geleverd is, wordt niet gecontroleerd, dit is een bepaald merk en op de vaten, of als het in bulk geleverd wordt, staan de specificaties vermeld. Als smeerolie in een bepaald werktuig zit, moet het periodiek onderzocht worden. Let wel: voor hele kleine systemen zoals een luchtcompressor en een centrifuge wordt de smeerolie na verloop van tijd verversed. De analyse van smeerolie uit kleine systemen is duurder dan het verversen van de olie, vandaar dat enkel olie uit grote systemen wordt geanalyseerd. Het tijdstip van de analyse, dit gaat meestal op draaiuren, staat in het onderhoudschema van de leverancier vermeld.

Representatief

Om de olie te laten analyseren nemen we eerst een representatief smeeroliemonster. Hoe het nemen van een representatief smeeroliemonster gedaan moet worden, is voorgeschreven door het laboratorium.

Het nemen van een representatief smeeroliemonster:

Het monster moet een zo goed mogelijk gemiddelde van de in het circulatiesysteem aanwezige olie zijn.

De snelheid waarmee het monster getrokken wordt is van belang en moet aangepast zijn aan:

1. De hoeveelheid olie in het systeem.
2. De circulatiesnelheid.

Voorbeeld:

Inhoud systeem	=	80.000 liter
capaciteit pomp	=	4 ltr/sec.
monsterfles	=	1 liter

Tijd om de monsterfles te vullen: $t = \frac{80.000}{4} = 20.000 \text{ sec}$

Hoeveel moet je dan per seconde in de fles laten druppelen?

$$\frac{1}{20.000} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ ltr/sec} \Rightarrow \text{druppelsgewijs}$$

Plaats om het monster te nemen:

Na de pomp, tijdens bedrijf en uit een speciaal proefkraantje.

Eerst wordt ongeveer 5 liter afgetapt in verband met eventuele ophoping van water.

Gebruik een speciaal monsterflesje, bij voorkeur van glas. Het flesje moet absoluut schoon zijn en mag nooit voor iets anders gebruikt zijn.

Een label aan de fles hangen en volledig invullen.

N.B.: Gebruik nooit blikken, hierin kunnen resten vloeimiddel van solderen in zitten.

Voor transformatorolie wordt aangeraden donkere flessen te gebruiken met een geslepen glazen stop, omdat het snel verouderd door het licht.

De smeerolie wordt over het algemeen in het laboratorium onderzocht op de volgende eigenschappen:

- Viscositeit
- Water
- Base Number
- Onoplosbaar in normaal heptaan
- Vlampunt, Flash point

We krijgen van het laboratorium dan een analyserapport terug met hierop een aanbeveling, deze aanbeveling kan zijn:

- Olie dient grondig gesepareerd te worden
- Olie dient verversd te worden

Tevens kunnen we deze gegevens vergelijken met de afkeurgegevens zoals we deze van de motorleverancier gekregen hebben, zie tabel 4 en daar ook onze conclusies uit trekken.

Benaming	Eenheid	Limiet	Test methode
Viscositeit	cSt 40 °C	Afname max. 25 % Toename max. 45%	ASTM D 445
Viscositeit	cSt 100 °C	Afname max. 20 % Toename max. 25%	ASTM D 445
Water	Vol %	max. 0,30	ASTM D 95 of D 1744
Base Number	mg KOH/g	min. 20 bij HFO max. 50 % afname bij LFO	ASTM D 2896
Onoplosbaar	mm % in n-pentaan	max. 2,0	ASTM D 893b
Flash point COC	°C	min. 190	ASTM D 92
Flash point PMCC	°C	min. 170	ASTM D 93

Tabel 4. Afkeurgegevens motorleverancier.

We noemen in het kort van een aantal eigenschappen wat ze doen met bijvoorbeeld de motoronderdelen of wat wij als gebruiker er aan hebben.

Viscositeit:

Als er bijvoorbeeld brandstof in het carter van de motor kan lekken, bij sommige typen motoren kan dit via de hoge druk brandstofpompen, dan zal bij gebruik van dieselolie de viscositeit van de brandstof afnemen, terwijl deze bij gebruik van zware olie juist toeneemt. Door vervuiling van de olie kan de viscositeit ook toenemen, er komen namelijk steeds meer zwevende deeltjes in de olie die deze vervolgens dikker maken.

Base Number:

Bij gebruik van zware olie, waar Zwavel in aanwezig is, zal het Base Number na verloop van tijd minder worden, de neutraliserende werking van de smeerolie neemt af. Gevolg hiervan is dat de olie zijn smerende werking verliest.

Water:

Water in de olie kan emulsiewerking tot gevolg hebben, de smerende eigenschap loopt hierdoor zeer snel terug, gevolg is vastlopers en corrosie. Verder is een groot gevaar van water in de olie dat er bacteriën in kunnen groeien. Deze bacteriën kunnen enorme schade veroorzaken aan de diverse motoronderdelen en tevens lelijke en pijnlijke zweren bij de mens veroorzaken.

Onoplosbaar:

Olie heeft de eigenschap goed op te lossen in normaal heptaan, vuildeeltjes lossen hier niet in op. De hoeveelheid deeltjes die niet oplost is nu een maat voor de vervuiling, beter gezegd voor de veroudering van de olie.

Flash point:

Bij gebruik van dieselolie zal bij bijvoorbeeld brandstoflekkage naar de smeerolie de viscositeit en het vlampunt afnemen. Een laag vlampunt van smeerolie kan explosies in de motor tot gevolg hebben, dit leidt tot ernstige schade en zeer gevaarlijke situaties.

10.4 Controle koelwater

Het koelwater, het zogenaamde zoet koelwater, wordt gebruikt om de diverse motoronderdelen te koelen en te beschermen tegen oververhitting. Omdat in koelwater diverse verontreinigingen aanwezig kunnen zijn, moet het koelwater regelmatig gecontroleerd worden en eventueel een behandeling ondergaan. Deze verontreinigingen kunnen namelijk in het systeem ernstige afzetting van ketelsteen en ernstige corrosie veroorzaken.

Belangrijke aspecten ten aanzien van koelwater zijn:

- De pH, de zuurtegraad.
- De hardheid van het water, vaak uitgedrukt in graden Duitse Hardheid.
- Het gehalte aan Chloriden.
- Het gehalte aan Sulfaten.
- In koude streken een controle van de hoeveelheid antivries of koelvloeistof in het systeem.

Het onbehandelde water, dus ook het suppletiewater dat aan een expansietank wordt toegevoegd moet aan een aantal eisen voldoen. In tabel 5 is weergegeven waar het onbehandelde water, het zogenaamde "make up" water, aan moet voldoen om gebruikt te mogen worden. Uiteraard is het zo dat deze waarden afhankelijk van de motorleverancier iets kunnen afwijken.

Eigenschap / soort stof	Grenswaarde
pH	Minimaal 6,5
Hardheid	Maximaal 10 °DH
Chloride gehalte Cl^-	Maximaal 80 mgr/liter
Sulfaat gehalte SO_4^{2-}	Maximaal 150 mgr/liter

Tabel 5. Grenswaarden van het onbehandelde koelwater.

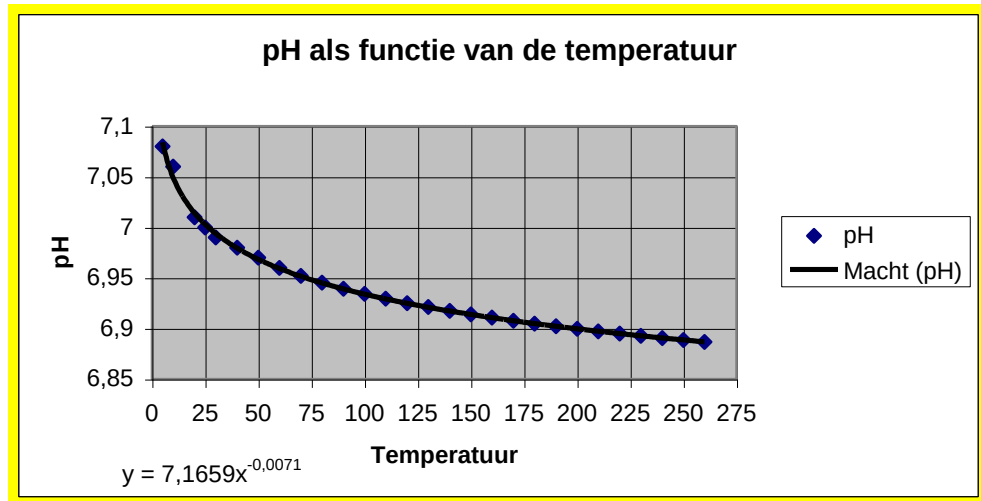
10.4.1 De pH

De pH van het water wordt, tenzij anders vermeld, altijd uitgedrukt bij een temperatuur van 25 °C. De pH is echter afhankelijk van de temperatuur, dat wil zeggen als de temperatuur toeneemt dan neemt de pH af, omgekeerd is het zo dat als de temperatuur afneemt dan stijgt de pH.

25 °C

Anders gezegd zal, uitgaande van neutraal water, dus $\text{pH} = 7$ bij 25 °C, het water zuur worden bij een stijgende temperatuur en basisch bij een dalende temperatuur, zie hiertoe afbeelding 2. Op afbeelding 2 wordt uitgegaan van neutraal water van 25 °C, dus de pH bedraagt 7.

Uit de afbeelding blijkt dat zodra de temperatuur toeneemt en dat doet de temperatuur in werkelijkheid in de motor ook, dan daalt de pH, om deze reden zal de pH verhoogd moeten worden, tot circa 9,5 bij 25 °C om er zeker van te zijn dat het water in de motor tijdens bedrijf niet zuur wordt. Zuur water leidt tot ernstige corrosie.



Afbeelding 2. Het verloop van de pH als functie van de temperatuur.

10.4.2 De hardheid

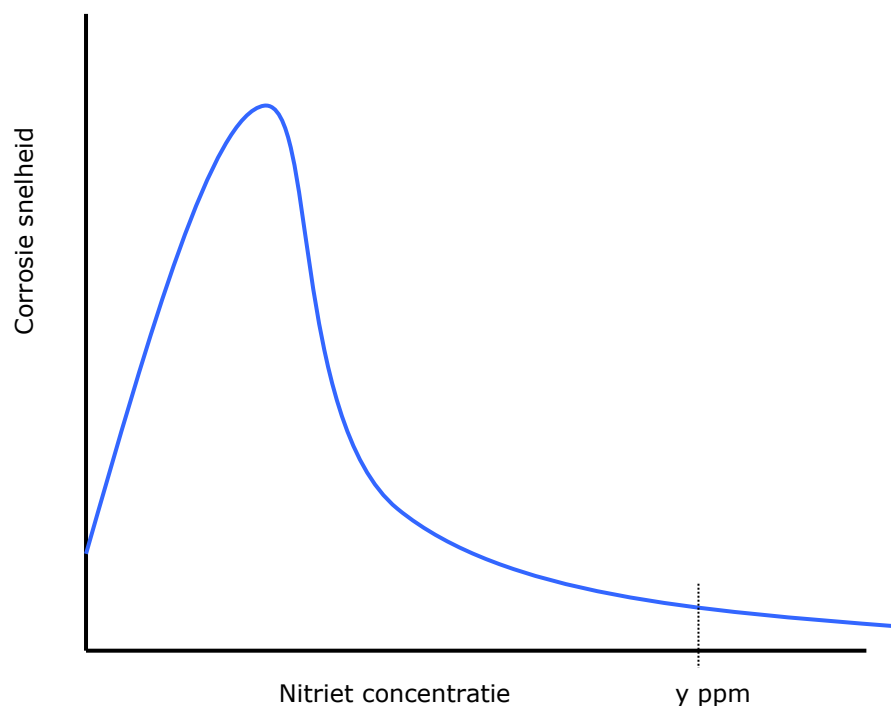
Stoffen zoals Calcium en Magnesium hebben de eigenschap dat ze slecht oplossen in water en naarmate de temperatuur toeneemt, zal de oplosbaarheid afnemen. We noemen dit soort stoffen dan ook negatief oplosbaar. Laten we eens aannemen dat er veel Calcium en Magnesium in water aanwezig is, dan zal als gevolg van verhitting van het water een deel van de aanwezige Calcium en Magnesium neerslaan en zich op de diverse motoronderdelen vastzetten. De verbindingen van Calcium en Magnesium hebben de eigenschap dat ze de warmte slecht geleiden, gevolg hiervan zal zijn dat de motor slechter gekoeld wordt en in het ernstigste geval oververhit raakt met alle gevolgen van dien. Om deze reden moet het water een relatief lage hardheid bevatten willen we het kunnen gebruiken. In tabel 5 is aangegeven dat de maximale hardheid 10 °DH bedraagt, dit komt overeen met circa 178 milligram CaCO_3 per liter water.

10.4.3 Sulfaten, Sulfieten en Chloriden

Sulfaten, Sulfieten en Chloriden hebben de eigenschap dat ze ijzer ernstig kunnen aantasten. Als deze stoffen in het koelwater aanwezig zijn kan het ijzer omgezet worden in onder andere IJzerSulfaat, IJzerSulfiet en IJzerChloride, in de volksmond noemt men dit simpelweg corrosie.

Chloriden hebben bovendien de eigenschap dat ze zich concentreren in bijvoorbeeld scheurtjes en onder afzettingen. Hierdoor kan plaatselijk de concentratie erg hoog worden en daarmee ook sterke plaatselijke corrosie.

Om dit soort corrosie tegen te gaan wordt Nitriet aan het water gedoseerd. Het Nitriet wordt in de vorm van poeder aangeleverd. Het moet voor gebruik dan ook goed in water opgelost worden, voordat het aan het koelwatersysteem wordt gedoseerd. Om een idee te geven wat de relatie is tussen het Nitrietgehalte en de corrosiesnelheid is dit grafisch weergegeven op afbeelding 3.



Afbeelding 3. De corrosiesnelheid als functie van het Nitriet gehalte.

Uit de grafiek blijkt dat de concentratie Nitriet in het systeem groter moet zijn dan y ppm, de genoemde concentratie is afhankelijk van de leverancier van het product en varieert van 500 – 2500 ppm.

Om bovengenoemde redenen moet het water wekelijks op bepaalde stoffen worden gecontroleerd, dit is weergegeven in tabel 6.

Stof	Gewenste waarde
pH	8 – 11 (Bij 25 °C)
Nitriet (NO_2^-)	500 – 2500 ppm, afhankelijk van de leverancier)
Chloride (Cl^-)	< 40 mgr/liter
Sulfaten (SO_4^{2-})	< 100 mgr/liter

Tabel 6. Wekelijkse controle.

Tevens moet het koelwater 4 maal per jaar gecontroleerd worden op de gegevens zoals vermeld in tabel 7.

Stof	Gewenste waarde
IJzer (Fe)	< 1 mgr/liter
Nitraat (NO_3^-)	< 200 mgr/liter
Calcium (Ca^{2+})	Totale hardheid $\text{Ca} + \text{Mg}$ < 10 °DH
Magnesium (Mg^{2+})	
Koper (Cu^{2+})	< 1 mgr/liter

Tabel 7. Controle 4 maal per jaar.

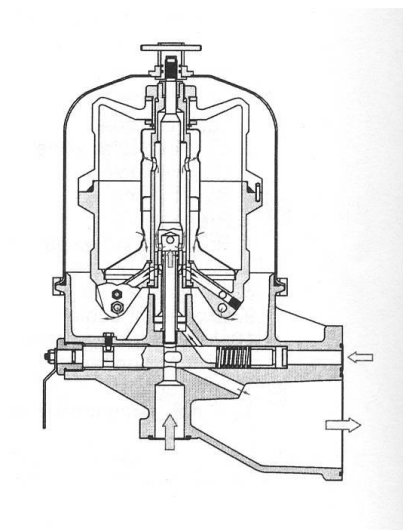
Als opmerking dient het volgende nog vermeld te worden. Als er een constante snelle toename van het Nitraatgehalte (NO_3^-) optreedt in combinatie met dezelfde afname van Nitriet (NO_2^-), dan duidt dit meestal op de aanwezigheid van bacteriën. Deze kunnen binnentreden doordat bijvoorbeeld zout water gedoseerd is of ander vuil water.

10.5 Onderhoud aan de machine onderdelen

Tegenwoordig is bij alle motorleveranciers het onderhoud van de motoren geregeld volgens een strak schema via draaiuren. De eigenaar krijgt een overzicht wanneer hij/zij onderhoud aan de motor moet plegen, een voorbeeld van een dergelijk schema is hierna beschreven. Uiteraard kan dit variëren van leverancier tot leverancier.

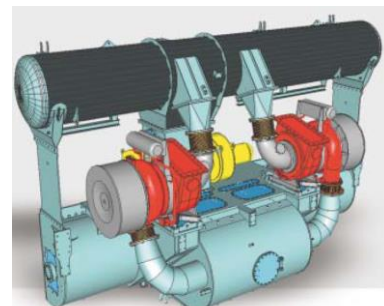
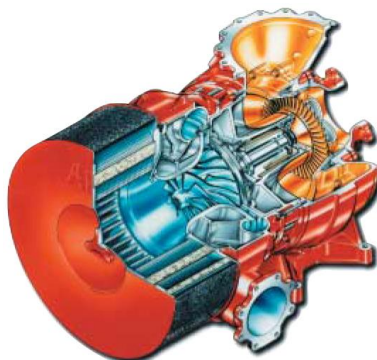
10.5.1 250 draaiuren

- Reinig het centrifugaal filter dat op de motor gebouwd is.



Afbeelding 4. Centrifugaalfilter.

- Was de turbine rookgaszijdig met water, handel hier volgens de door de leverancier vermelde instructies. Meestal moet het vermogen van de motor hiertoe gereduceerd worden tot circa 40%.
- Reinig het compressorgedeelte van de turbine met water. Dit geschiedt altijd met 100 % vermogen.



Afbeelding 5. Uitlaatgassenturbine. Bron Sulzer.

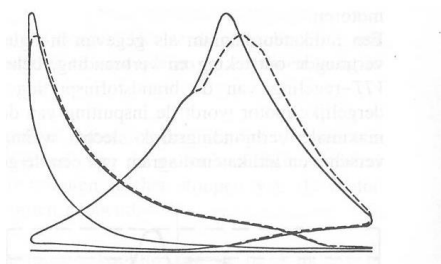
Links is een opengewerkte uitlaatgassenturbine weergegeven, met aan de linkerzijde het inlaatfilter. Op de rechter foto is een set opgebouwde uitlaatgassen turbines te zien, bovenin zitten de luchtfilters. In tabel 8 is weergegeven waar het waswater voor de turbine en de compressor aan moet voldoen.

Eisen die aan waswater gesteld worden			
Component	Symbool	Maximale waarde	Eenheid
Chloriden	Cl ⁻	1,5 1,16	mgr/Nm ³ ppm (massa)
Waterstofsulfide	H ₂ S	375 0,25	μgr/Nm ³ ppm (volume)
Zwavel dioxide	SO ₂	1,25 0,43	mgr/Nm ³ ppm (volume)
Stof concentratie van deeltjes groter dan 5μm		3	mgr/Nm ³
Ammoniak	NH ₃	94 0,125	mgr/Nm ³ ppm (volume)

Tabel 8.

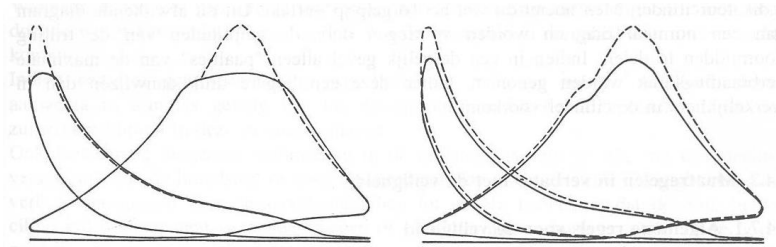
10.5.2 500 draaiuren

- Neem een smeeroliemonster van de circulatieolie voor analyse.
- Controleer het watergehalte van de smeerolie.
- Neem indicateurdiagrammen. Indicateur diagrammen worden tegenwoordig elektronisch genomen met behulp van druksensoren en een computer. Het diagram wordt door de computer vergeleken met een standaard diagram zoals het er volgens de motorleverancier uit moet zien bij een gegeven belasting. Hieruit kan de ervaren werktuigkundige zijn conclusies trekken.
- Op het onderstaande diagram staat het goede diagram in de computer gestippeld weergegeven. Aan dit diagram zien we bijvoorbeeld dat de brandstofinspuiting te vroeg is. Na de eindcompressiedruk loopt de verbrandingsdruk te snel op.



Brandstofinspuiting te vroeg.

Op de hier onderstaande diagrammen zien we dat bij het linker diagram de brandstofinspuiting veel te laat is, we zien namelijk een sterk verlaagde verbrandingsdruk. Op het rechter diagram zien we dat de compressiedruk te laag is, bijvoorbeeld versleten zuigerveren of een lekke klep.



Brandstofinspuiting te laat.

Te lage compressiedruk.

10.5.3 1000 draaiuren

- Controleer de klepspeling.
- Controleer en reinig het brandstoffilter.

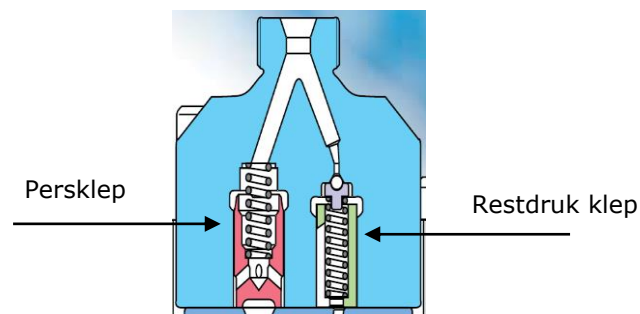


Afbeelding 6. Automatisch brandstoffilter Boll en Kirch. Bron WEB Aruba.

- Reinig het luchtfilter van de uitlaatgassen turbine.

10.5.4 2000 draaiuren

- Controleer de koelwaterzijde van de spoelluchtkoelers
- Vervang eventueel op aanraden van het smeeroлиеanalyse rapport de smeeroлие.
- Test de automatische overspeed.
- Ververs de olie in de reguleur.
- Controleer druk en temperatuurtransmitters op goede werking.
- Test de verstuivers. Dit gaat met behulp van een aparte boosterpomp. De openingsdruk is afhankelijk van de motorleverancier. Bij controle van de verstuivers worden tevens de persklep en de restdrukklep van de brandstofpomp gecontroleerd, zie afbeelding 7. Verder is het noodzakelijk de lichthoogte van de naald te controleren, een te hoge lichthoogte resulteert in een te grote hoeveelheid brandstof die ingespoten wordt.



Afbeelding 7. Persklep en restdrukklep van de brandstofpomp.



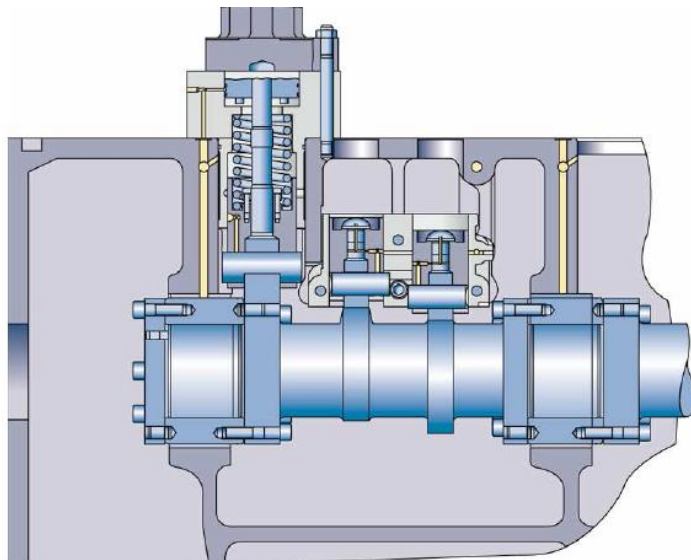
Afbeelding 8. Een hoge druk brandstofpomp met een aangesloten verstuiver. Bron Wärtsilä.

10.5.5 4000 draaiuren

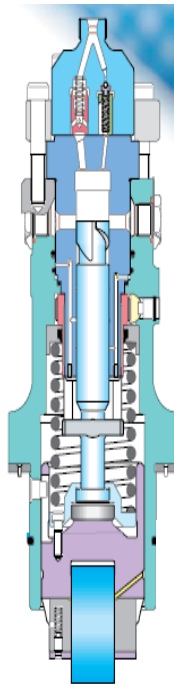
- Controleer de nokken van de nokkenas op beschadigingen.
- Controleer de ligging van de krukas door middel van een krukasklokking.
- Controle van de smeeroliekoeler.
- Controleer de timing van de brandstofpompen.



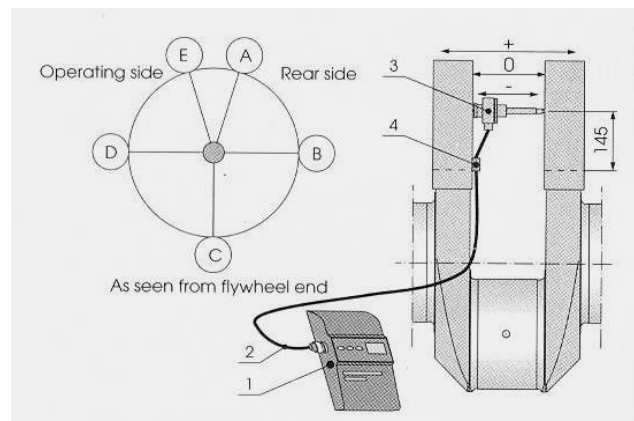
Afbeelding 9. Een stuk van de nokkenas. Bron Wärtsilä.



Afbeelding 10. De nokkenas ingebouwd in de motor. Bron Wärtsilä.

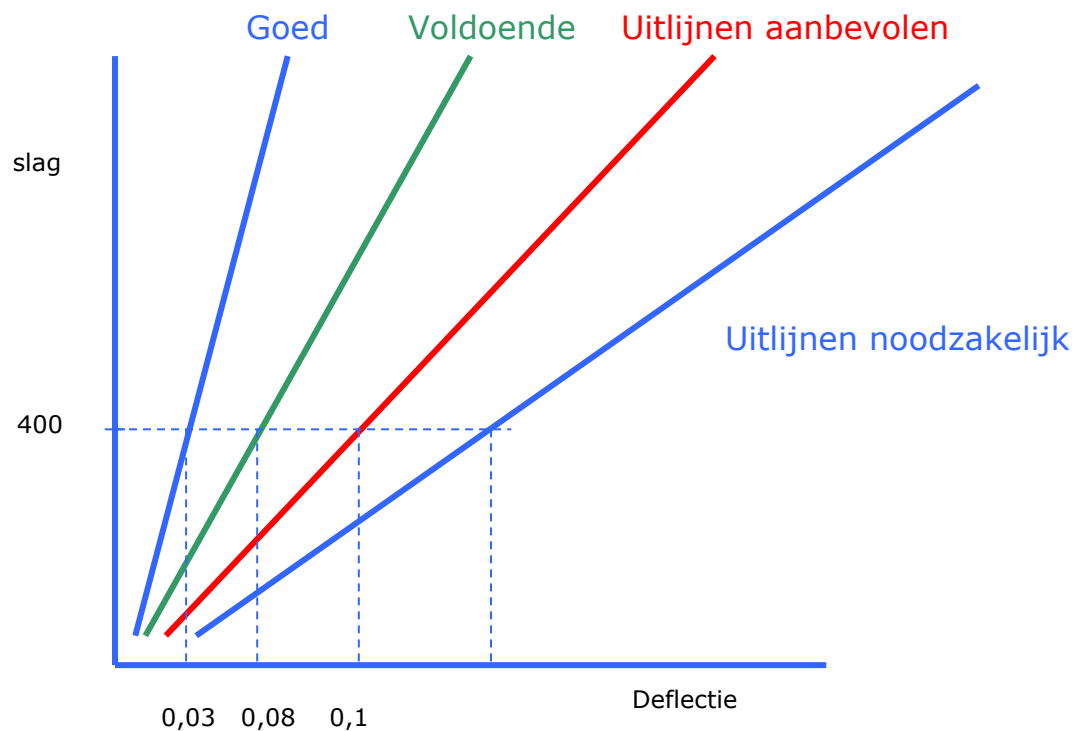


Afbeelding 11. De Hoge druk brandstofpomp. Bron Wärtsilä.



Afbeelding 12. Het klokken van de krukas.

Op afbeelding 12 is te zien hoe de krukas geklokt wordt. Men begint met de kruk in bodem, dus de klok, in dit geval een elektronische klok in top. In top wordt de klok op nul gezet en vervolgens worden de verschillende aflezingen genoteerd. Op een meetrapport kan gezien worden of de uitslagen binnen of buiten de toegestane grenzen vallen.



Afbeelding 13. Tabel voor controle krukasligging.

Op afbeelding 13 is een grafiek weergegeven waarin men kan zien hoe het gesteld is met de ligging van de krukas in de motor. Als voorbeeld is hier een motor genomen met een slag van 400 millimeter. De deflectie staat in hondersten van millimeters gegeven.

10.5.6 8000 – 12000 draaiuren

- Controleer de tandwielaandrijving tussen krukas en nokkenas. Op afbeelding 14 is een krukas weergegeven met een aangebouwd tandwiel om de nokkenas aan te drijven. Hier dient gecontroleerd te worden op speling tussen de tanden, verder moet er op beschadigingen van de tanden gecontroleerd worden.



Afbeelding 14. Een krukas met tandwiel. Bron Wärtsilä.

- Controleer de lagers van de drijfstang.



Afbeelding 15. Een drijfstang met bijbehorende lagerschalen. Bron Wärtsilä.

De lagerschalen dienen gecontroleerd te worden op beschadiging en eventuele verkleuring. Afhankelijk van het materiaal waarvan de lagerschalen gemaakt zijn kan men visueel een beoordeling maken. Bij bijvoorbeeld de zogenaamde Koper-Lood lagers wordt het lager visueel afgekeurd als het onderliggende nikkel zichtbaar wordt. De lagerschalen worden voorgespannen gemonteerd, dus als ze eenmaal er uit gehaald zijn, is terugplaatsen is niet meer mogelijk. Dit in verband met opstuiken van de deelvlakken.

- Algehele inspectie van het cilinderdeksel.
De werkzaamheden die hier van belang zijn, zijn onder andere:
 - Reinig de onderkant van het cilinderdeksel
 - Controleer de koelwaterruimte op reinheid en eventuele aanslag



Afbeelding 16. Een gedemonteerd cilinderdeksel. Bron Wärtsilä.

- Bij bepaalde typen motoren kan men de kleppen schuren, als de kleppen van Nimonic gemaakt zijn, dan kunnen ze niet geschuurd worden maar dienen ze geslepen te worden.
- Controle van eventuele kleprotators
- Controleer de tuimelaars
- Controleer de aanzetkleppen

- Inspectie van de cilindervoeringen.

Bij de inspectie van cilindervoeringen wordt er in eerste instantie gelet op beschadigingen van het loopvlak en wordt de voering in lengterichting en in dwarsrichting met behulp van een speermaat gemeten. Deze meting geeft de totale slijtage van de voering aan. Op rapporten van de motorleverancier kan men dan zien of de slijtage toelaatbaar is of niet. Het opmeten van de voering gebeurt met behulp van een mal die in de voering gehangen wordt. In deze mal zitten op vaste plaatsen gaten waar de speermaat in gezet wordt, zo meet men elke keer op dezelfde plaats. Als er smeergroeven in de voering aanwezig zijn worden deze gecontroleerd op diepte. Verder schrijven diverse motorleveranciers het voor om tijdens deze controlebeurten de voering opnieuw te honen. De voering wordt hierbij opgeruwd om de hechting van de smeerolie beter te laten hechten aan het oppervlak. Op afbeelding 17 is te zien hoe de voeringslijtage, van een grote kruishoofdmotor, met behulp van een speermaat wordt opgemeten. Links op de foto ziet u de mal hangen om de speermaat in te plaatsen.



Afbeelding 17. Het opmeten van de cilindervoering met behulp van een speermaat.



Afbeelding 18. De voering van een "kleiner" type motor met aan de bovenkant een gemonteerde anti polishing ring.

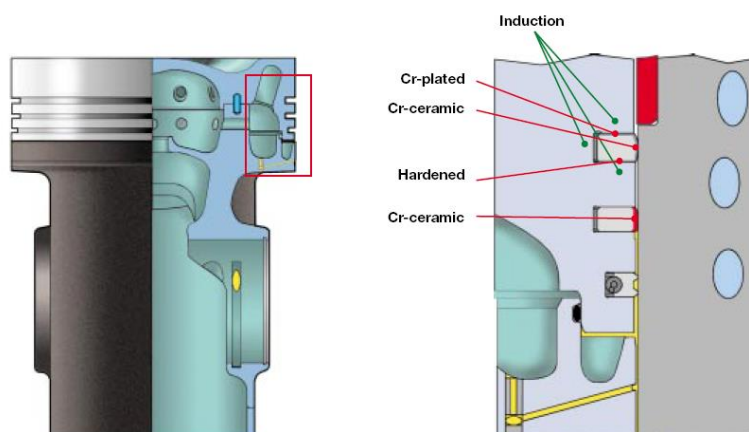
In veel gevallen schrijft de motorfabrikant het voor om de eerste keer de antipolishing ring te draaien en bij de volgende beurt deze te vernieuwen.

- Inspectie van de zuigers.

Voor de zuiger geldt ongeveer hetzelfde als voor de voering. In eerste instantie wordt de zuiger schoongemaakt. Bij de zuiger wordt er gecontroleerd op onder andere, inbranden kroon, speling tussen zuigerveer en sponning, de speling tussen hemd en kroon en het gat voor de bevestiging van de zuigerpen wordt opgemeten. De zuigers worden in lengterichting en in dwarsrichting gemeten. Ook hier zijn de meetresultaten te vergelijken met een door de fabrikant opgegeven maximum slijtage. Verder worden van de zuigers de sponningen opgemeten, zowel de hoogte als de diepte. De hoogte van de sponning is belangrijk. Deze wordt tijdens bedrijf namelijk steeds groter doordat de zuigerveer er steeds tegenaan slaat. Bij montage van de zuigerveren dient men er altijd op te letten of er op de veren een merkteken "TOP" staat. Sommige compressieveren zijn namelijk licht schuin aflopend, ze werken dan tevens als een "schraapveer". Als men de zuigerveren op de kop monteert, zal het smeerolieverbruik van de motor aanmerkelijk toenemen.



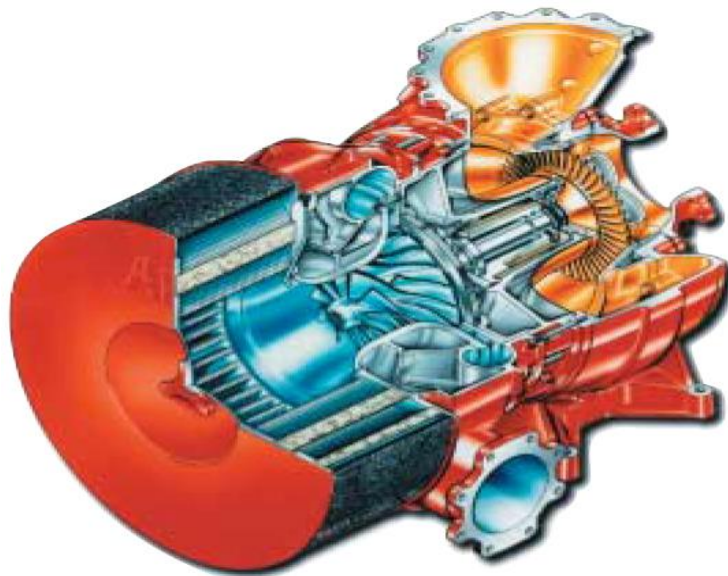
Afbeelding 19. De zuiger van een mediumspeed motor, draaiend op zware olie met ernaast, vergroot, een set zuigerveren.



Afbeelding 20. Een detail van de sponning van een zuiger.

Op afbeelding 20 is te zien dat de zuigerveren vaak voorzien zijn van Chroom en Keramiek. Verder zijn de sponningen gehard om slijtage te beperken.

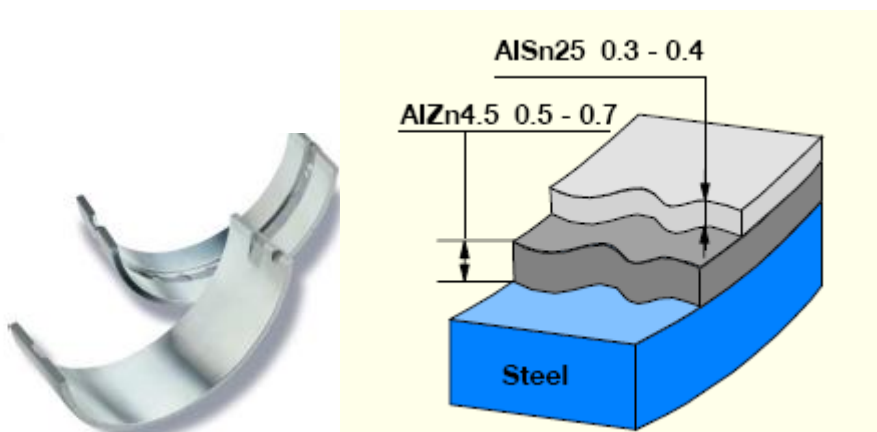
- Inspectie van de koelwaterpompen, smeeroliepompen en brandstof opvoer pompen. Hierbij wordt bij de centrifugaalpompen vaak naar de waaiers gekeken, de smeerolie en de brandstof pompen zijn vaak van het verdringer type, hier dient men de tandwielen te controleren op slijtage. Tevens worden van deze pompen de as afdichtingen gecontroleerd op slijtage en lekkage en indien nodig vernieuwd. Verder worden van de koelers vaak de thermostatische regelkleppen gecontroleerd op hun goede werking, dit doet men door ze in een bak water te leggen, het water te verwarmen en dan controleren of de klep opent.
- Inspectie van de lagers van de turbine.
Voor de inspectie van de turbinelagers dient men altijd het handboek van de turbineleverancier te raadplegen. Inspectie van de turbinelagers houdt echter altijd in dat de lagers vernieuwd dienen te worden en dat de oude lagers opgestuurd worden naar de fabrikant voor revisie. Op afbeelding 21 is te zien dat het een hele operatie is om de turbine te demonteren en de lagers te wisselen.



Afbeelding 21. Een opengewerkte tekening van een uitlaatgassenturbine.

10.5.7 12000 – 20000 draaiuren

- Controle van de nokkenaslagers.
- Controle van de hoofdaslagers.
- Controle hoge druk brandstofpompen.
- Ververs olie in de torn.
- Neem een oliemonster van de trillingsdemper.
- Controle van de aanzetautomaat.



Afbeelding 22. Links lagerschalen, Rechts de opbouw van een Aluminium, Tin, Zink lager.

10.5.8 Levensduur

In tabel 9 is weergegeven wat het verschil tussen onderhoudsbeurten van verschillende onderdelen is bij een motor draaiend op Zware olie en een motor draaiend op dieselolie. In dezelfde tabel is weergegeven wat de te verwachten levensduur van de onderdelen is, als de motor op zware olie of op dieselolie draait.

Onderhoud en levensduur van onderdelen van een willekeurige motor				
Brandstof	HFO	MDO	HFO	MDO
Viscositeit bij 50 °C (mm ² /s)	700	10	700	10
Onderdeel	Tijd tussen onderhoudsbeurten in uren		Geschatte levensduur in uren	
Zuiger	12.000 – 20.000	20.000 – 24.000	48.000 – 60.000	60.000 – 100.000
Zuigerveren	12.000 – 20.000	20.000 – 24.000	12.000 – 20.000	20.000 – 24.000
Cilindervoering	12.000 – 20.000	20.000 – 24.000	60.000 – 100.000	> 100.000
Cilinderdeksel	12.000 – 20.000	20.000 – 24.000	60.000 – 100.000	> 100.000
Inlaatkleppen	12.000 – 20.000	20.000 – 24.000	36.000 – 40.000	40.000 – 48.000
Uitlaatkleppen	12.000 – 20.000	20.000 – 24.000	24.000 – 40.000	20.000 – 48.000
Verstuivers	4.000	4.000	4.000 – 8.000	8.000 – 12.000
Brandstofpomp	24.000	24.000	24.000 – 48.000	24.000 – 48.000
Hoofdas lagers	16.000 – 20.000	16.000 – 20.000	32.000 – 40.000	32.000 – 40.000
Drijfstang lagers	12.000 – 20.000	20.000 – 24.000	24.000 – 40.000	24.000 – 40.000

Tabel 9.

10.5.9 Tijdafhankelijke controle

Behalve dat er controles en onderhoud op draaiuren is, bestaat er ook onderhoud of controle beurten die op tijd gaan, onafhankelijk van het aantal draaiuren. Omdat tegenwoordig veel instrumenten elektronisch zijn zullen we deze regelmatig op hun goede werking moeten controleren.

Tegenwoordig hebben we de beschikking over allerlei testapparatuur om thermometers, en manometers te controleren.

Thermometers en temperatuur transmitters, worden in een bakje water met behulp van een ijk thermometer gecontroleerd op juistheid. Manometers en druk transmitters, worden met behulp van een testpomp met een geijkte manometer gecontroleerd op hun goede werking en zonodig afgesteld.

De controle van thermometers en manometers wordt gewoonlijk eens per kwartaal uitgevoerd.

Verder worden eens per half jaar alle alarmeringen en elektrische bedieningen van de motor getest, hiervoor heeft elke leverancier zijn eigen testprocedures.

We noemen enkele belangrijke tests:

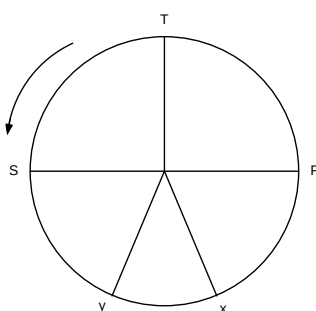
- Overspeed
- Uitlaatgassentemperatuur alarm en automatische slowdown
- Koelwatertemperatuur alarm en automatische stop
- Smeeroliettemperatuur alarm en automatische stop
- Spoelluchttemperatuur alarm en eventuele automatische stop
- Koelwaterdruk alarm en automatische stop
- Smeeroliedruk alarm en automatische stop
- Noodstop, lokaal en op afstand
- Brandstofdruk alarm
- Brandstoftemperatuur alarm
- Brandalarm van de ruimte waarin de motor staat opgesteld
- Controle van een eventuele automatische blusinstallatie met bijbehorend alarm als dit in werking treedt.
- Controle van de generator trip

10.6 Controle van de ligging van de krukas

De ligging van de krukas kan op twee manieren gecontroleerd worden. Als de klokking van de krukas eenmaal is uitgevoerd, dan kennen we:

- De ligging volgens B&W.
- De ligging volgens partiële deflecties.

Er worden telkens vijf metingen verricht, dit zijn er twee bij kruk in bodem, x en y, een meting bij de kruk aan bakboordzijde, P, een meting met de kruk in top, T, en een meting met de kruk aan stuurboordzijde, S. Zie hiertoe afbeelding 23.



Afbeelding 23. Stand van de kruk.

10.6.1 De ligging van de krukas volgens B&W

De krukas wordt bij voorkeur geklokt wanneer het schip zo veel mogelijk gelijklastig ligt. Een krukasklokking in dok heeft geen nut voor de controle van de ligging van de krukas. Het kloppen van de krukas wordt ook wel het meten, of het nemen, van de deflecties genoemd. Om nu een indruk van de ligging van de krukas te krijgen is de methode van B&W ontwikkeld. We moeten hier wel goed letten op het teken van de deflectie.

Het naar elkaar toe bewegen van de krukwingen bij de kruk in top levert een negatieve deflectie op.

De aflezing van de klok bij de kruk in bodem (x) is steeds nul.

Deze methode is bruikbaar voor motoren waar het glijlager metaal ingegoten wordt in de lagerschalen, de dikte van het witmetaal bedraagt hier 4 – 5 millimeter.

We nemen als voorbeeld een 8-cilinder motor.

De klokking zoals gevonden, is weergegeven in onderstaande tabel.

Teken deflectie

Kruk in stand	1	2	3	4	5	6	7	8
x	0	0	0	0	0	0	0	0
P	6	1	7	-9	-4	4	1	5
T	12	3	13	-16	-12	5	5	4
S	6	3	6	-7	-8	3	6	2
y	-1	2	-2	2	1	-4	-1	-2
B=1/2(x+y)	0	1	-1	1	0	-2	0	-1
T-B	12	2	14	-17	-12	7	5	5

Tabel 10. Gevonden waardes uit de krukas klokking.

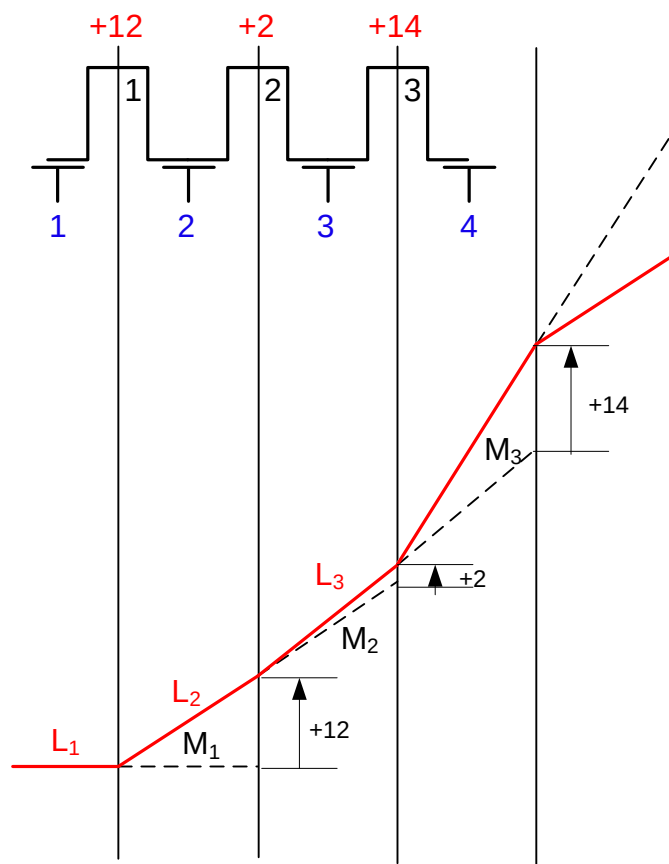
De gevonden waardes zijn in honderdsten van millimeters, met andere woorden het getal 12 betekent in werkelijkheid 0,12 mm. Het getal 2 is dan 0,02 mm. De berekende waarde in bodem (B) is telkens afgerond op een geheel getal.

Met behulp van de gevonden waarden en dan in het bijzonder de berekende waarde van (T-B) kan nu een indruk verkregen worden betreffende de ligging van de krukas.

Het naar elkaar toe bewegen van de krukwingen bij de kruk in top levert een negatieve waarde van de meting op.

Op afbeelding 24 is een voorbeeld weergegeven hoe de krukas getekend dient te worden. Het eerste asgedeelte, hier L_1 genoemd, wordt horizontaal getekend tot het midden van kruk 1. Het asdeel L_1 wordt nu verlengd met de stippellijn M_1 , tot het midden van kruk 2. Boven het einde van lijn M_1 wordt nu de deflectie van kruk 1 uitgezet. Uit de tabel is dit T-B = +12.

Nu wordt L_2 verlengd met de gestippelde lijn M_2 tot kruk 3, zie onderstaand voorbeeld in afbeelding 24.



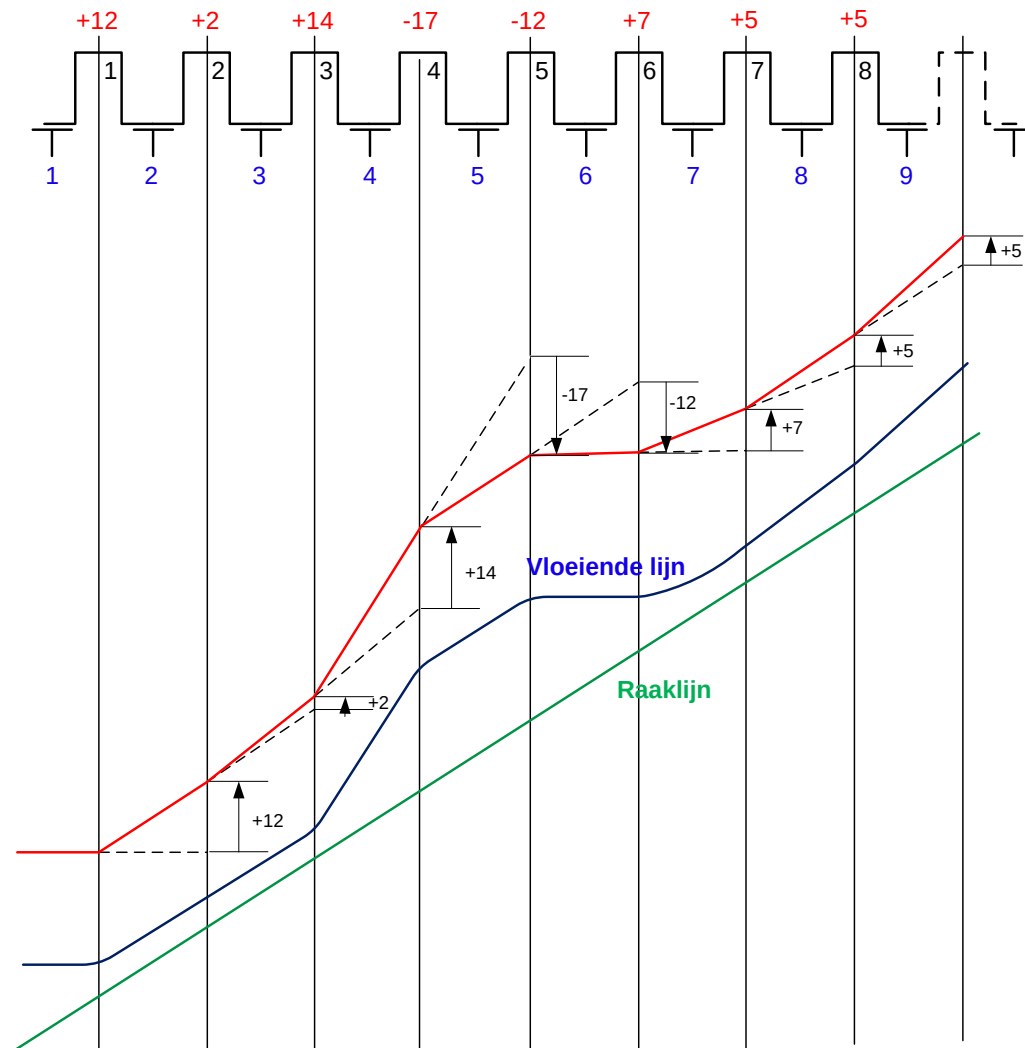
Afbeelding 24. Voorbeeld tekening krukas ligging.

Voor de volledige krukas wordt dan het onderstaande diagram gevonden.

Van de rode getekende lijn wordt nu met de kromming mee een vloeiende lijn getekend.

Tegen de vloeiende lijn wordt nu een raaklijn getekend om te kunnen zien welke lagers of welk lager te hoog of te laag ligt.

Uit de volledige tekening van de krukas volgt dat lager 5 te hoog ligt. Tevens zien we dat lager 1 ook iets te hoog ligt.

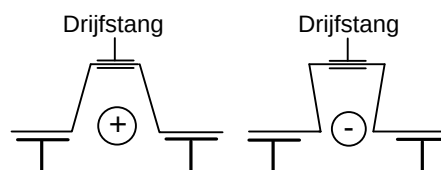


Afbeelding 25. Volledige tekening van de krukasligging volgens B&W.

Verticale vlak

De bovenstaande afbeelding geeft de uitwijking in het verticale vlak weer. Hetzelfde kan gevonden worden voor een uitwijking in het horizontale vlak. We moeten dan steeds de gemeten waarde van de deflectie van de kruk in bijvoorbeeld bakboord stand aftrekken van de gemeten waarde in stuurboord stand. Op deze manier kan dan een indicatie worden verkregen over de ligging van de krukas in het horizontale vlak.

Om de werkelijke ligging van de krukas weer te geven wordt gebruik gemaakt van de partiële deflectie methode.



Afbeelding 26. Positieve en negatieve waarde van de klok.

Op afbeelding 26 is wellicht ten overvloede nogmaals weergegeven wat met een positieve uitlezing van de klok bedoeld wordt en wat met een negatieve.

10.6.2 De partiële deflectie

Met behulp van deze methode wordt de werkelijke ligging van de krukas gevonden.

We nemen als uitgangspunt dezelfde waarden als in de vorige paragraaf. De meting is weergegeven in tabel 2.

Kruk in stand	1	2	3	4	5	6	7	8
x	0	0	0	0	0	0	0	0
P	6	1	7	-9	-4	4	1	5
T	12	3	13	-16	-12	5	5	4
S	6	3	6	-7	-8	3	6	2
y	-1	2	-2	2	1	-4	-1	-2
B=½(x+y)	0	1	-1	1	0	-2	0	-1
T-B	12	2	14	-17	-12	7	5	5

Tabel 11. Gevonden waardes uit de krukas klokking.

Voor de partiële deflecties gebruiken we enkel de onderste regel uit tabel twee, dus de berekende waarde uit top min bodem, we vinden dan de ligging van de krukas in het verticale vlak.

Bij de partiële methode wordt er van uitgegaan dat de gevonden deflectie voortkomt uit de ligging van twee naast elkaar gelegen lagers. De deflectie van, in ons voorbeeld, Top min Bodemstand is voor kruk 1 (+12) en voor kruk 2 (+2).

De deflectie van de kruk wordt gevonden uit de som van twee naast elkaar gelegen lagers.

Voor kruk 1 hebben we voor het verschil tussen top en bodem de waarde +12 gevonden.

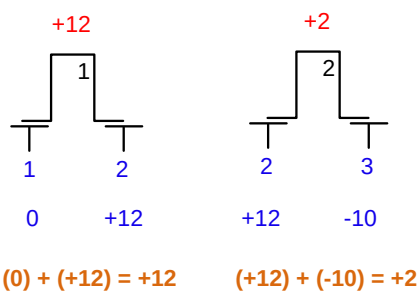
Als we er van uit gaan dat lager 1 op het 0 niveau ligt dan moet volgens bovenstaande afspraak lager twee op het niveau +12 liggen, want:

$$0 + +12 = +12$$

Voor kruk 2 hebben we voor het verschil tussen top en bodem de waarde +2 gevonden.

Volgens de afspraak moet de som van de ligging van lager 2 en lager 3 nu de waarde +2 op leveren. We vinden dan voor de ligging van lager 3:

$$+12 + -10 = +2$$



Afbeelding 27. Ligging van de lagers.

Uitgangspunt

Om nu de ligging van de krukas te tekenen gaan we als volgt te werk. We nemen als uitgangspunt kruk 1 en tekenen dan tussen lager 1 en 2 een rechte lijn. Het uitgangspunt mag overigens ook ergens anders gekozen worden. In ons voorbeeld gaan we uit van kruk 1.

Als voorbeeld worden de krukken 1 tot en met 3 getekend.

Als uitgangspunt is lager 1 en 2, hier wordt de rode lijn L_1 , dit is de ligging van de krukas, door de punten A en B getekend. Zie afbeelding 2. De som van A en B moet +12 bedragen dus de waarde voor lager 2 wordt +12 want:

$$0 + +12 = +12$$

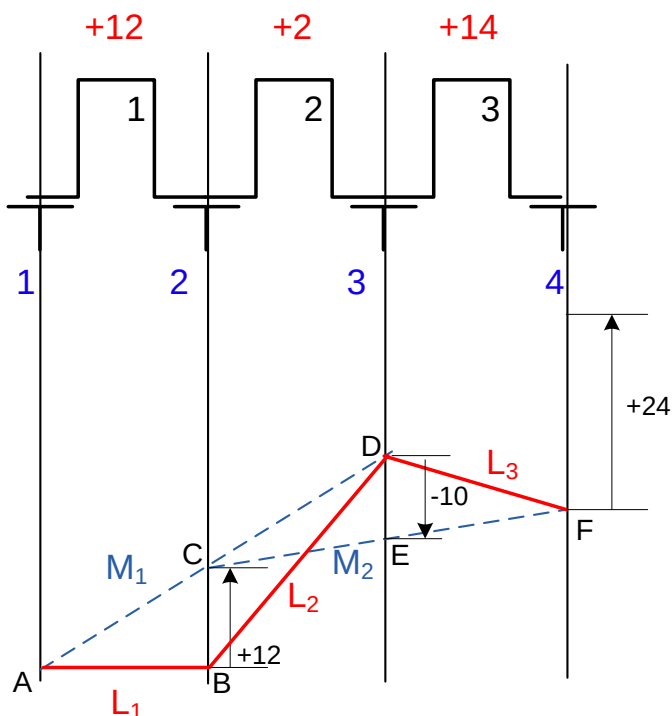
Vanuit punt B wordt nu een lijn met afstand +12 afgemeten, zo wordt punt C gevonden. Vanuit punt A wordt nu de lijn M_1 door punt C getrokken tot deze de lijn snijdt onder lager 3, dit is dan punt D. Vanuit punt B wordt nu de rode lijn L_2 tot aan punt D getrokken. De rode lijn stelt nu telkens de krukas voor. Tussen lager 2 en lager 3 is het verschil tussen Top en Bodem +2, de som tussen lager 2 en lager 3 moet dan de waarde +2 op leveren, dit geeft dan voor lager 3 dan de waarde -10 want:

$$+12 + -10 = +2$$

Vanuit punt D wordt nu de waarde -10 afgezet, dit levert punt E op. Vanuit punt C wordt nu door punt E de lijn M_2 getrokken tot deze de lijn van lager 4 snijdt, dit wordt dan punt F. De som tussen lager 3 en 4 moet nu de waarde +14 op leveren, kortom voor lager 4 vinden we dan:

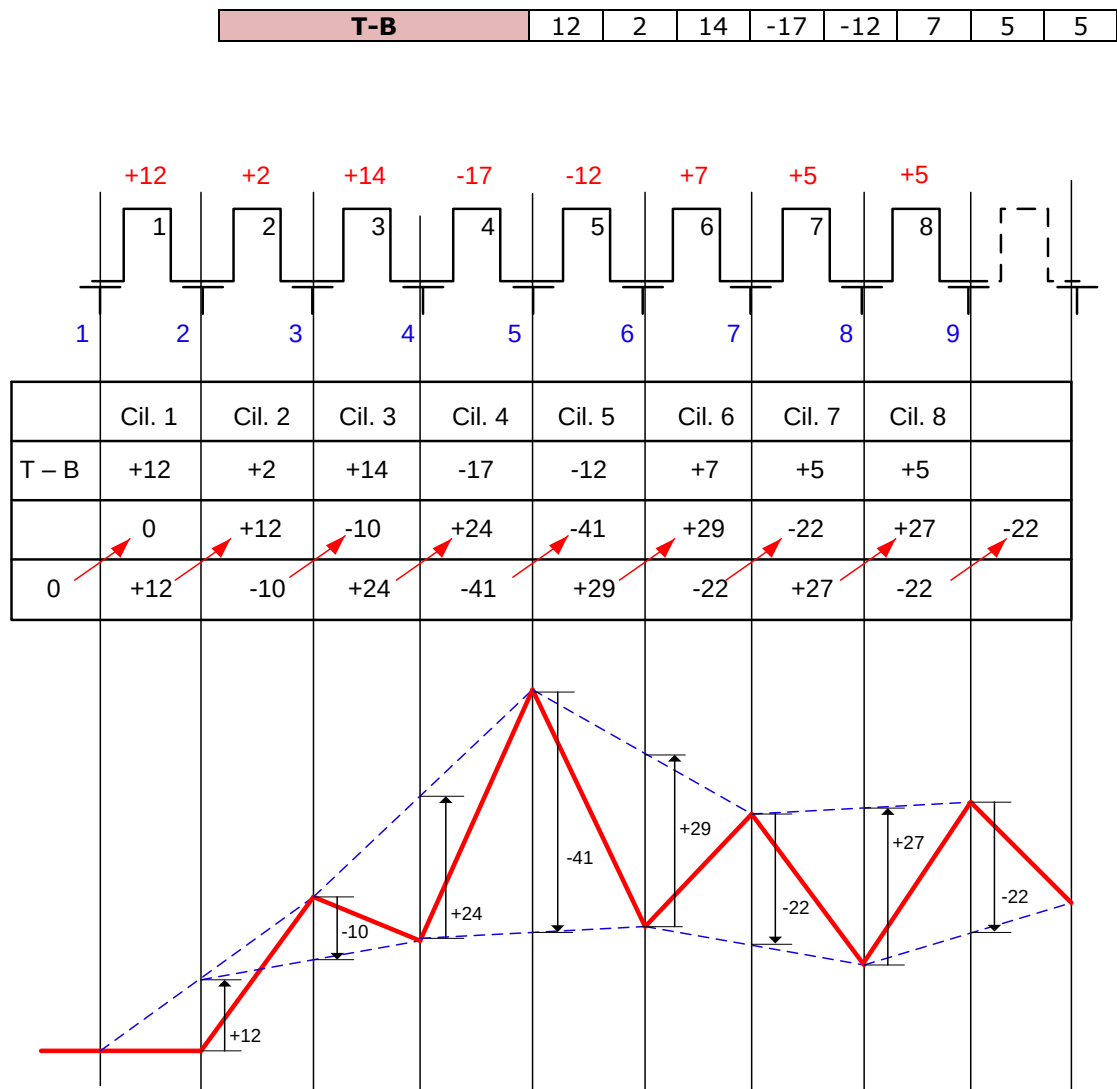
$$-10 + +24 = +14. \text{ Enzovoort.}$$

Kruk in stand	1	2	3	4	5	6	7	8
T-B	12	2	14	-17	-12	7	5	5



Afbeelding 28. Ligging krukas volgens de partiële methode.

Als we dit voor de gehele krukas doen dan krijgen we de ligging zoals afgebeeld in afbeelding 29.



Afbeelding 29. De ligging van de krukas volgens de partiële methode.

10.7 Samenvatting

Bij een motorinstallatie kunnen we in eerste instantie onze zintuigen gebruiken om de "conditie" van het werktuig te controleren, dit zijn:

- Wat zien we?
- Wat ruiken we?
- Wat horen we?
- Wat voelen we?

Controle brandstof:

Brandstof wordt gecontroleerd op:

- Viscositeit
- Dichtheid
- Water
- Zwavelgehalte
- Asgehalte
- Vanadium
- Natrium
- Conradson getal
- Asfaltenen
- Vlampunt
- Stolpunt
- Aluminium

Controle smeerolie:

Smeerolie wordt gecontroleerd op:

- Viscositeit
- Water
- Base Number
- Onoplosbaar in n-heptaan
- Flash point

Controle koelwater:

Het koelwater wordt gecontroleerd op:

- pH
- Hardheid
- Chloride gehalte Cl^-
- Sulfaat gehalte SO_4^{2-}

Verder is het onderhoud op draaiuren, dit is afhankelijk van de motorleverancier.

10.8 Vragen

- Geef een zeer algemene beschrijving van een controle van een motorinstallatie.
- Beschrijf hoe men de brandstof dient te controleren op zijn juiste eigenschappen.
- Welke eigenschappen zijn van een brandstof de belangrijkste?
- Wat moet grofweg het Base Number van een smeerolie zijn als de brandstof 4% zwavel bevat?
- Beschrijf hoe men een representatief smeerolie monster dient te nemen.
- Op welke eigenschappen wordt een circulatieolie in het laboratorium onderzocht?
- Geef een korte beschrijving waarop en waarom het koelwater van een dieselmotor wordt onderzocht.
- Hoe dient men kleppen te reviseren die van Nimonic vervaardigd zijn?
- Hoe beoordeelt u de conditie van trimetaallagers?
- Beschrijf hoe u de conditie van een zuiger controleert.
- Beschrijf hoe u de conditie van een voering controleert, betrek hier ook de speermaat bij.
- Waarom denkt u zal de slijtage boven in de voering het grootst zijn?
- Welke methoden zijn beschikbaar voor de controle van de ligging van de krukas?

11.0 Bedrijfsvoering

11.1 Starten van de motor

Voordat de motor gestart kan en mag worden, dienen we een aantal zaken te controleren. In de eerste plaats moeten we er zeker van zijn dat de koelwater expansie tanks op peil zijn, dat er koelwater op de motor staat en dat alle desbetreffende afsluiters open staan.

De motor moet, voordat deze gestart mag worden, voorverwarmd zijn. Dit geschiedt normaal gesproken door middel van een elektrische verwarming in het motorblok, of door middel van een in serie geschakelde voorwarmer, die elektrisch of met stoom verwarmd wordt. Het smeerolieniveau in het carter wordt gecontroleerd op het juiste peil.

Verder dienen we er zeker van te zijn dat de smeeroliepomp draait, bij sommige typen motoren, bijvoorbeeld bij scheepsmotoren staan de smeeroliepompen constant te draaien, bij landinstallaties worden de smeeroliepompen vaak door de motor zelf aangedreven, deze zijn dan ook uitgerust met een zogenaamde elektrische voordruk smeeroliepomp, de pre luboilpomp. De pre luboilpomp wordt van tevoren gestart om er zeker van te zijn dat alle lagers etc. zijn voorzien van smeerolie.

Verder is het van belang dat de brandstof dagtank op peil is en dat het brandstof systeem, met behulp van de diverse boosterpompen, onder druk staat en dat de juiste viscositeit in het systeem heerst. Bij sommige typen motoren moeten eerst de verstuivers ontlucht worden om er zeker van te zijn dat de motor bij de eerste start aanslaat.

Het startlucht systeem blijft voorlopig dicht staan.

Nu wordt de motor, met geopende indicateurkranen, met behulp van de tornmachine een aantal malen langzaam rondgedraaid. We kunnen nu controleren of alles gemakkelijk draait en of er geen koelwater op de zuigers staat. Als er namelijk een pakking tussen deksel en motorblok zou lekken dan komt er water boven op de zuiger te staan. We kunnen dus met behulp van het tornen controleren of er lekkage of iets dergelijks is.

Als de torn uitgeschakeld is worden de indicateurkranen gesloten en wordt het startluchtsysteem geopend.

De motor kan nu gestart worden, zie het hoofdstuk over leidingschema's.

Vaak staan motoren stand-by geschakeld, dat wil zeggen, al het hierboven genoemde staat normaal open bij de motor, als het nodig is start de motor automatisch. Het mag duidelijk zijn dat bij stand-by staande motoren de indicateurkranen gesloten zijn, en dat de torn uit staat.

Verder zijn er nog een aantal voorwaarden waaraan voldaan moet zijn voordat de motor gestart kan worden, we noemen er enkele:

- Torn uit
- Koelwater op temperatuur
- Pre-luboilpomp draait, smeeroliedruk

11.2 Stoppen van de motor

Als de belasting van de motor gehaald is, dient de motor gedurende minimaal een minuut onbelast te draaien, hierdoor kan de verbrandingsruimte wat nakoelen.

Bij het stoppen van de motor hebben we over het algemeen twee mogelijkheden, enerzijds kunnen de hoge druk brandstofpompen elektrisch naar hun nul positie worden gedrukt, anderzijds kan dit met behulp van lucht gebeuren.

In ieder geval, stoppen van de motor wil altijd zeggen dat de regelstangen van de hoge druk brandstofpompen naar nulopbrengst worden bewogen. Zodra de hogedruk brandstofpompen geen brandstof meer leveren stopt de motor. Uiteraard is het dan de afweging hoe de motor gestopt wordt, de meest motoren draaien tegenwoordig op zware olie. Als de motor kortstondig uit bedrijf moet of gaat blijft de motor meestal op zware olie staan. Moet de motor voor langere tijd uit bedrijf, dan is het raadzaam de motor eerst over te zetten op dieselolie. Het leidingsysteem wordt dan gevuld met dieselolie, tevens zijn de brandstofpompen en de hogedruk leidingen naar de verstuivers allen gespoeld met dieselolie, wat het onderhoud makkelijker maakt. Verder is het dan minder moeilijk de motor in bedrijf te nemen. Het nadeel van zware olie is namelijk dat zodra het afkoelt het minder goed verpompbaar is, de olie is dan dikker en heeft een hogere viscositeit. Tijdens starten kunnen er dan relatief hoge drukken in het systeem ontstaan en de verbranding is slecht.

11.3 Bedrijf

11.3.1 Dagelijkse controles

Tijdens bedrijf dienen de volgende zaken dagelijks gecontroleerd en eventueel genoteerd te worden:

- Noteer alle temperaturen en drukken. Hiermee wordt bedoeld, de uitlaatgassentemperaturen van de diverse cilinders, de spoelluchttemperatuur, de koelwater uittrede temperatuur van de cilinders en de smeerolietemperatuur.
- Controleer de drukval over het automatisch brandstof en smeeroliefilter.
- Controleer het waterpeil van de diverse expansie tanken.
- Controleer het peil van de smeerolietank, het carter van de motor.
- Controleer of de carterontluchting open staat en vrij is.
- Controleer of de water aftappen van de luchtkoelers open zijn, condenswater kan op deze manier afgevoerd worden.
- Controleer bij de brandstofpompen, indien mogelijk, de hoeveelheid lekbrandstof. Indien men dit dagelijks doet ziet men in een oogopslag of de hoeveelheid lekbrandstof meer wordt.
- Reinig dagelijks het luchtgedeelte, de compressor, van de drukvulgroep.
- Controleer de brandstof dagtank op de aanwezigheid van water.

11.3.2 Controle bij 250 draaiuren

Reinig eventueel op de motor aanwezig zijnde centrifugaalfilters. Controleer de hoge druk brandstofpompen op lekkages en reinheid van de regelstangen.

Was het uitlaatgassen gedeelte van de drukvulgroep, doe dit altijd volgens instructie van de fabrikant.

11.3.3 Maandelijks controles

Controleer eens per maand de concentratie van de chemicaliën in het koelwater en vul dit zonodig aan.

Neem diagrammen van de diverse cilinders, noteer hierbij de belasting van de motor.

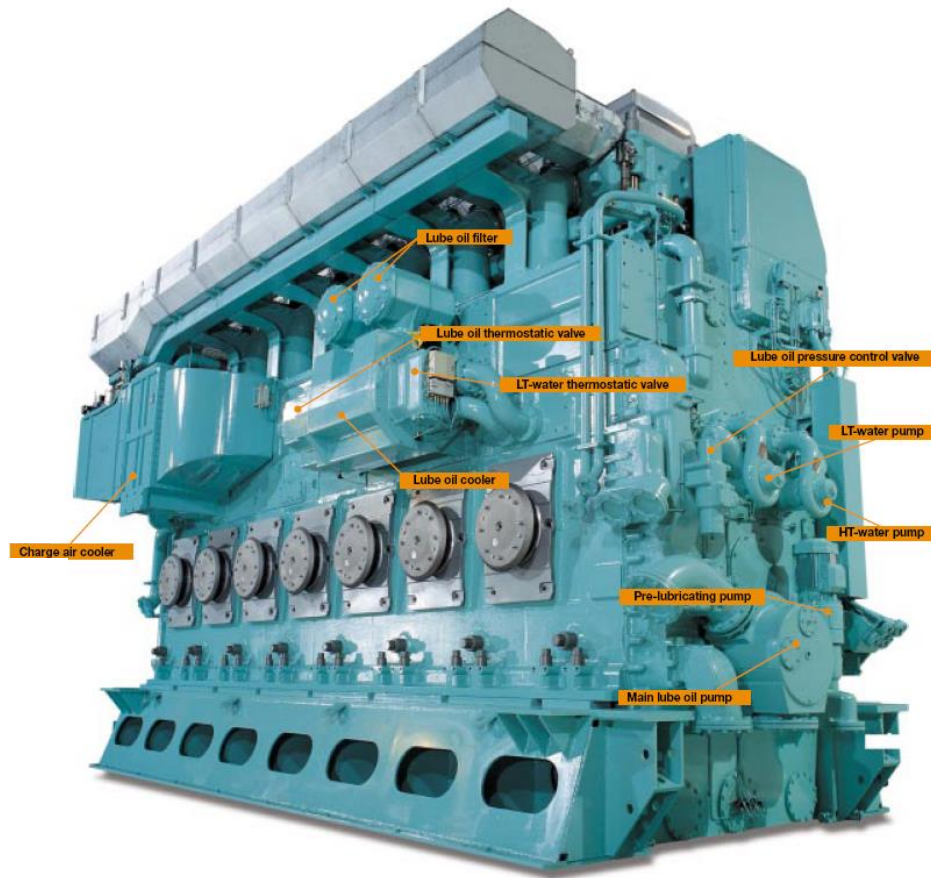
11.4 Blow-by

Een van de meest gevaarlijke situaties die bij een dieselmotor kan gebeuren is het zogenaamde blow-by. Dit is lekkage van rookgassen langs de zuigerveren richting carter. Hierdoor kunnen zeer gevaarlijke situaties ontstaan, niet enkel snel vervuilen en verouderen van de smeerolie, maar ook carterexplosies. Van blow-by kan sprake zijn als het smeerolieverbruik plotseling toeneemt. Controleer om deze reden altijd de druk in het carter. De druk in het carter mag meestal niet meer bedragen dan 30 millimeter waterkolom. Als dit drukverschil groter is, dan eerst de carterontluchting controleren, als deze goed is stop de motor dan onmiddellijk en trek de zuigers nadat de motor is afgekoeld.

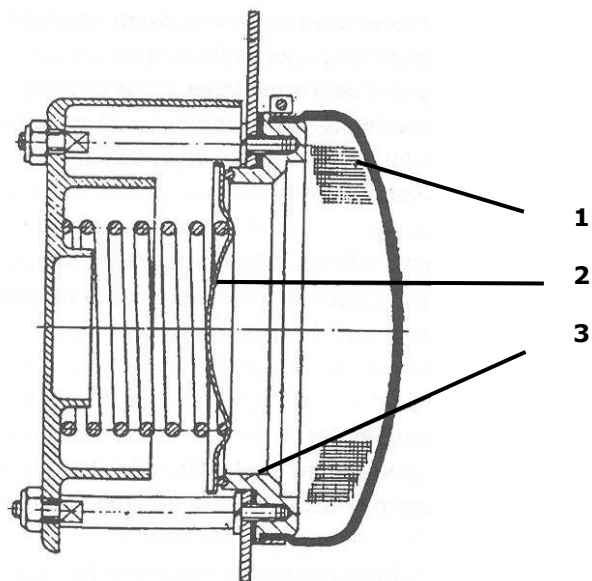
Oil mist

Voor controle van blow-by worden vaak zogenaamde oil mist detectors gebruikt. Deze apparaten zuigen steeds een beetje gas uit het carter en controleren dit op verkleuring, als het gas uit het carter donker wordt dan wordt een alarm gegenereerd dat meestal luidt: "Oilmist in crankcase, slowdown required".

Het carter is verder voorzien van een veerbelaste klep, explosieklep, die opent als er een carterexplosie optreedt. Het veiligheidsventiel is veerbelast en sluit daardoor onmiddellijk zodra de overdruk weg is. Dat de veiligheid direct sluit is voorschrift, zo kan er geen lucht in het carter komen dat een vergroot explosiegevaar kan opleveren. Op afbeelding 1 is een zeven cilinder motor weergegeven, de explosieventielen zijn hier duidelijk zichtbaar.



Afbeelding 1. Zeven cilinder motor met explosieventielen. Bron Wärtsilä.



Afbeelding 2. Doorsnede van een explosieventiel.

Op afbeelding 2 is een doorsnede van het explosieventiel weergegeven. Nummer 2 is de klep die opent als er overdruk in het carter heerst. De klep 2 rust op een zitting 3 en is veerbelast. De kap bij 1 is gevuld met kopergaas.

11.5 Regelingen van de motor

MCU

Bij de moderne motoren wordt alles elektronisch geregeld en gemeten. De regeling van de motor, de zogenaamde Main Control Unit (MCU), meet en regelt alle relevante zaken voor de motor zoals:

- Smeeroliedruk en temperatuur
- Koelwaterdruk en temperatuur
- Viscositeit en brandstofdruk
- Uitlaatgassentemperaturen
- Spoeldruk
- Spoelluchttemperatuur
- Toerental

Aan het elektronisch gedeelte van de motor is door het bedieningspersoneel tegenwoordig niets meer te doen, om deze reden gaan we hier verder niet op in.

11.6 Beveiligingen

Verder heeft de motor nog een aantal beveiligingen. We zullen, zonder er verder op in te gaan, een aantal noemen die zeer belangrijk zijn. Zo kennen we:

- Overspeed, deze beveiliging treedt in werking als het toerental van de motor met circa 10% wordt overschreden. Het exacte percentage varieert van fabrikant tot fabrikant.
- Overbelasting, deze beveiliging treedt in werking als de belasting van de motor dermate hoog is geworden dat het toerental daalt. Bij een dalend toerental zal de brandstofinspuiting maximaal zijn, de motor krijgt in dit geval te veel brandstof toegediend, hierdoor neemt de thermische belasting van de motor dermate toe dat hierdoor schade kan ontstaan.
- Verder kent de motor beveiligingen op de smeeroliedruk en koelwaterdruk.
- Als laatste noemen we nog de beveiligingen van externe aard. Er kan in de generator iets misgaan waardoor de motor moet stoppen en bij gebruik van uitlaatgassenketels kan van hieruit een beveiliging aanspreken.

11.7 Samenvatting

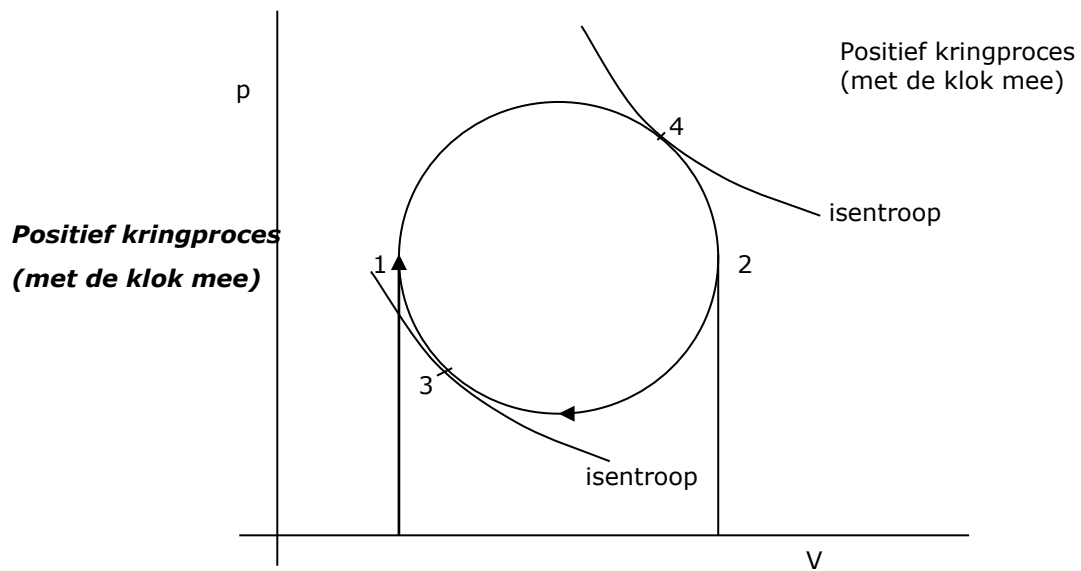
Dit hoofdstuk beschrijft de handelingen die verricht moeten worden om een motor te starten, stoppen en veilig in bedrijf te houden.

11.8 Vragen

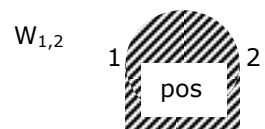
- Noem een aantal voorwaarden waaraan voldaan moet zijn voordat een motor gestart kan en mag worden.
- Beschrijf hoe u een motor stopt, zowel voor korte tijd als voor langere tijd.
- Wat vertaan we onder blow-by en wat is het gevaar hiervan?
- Noem dagelijkse controles als een dieselmotor in bedrijf is.
- Noem een aantal beveiligingen waar de motor zeker op stopt.

12.0 Thermodynamische achtergronden

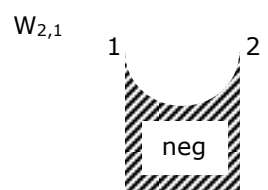
12.1 Positieve kringprocessen



- 1) Gedurende een deel van het proces van 1-2 wordt arbeid op de omgeving verricht.



- 2) Gedurende een deel van het proces verricht de omgeving arbeid op het proces 2→1



- 3) $W_{1,2} > W_{2,1} \Rightarrow \Sigma W$ is positief.

- 4) Gedurende een deel van het proces wordt warmte toegevoerd.
(van $3 \rightarrow 4$). $Q_{3,4}$
- 5) Gedurende een deel van het proces wordt warmte afgevoerd.
 $Q_{4,3}$.
- 6) ΣQ is positief.
- 7) Gedurende een deel van het proces neemt de inwendige energie toe.
- 8) Gedurende een deel van het proces neemt de inwendige energie af.
- 9) $\Sigma \Delta U = 0$ bij een hele kringloop.
 ΔU is een toestandsgrrootheid.
 Q en W zijn procesgrootheden.
- 10) De eerste hoofdwet geldt tijdens het hele proces.
 $\Sigma Q = \Sigma \Delta U + \Sigma W$
 $\Downarrow$
 0

$$\Sigma Q = \Sigma W$$

12.2 Rendement bij kringprocessen

Bij een positieve kringloop is het doel altijd het verrichten van arbeid ΣW .

Het offer is de toegevoerde warmte Q_{toe} . (aan Q_{af} hebben we niets meer)

$$\eta = \frac{\text{doel}}{\text{offer}} = \frac{\Sigma W}{Q_{toe}} = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}}$$

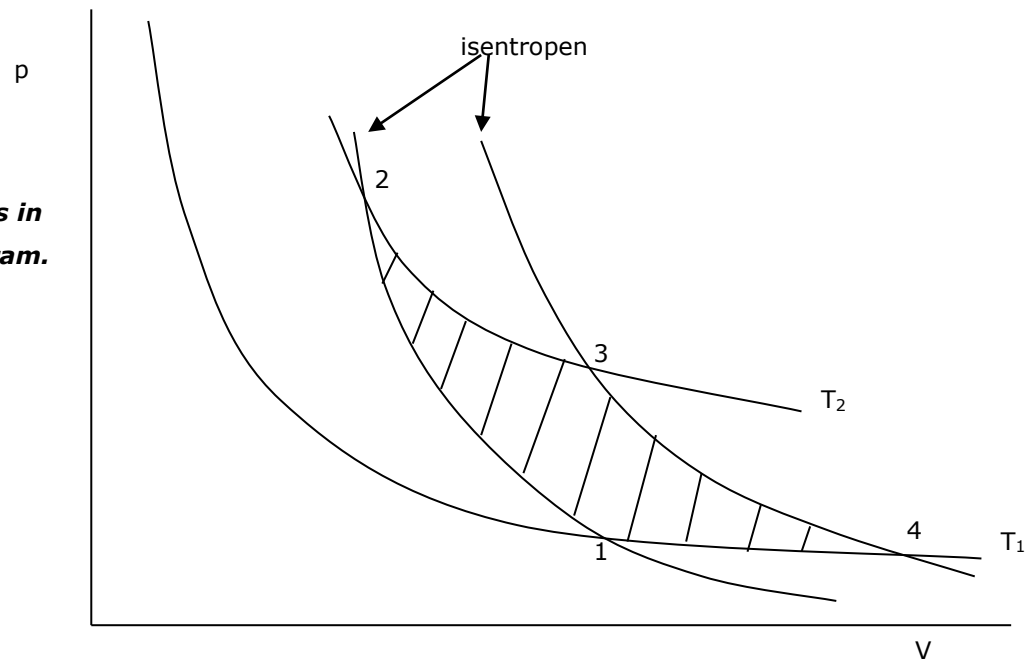
Het rendement η is altijd kleiner dan 1.

12.3 Enkele positieve kringprocessen

12.3.1 Carnot proces

Het Carnot proces wordt gebruikt als vergelijkingsbasis. Het Carnotproces is het proces met het hoogst mogelijk rendement tussen twee gegeven uiterste temperaturen.

Figuur 5.2
Carnotproces in
een pV diagram.



1-2 isentropische compressie. $Q_{1-2} = 0$

2-3 isothermische expansie. $Q_{2-3} = m \cdot R_s \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2}$

3-4 isentropische expansie. $Q = 0$

4-1 isothermische compressie. $Q_{4-1} = m \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_1}{V_4}$

Q_{4-1} = afgevoerde warmte.

$$\eta = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}} = \frac{m \cdot R_s \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2} + m \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_1}{V_4}}{m \cdot R_s \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2}}$$

Bij een isentroop gelden de wetten van Poisson. We hebben hier te maken met volumes en temperatuur.

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad T_3 = T_2 \quad T_4 = T_1$$

$$\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1}$$

$$V_1 \cdot V_3 = V_2 \cdot V_4$$

$$\frac{V_1}{V_4} = \frac{V_2}{V_3}$$

$$\frac{V_1}{V_4} = \frac{1}{\frac{V_3}{V_2}} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^{-1}$$

$$\text{invullen in } \eta = \frac{T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2} + T_1 \cdot \ln \frac{V_1}{V_4}}{T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2}}$$

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2} + T_1 \cdot \ln \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^{-1}}{T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2}}$$

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2} - T_1 \cdot \ln \left(\frac{V_3}{V_2}\right)}{T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_2}}$$

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

CARNOT rendement:

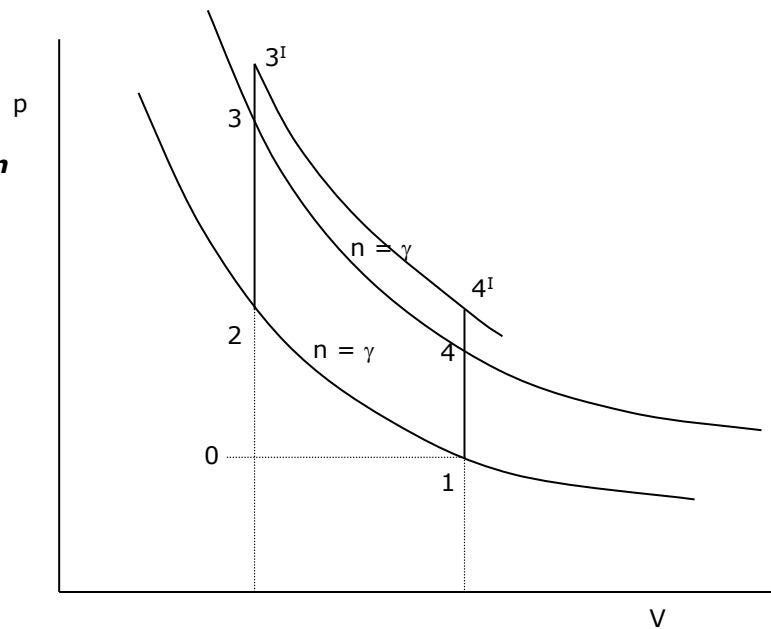
CARNOT
rendement

$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$

12.3.2 Het OTTO proces

Het otto proces is een model voor een explosie motor. (benzine motor)

Het Otto proces in een pV diagram.



- 0-1 Aanzuigen van lucht.
- 1-2 Compressie (in de ideale geval isentropisch).
Bij 2 ontsteking → de druk en temperatuur lopen sterk op bij praktisch constant volume.
- 2-3 isochore verhitting.
- 3-4 expansie (in ideale geval isentropisch)
Bij 4 gaat de uitlaat open → druk zakt tot begindruk ⇒ 4-1
- 1-0 leegpersen.

Het aanzuigen en leegpersen heffen elkaar in het ideale geval op. De modelkringloop is 1-2-3-4

Het is een gesloten proces voor een constante hoeveelheid lucht.

- 1-2 isentropische compressie
 $Q_{1,2} = 0$
- 2-3 isochore verhitting
 $Q_{2,3} = c_v \cdot (T_3 - T_2) = Q_{toe}$
- 3-4 isentropische expansie
 $Q_{3,4} = 0$
- 4-1 isochore afkoeling
 $Q_{4,1} = c_v \cdot (T_1 - T_4) = Q_{af}$

$$\eta = 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

1-2 en 3-4 zijn twee isentropen tussen dezelfde volumes.

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_3}{T_4} &= \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} \\ \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} \end{aligned} \right\} \quad \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}$$

Als $T_2 = x \cdot T_3$ dan is ook $T_1 = x \cdot T_4$

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - x \cdot T_4}{T_3 - x \cdot T_3} = 1 - \frac{T_4 \cdot (1 - x)}{T_3 \cdot (1 - x)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_4}{T_3}$$

of

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}}$$

$\frac{V_1}{V_2} = \text{compressieverhouding} = \varepsilon$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}$$

Vraag

Wat gebeurt er met het rendement bij meer brandstof toevoeren?

De temperatuur na verbranding wordt hoger.

$T_3^I > T_4$ dus ook $T_4^I > T_4$.

De verhouding $\frac{T_3^I}{T_4^I} = \frac{T_2}{T_1}$ blijft hetzelfde, η blijft gelijk.

Vraag:

In verband met zelfontbranding moet de temperatuur na compressie kleiner zijn dan 400 °C. Welke compressieverhouding is dan toegestaan en hoe groot is η ?

Begintemperatuur is 20°C.

$T_1 = 293 \text{ K}$ $T_2 = 673 \text{ K}$ $\gamma = 1,4$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \frac{673}{293} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{0,4}$$

$$\varepsilon^{0,4} = \frac{673}{293} \Rightarrow \varepsilon = \left(\frac{673}{293} \right)^{\frac{1}{0,4}}$$

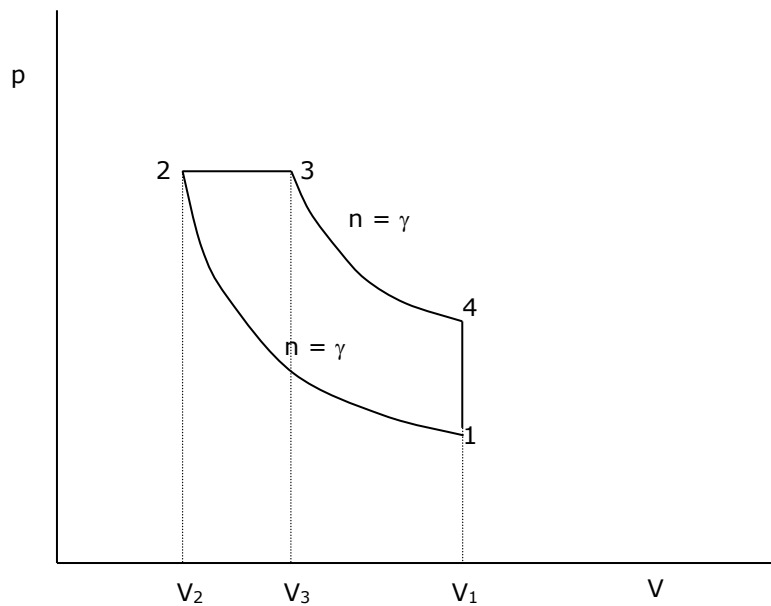
$$\varepsilon = 8$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad \text{of} \quad 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta = 1 - \frac{293}{673} = 56\%$$

12.3.3 Het klassieke dieselproces

*Het klassieke
dieselproces in
een pV diagram*



1-2 Isentropische compressie.

$$Q = 0$$

2-3 Verbranding bij constante druk.

$$Q_{2,3} = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

3-4 Isentropische expansie.

$$Q = 0$$

4-1 Isochore afkoeling.

$$Q_{4,1} = c_v \cdot (T_1 - T_4)$$

$$\eta = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_2) + c_v \cdot (T_1 - T_4)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \varepsilon = \text{compressieverhouding}$$

$$\frac{V_3}{V_2} = \nu = \text{vulverhouding}$$

$$\text{isentroop 1-2} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma-1}$$

$$\text{isobaar 2-3} \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \nu \Rightarrow T_3 = \nu \cdot T_2 = T_1 \cdot \nu \cdot \varepsilon^{\gamma-1}$$

isentroop 3-4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_3}{V_2} \cdot \frac{V_2}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} = T_1 \cdot \nu \cdot \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \frac{\nu^{\gamma-1}}{\varepsilon^{\gamma-1}} \Rightarrow$$

$$T_4 = T_1 \cdot \nu^{\gamma}$$

Alle temperaturen uitdrukken in T_1 .

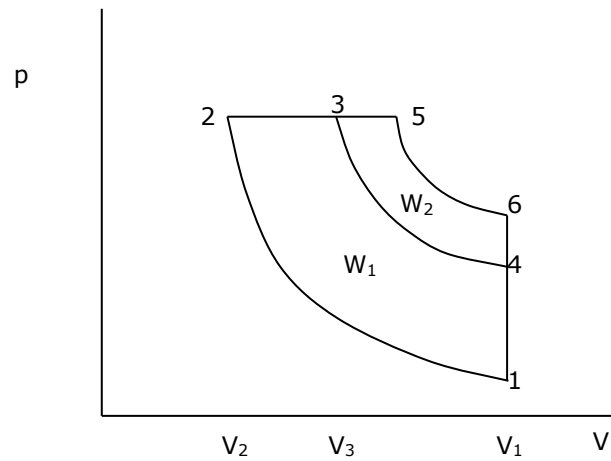
$$\eta = 1 - \frac{T_1 \cdot \nu^{\gamma} - T_1}{\gamma \cdot T_1 \cdot (\nu \cdot \varepsilon^{\gamma-1} - \varepsilon^{\gamma-1})}$$

$$\eta = 1 - \frac{\nu^{\gamma} - 1}{\gamma \cdot \varepsilon^{\gamma-1} \cdot (\nu - 1)}$$

Als ε vergroot wordt, is in de formule te zien dat het rendement toeneemt.

Als ν toeneemt, neemt ν^{γ} sterker toe dan $\nu-1 \Rightarrow$ het rendement neemt af.

Bij meer brandstof neemt het rendement af.



In het diagram kunnen we ook laten zien dat bij toename van de hoeveelheid brandstof het rendement daalt.

Als 2-3 net zolang is als 3-5

$\Rightarrow$

$$Q_{2-3} = Q_{3-5}$$

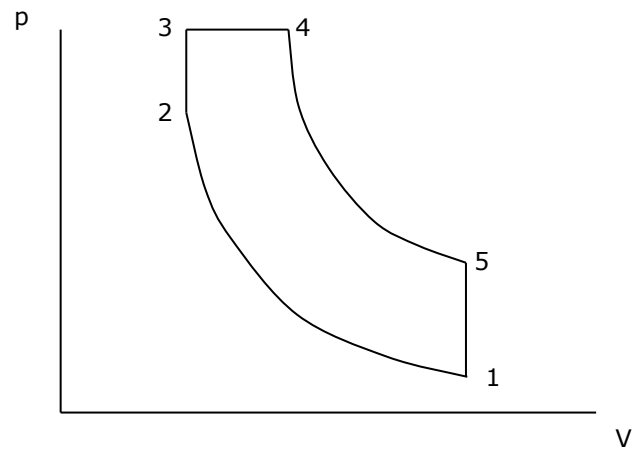
Tengevolge van Q_{3-5} krijgen we als toename van de arbeid W_2

$$W_2 \text{ is kleiner dan } W_1 \Rightarrow \frac{W_2}{Q_{3-5}} < \frac{W_1}{Q_{2-3}} \Rightarrow$$

Het rendement is dus kleiner bij meer brandstof.

12.3.4 Het moderne Dieselproces: Diesel-Otto proces (Sabathé)

Het Diesel-Otto proces in een pV diagram.



Ideaal proces:

1-2 isentroop

$$Q_{1-2} = 0 \quad \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon$$

2-3 isochoor

$$Q_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad \frac{p_3}{p_2} = \text{drukverhouding}$$

3-4 isobaar

$$Q_{3-4} = c_p \cdot (T_4 - T_3) \quad \frac{V_4}{V_3} = \text{vulverhouding } v$$

4-5 isentroop

$$Q_{4-5} = 0$$

5-1 isochoor

$$Q_{5-1} = c_v \cdot (T_1 - T_5)$$

$$\eta = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}} = \frac{Q_{2,3} + Q_{3,4} + Q_{5,1}}{Q_{2,3} + Q_{3,4}} = 1 - \frac{Q_{1,5}}{Q_{2,3} + Q_{3,4}}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + \gamma(T_4 - T_3)}$$

Voorbeeld:

$$T_1 = 300 \text{ K} \quad p_1 = 1 \text{ bar voor } 1 \text{ kg} \quad m = 1$$

$$\varepsilon = 14 \quad \text{drukverhouding} = 1,5$$

$$\nu = 1,25$$

Gevraagd: η , p_3 en V_1 .

$$1-2 \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = 300 \cdot 14^{0,4} \Rightarrow T_2 = 862 \text{ K}$$

$$2-3 \quad \text{isochor: } \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = 1,5 \Rightarrow T_3 = 1,5 \cdot 862 = 1293 \text{ K}$$

$$3-4 \quad \text{isobaar: } \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3} = \nu \Rightarrow T_4 = 1,25 \cdot 1293 = 1616 \text{ K}$$

4-5

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_5 = 1616 \cdot \left(\frac{1,25}{14} \right)^{0,4} = 615 \text{ K}$$

$$\eta = 1 - \frac{615 - 300}{(1293 - 862) + 14 \cdot (1616 - 1293)} = 0,64$$

$$p_3 = ?$$

1-2 isentroop

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \left(\frac{p_2}{1} \right)^{0,4} = \frac{862}{300}$$

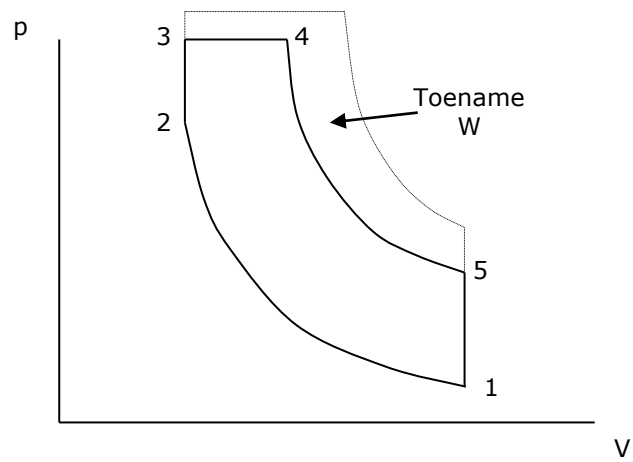
$$0,2857 \log p_2 = \log \frac{862}{300} \Rightarrow \log p_2 = 1,604$$

$$p_2 = 40,2 \text{ bar}$$

$$\frac{p_3}{p_2} = 1,5 \Rightarrow p_3 = 40,2 \cdot 1,5 = 60,3 \text{ bar}$$

$$V_1 = ?$$

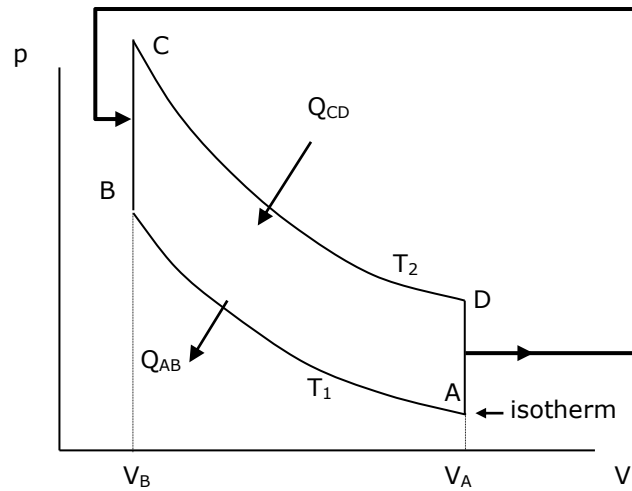
$$V_1 = \frac{m \cdot R_s \cdot T_1}{p_1} = \frac{1 \cdot 289 \cdot 300}{105} = 0,867 \text{ m}^3$$



Bij meer brandstof mogen we verwachten dat het grootste deel van de toename in het dieselgedeelte komt. (De verbranding gaat langer door nauwelijks hogere topdruk) $\Rightarrow$ Het rendement neemt af.

12.3.5 Stirling proces (hete lucht motor)

**Het Stirling proces
in een pV diagram.**



Bijzonderheid: via een ideale warmte wisselaar wordt de warmte, die van D→A tussen T_2 en T_1 wordt onttrokken, toegevoerd bij B→C (weer tussen T_2 en T_1).

Q_{BC} en Q_{BA} horen dus niet tot de toe of afgevoerde warmte, want ze gaan niet over de systeemgrens.

C → D Warmte wordt toegevoerd.

$$Q_{CD} = m \cdot R_s \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_A}{V_B}$$

A → B Warmte wordt afgevoerd.

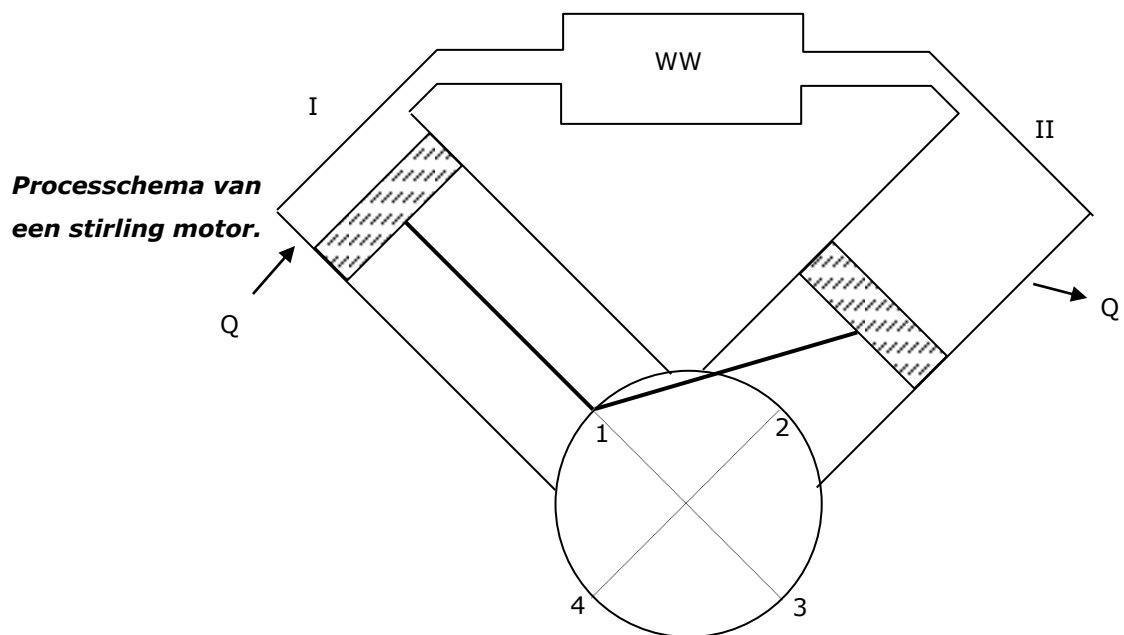
$$Q_{AB} = m \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_B}{V_A} = -m \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_A}{V_B}$$

$$\eta = \frac{W}{Q_{toe}} = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}} = \frac{m \cdot R_s \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_A}{V_B} - m \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_A}{V_B}}{m \cdot R_s \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_A}{V_B}}$$

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

Hierin zijn T_1 en T_2 uiterste temperaturen.

Dankzij de truc met de warmtewisselaar is het rendement gelijk aan dat van een Carnot proces.



Toestand	V_1	V_2	Totaal V	Temperatuur	Druk
1	0	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	Laag	Hoog
2	$\frac{1}{2}$	0	$\frac{1}{2}$	Hoog	Hoogst
3	1	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	Vrij hoog	Laag
4	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	Laag	Laagst

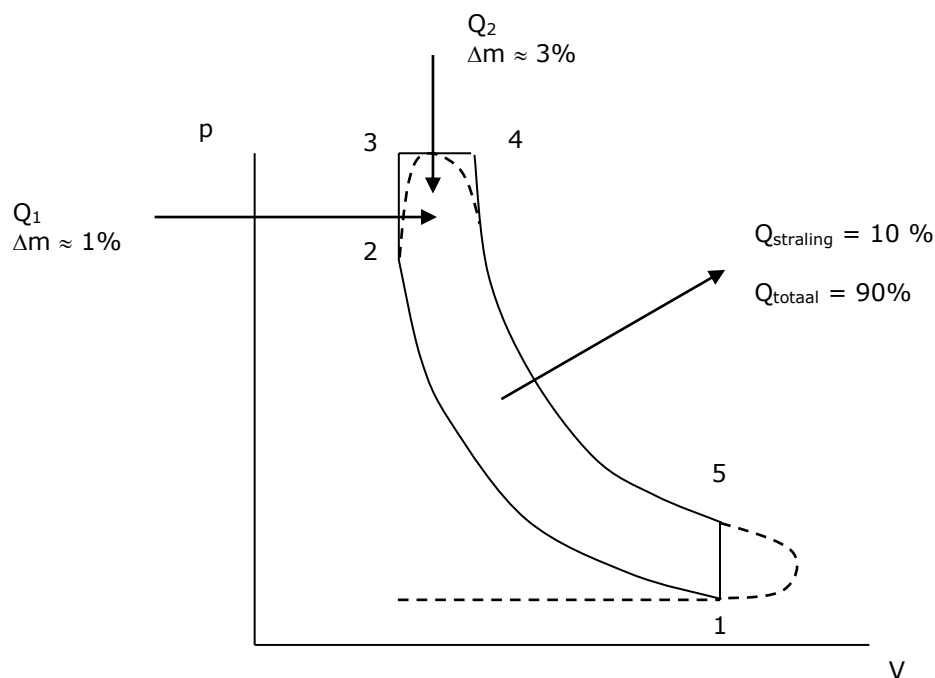
12.4 De berekening van het werkelijk proces

In paragraaf 12.3.4 hebben we het theoretische dieselproces bekeken. We zullen nu een berekening uitvoeren voor het werkelijk proces. Als we het theoretisch proces vergelijken met het werkelijk proces zien we dat een aantal zaken anders zijn.

We kunnen het volgende opmerken:

- De massa wijzigt, omdat er brandstof wordt ingespoten.
- De dichtheid en de soortelijke warmte tijdens constante druk en volume wijzigen, we hebben eerst met lucht te maken en daarna met rookgas.
- In plaats van met een isentroop proces, hebben we met een polytropisch proces te maken.
- Het gas wordt vervangen.

Op onderstaande afbeelding is het werkelijke proces met een stippellijn weergegeven.



We gaan uit van de volgende gegevens:

Als de brandstof, van $2 \rightarrow 3$, wordt ingespoten neemt de massa die in de cilinder aanwezig is met 1% toe, van $3 \rightarrow 4$ neemt de massa met 3% toe.

Het totale stralingsverlies bedraagt 10% van de toegevoerde warmte. De compressie begint als de zuiger 5% van zijn opwaartse slag heeft doorlopen, dus $\beta = 0,05$.

De temperatuur bij begin compressie bedraagt 70°C , $T_1 = 343\text{ K}$. De druk bij begin compressie bedraagt 3 bar absoluut, $p_1 = 3\text{ bara}$.

De massa lucht die bij begin compressie in de cilinder aanwezig is bedraagt 1 kilogram.

De compressieruimte bedraagt 7,35% van het slagvolume,
 dus $\alpha = 0,0735$.
 De eindcompressiedruk bedraagt 115 bara, $p_2 = 115$ bara.
 Voor lucht geldt dat de verhouding tussen c_p en c_v 1,38 bedraagt,
 $n = 1,38$.
 De theoretisch benodigde hoeveelheid lucht per kilogram brandstof
 bedraagt 14, $M_{lth} = 14$ kg/kg brandstof.
 De luchtfactor voor de verbranding bedraagt 2, $\lambda_v = 2$.
 De stookwaarde van de brandstof bedraagt 41.000 kJ/kg,
 $H_0 = 41.000$ kJ/kg.

Volgens Poisson geldt:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

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

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{115}{3} \right)^{\frac{1}{1,38}} = 14,04$$

Verder is volgens Poisson bekend dat:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(n-1)}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{(n-1)}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{(n-1)}$$

$$T_2 = 343 \cdot 14,04^{(1,38-1)}$$

$$T_2 = 936 \text{ K} \quad t_2 = 663 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De eindcompressie temperatuur bedraagt 936 K = 663 °C.

Van 2 → 3.

$$\lambda_v \cdot Ml_{th} = 2 \cdot 14 = 28 \text{ kg lucht}$$

We gaan uit van 1 kilogram lucht, dus kan er totaal aan brandstof worden ingespoten:

$$\frac{1}{28} = 0,0357 \text{ kg brandstof}$$

Hieruit volgt de totale toegevoerde warmte:

$$Q_{Totaal} = \dot{m}_b \cdot H_0$$

$$Q_{Totaal} = 0,0357 \cdot 41.000$$

$$Q_{Totaal} = 1.464 \text{ kJ}$$

Het stralingsverlies bedraagt 10%.

25% van de warmte wordt tijdens "constant volume" toegevoerd, dit is van 2 → 3, hiervoor geldt: $V = \text{constant}$ en $c_v = 0,855 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$.

75% van de warmte wordt tijdens "constante druk" toegevoerd, dit is van 3 → 4, hiervoor geldt: $p = \text{constant}$ en $c_p = 1,2 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$.

Voor Q_1 vinden we nu: 2 → 3

$$Q_1 = 0,25 \cdot \eta \cdot Q_{Brandstof}$$

$$Q_1 = 0,25 \cdot 0,9 \cdot 1.464 = 329 \text{ kJ}$$

Verder geldt:

$$Q_1 = m \cdot c_v \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Q_1}{m \cdot c_v}$$

$$\Delta T = \frac{329}{1,01 \cdot 0,855} = 381 \text{ K} \quad \text{Hier staat 1,01 omdat de massa toename 1\% gesteld is!}$$

$$\Delta T = T_3 - T_2$$

$$\Delta T = T_3 - T_2$$

$$T_3 = 381 + 936 = 1317 \text{ K}$$

Omdat het proces volgens constant volume verloopt geldt:

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad \text{Let op de massa neemt met 1% toe, dus geldt nu:}$$

$$p_3 = 1,01 \cdot p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2}$$

$$p_3 = 1,01 \cdot 115 \cdot \frac{1.317}{936} = 163 \text{ bara}$$

Van 3 → 4.

$$Q_2 = 0,75 \cdot \eta \cdot Q_{\text{Brandstof}}$$

$$Q_2 = 0,75 \cdot 0,9 \cdot 1.464 = 988 \text{ kJ}$$

Verder geldt:

$$Q_2 = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Q_2}{m \cdot c_p}$$

$$\Delta T = \frac{988}{1,03 \cdot 1,2} = 799 \text{ K} \quad \text{Hier staat 1,03 omdat de massa toename 3% gesteld is!}$$

$$\Delta T = T_4 - T_3$$

$$\Delta T = T_4 - T_3$$

$$T_4 = 799 + 1.317 = 2.116 \text{ K}$$

Omdat het proces volgens constante druk verloopt geldt:

$$V_4 = V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3} \quad \text{Let op de massa neemt met 3% toe, dus geldt nu:}$$

$$V_4 = 1,03 \cdot V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3}$$

$$V_3 = 0,0735 \cdot V_{\text{slag}}$$

$$V_4 = 1,03 \cdot 0,0735 \cdot V_{\text{slag}} \cdot \frac{2.116}{1.317} = 0,1216 \cdot V_{\text{slag}}$$

Van 4 → 5.

Omdat we nu met rookgas werken geldt voor $n = 1,29$.

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^n$$

Verder nemen we aan dat 10% voor Onderste Dode Punt de uitlaatklep open is.

Hieruit volgt dat:

$$\begin{aligned} - V_4 &= 0,1216 \cdot V_{\text{slag}} \\ - V_5 &= 0,0735 \cdot V_{\text{slag}} + 0,9 \cdot V_{\text{slag}} \end{aligned}$$

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^n$$

$$p_5 = 163 \cdot \left(\frac{0,1216}{0,0735 + 0,9} \right)^{1,29}$$

$$p_5 = 11,13 \text{ bara}$$

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{(n-1)}$$

$$T_5 = 2.116 \cdot \left(\frac{0,1216}{0,0735 + 0,9} \right)^{(1,29-1)}$$

$$T_5 = 1.157 \text{ K}$$

12.5 Samenvatting

Bij een positieve kringloop is het doel altijd het verrichten van arbeid ΣW .

Het offer is de toegevoerde warmte Q_{toe} . (aan Q_{af} hebben we niets meer)

$$\eta = \frac{\text{doel}}{\text{offer}} = \frac{\Sigma W}{Q_{toe}} = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}}$$

Het rendement η is altijd kleiner dan 1.

Rendement CARNOT:

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

Rendement OTTO:

$$\eta = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}}$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \text{compressieverhouding} = \varepsilon$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}$$

Rendement Klassiek Dieselproces:

$$\eta = 1 - \frac{\nu^{\gamma} - 1}{\gamma \cdot \varepsilon^{\gamma-1} \cdot (\nu - 1)}$$

Als ε vergroot wordt, is in de formule te zien dat het rendement toeneemt.

Als ν toeneemt neemt $\nu^{\gamma-1}$ sterker toe dan $\nu^{-1} \Rightarrow$ het rendement neemt af.

Bij meer brandstof neemt het rendement af.

Rendement Modern Dieselproces:

$$\eta = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}} = \frac{Q_{2,3} + Q_{3,4} + Q_{5,1}}{Q_{2,3} + Q_{3,4}} = 1 - \frac{Q_{1,5}}{Q_{2,3} + Q_{3,4}}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + \gamma \cdot (T_4 - T_3)}$$

Rendement Stirling Motor:

$$\eta = \frac{W}{Q_{toe}} = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}} = \frac{m \cdot R_s \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_A}{V_B} - m \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_A}{V_B}}{m \cdot R_s \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_A}{V_B}}$$

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

12.6 Vragen

- Wat is het doel van een positief kringproces?
- Geef een definitie van het rendement in het algemeen.
- Om welke reden wordt het Carnot proces gebruikt?
- In verband met zelfontbranding moet de temperatuur na compressie lager zijn dan 390 °C. Verder is gegeven dat de temperatuur bij begin compressie 30 °C bedraagt, en $\gamma = 1,4$. Welke compressieverhouding is nu vereist en hoe groot is het rendement. Gebruik hiervoor het Otto proces.
- Wat is bij het moderne dieselproces de invloed op het rendement als we meer brandstof gaan inspuiten?
- Gebruik voor deze opgave de tekening uit 12.4. Als gevolg van de brandstofinspuiting neemt de massa van 2 → 3 met 1,5 % toe en van 3 → 4 met 3,5 %. Het totale stralingsverlies bedraagt 12 %. Verder is gegeven dat $\alpha = 6\%$ en $\beta = 5\%$. De temperatuur van de lucht bij begin compressie is 75 °C. De druk bij begin compressie bedraagt 2,5 bara. De massa lucht bij begin compressie bedraagt 1 kg. $m_{th} = 14,2$ kg/kg en de luchtfactor voor de verbranding bedraagt 2,1. De eindcompressiedruk bedraagt 110 bara. De stookwaarde van de brandstof is 42 MJ/kg, $n_{lucht} = 1,38$, $n_{rookgas} = 1,28$.

Gevraagd:

- De eindcompressie temperatuur T_2 .
- De verbrandingsdruk p_3 .

Appendix 1 De schroefwet

A1.0 De schroefwet

Wanneer een schip, zonder schroef, door het water wordt gesleept met een bepaalde snelheid, dan is daarvoor een bepaalde stuwkracht nodig. Het schip ondervindt in het water een bepaalde wrijving, als de vaarsnelheid constant is, dan geldt dat de som van de krachten nul moet zijn, dus deze wrijving zal in theorie net zo groot zijn als de stuwkracht.

Het verband tussen de wrijving die het schip ondervindt en de stuwkracht kan met behulp van de volgende vergelijking weergegeven worden:

$$W = c \cdot D^{\frac{2}{3}} \cdot v^2 \quad [N]$$

Bovenstaande vergelijking is bekend als de Admiraliteitsformule.

Waarin:

W : Wrijving die het schip ondervindt [N]
D : Displacement, ofwel de waterverplaatsing van het schip [m³]
v : Vaarsnelheid van het schip [m/s]
c : Een constante

De waarde van de constante c is afhankelijk van de vorm, de grootte en onder andere de beladingstoestand van het schip. In de constante c is het zogenaamde Froude getal verwerkt, hieronder verstaan we:

$$f = \frac{v}{\sqrt{g \cdot l}}$$

$$f = \frac{m/s}{\sqrt{m/s^2 \cdot m}} = \text{Dimensieloos}$$

Waarin:

g : Versnelling van de zwaartekracht [m/s²]
l : Lengte van het schip [m]

Op het Froude getal wordt hier niet verder ingegaan.

We hadden gevonden dat de weerstand die het schip ondervindt gelijk is aan de stuwkracht van het schip, we kunnen dan stellen:

$$W = c \cdot D^{\frac{2}{3}} \cdot v^2 \quad [N]$$

$$F_{\text{stuw}} = c \cdot D^{\frac{2}{3}} \cdot v^2 \quad [N]$$

In alle volgende afleidingen gaan we er van uit dat de constante en de waterverplaatsing (Displacement) van het schip constant blijven.

Zo vinden we dat de stuwkracht recht evenredig is met de vaarsnelheid in het kwadraat: $F_{\text{stuw}} \triangleq v^2$

Als we uitgaan van een bepaalde vaarsnelheid v_1 en we wijzigen deze in de vaarsnelheid v_2 , dan vinden we de volgende relatie tussen deze beide gevallen:

$$F_{\text{stuw}1} : F_{\text{stuw}2} = v_1^2 : v_2^2$$

Uit de mechanica is bekend dat voor het vermogen geldt:

$$P = F \cdot v$$

$$P = N \cdot \frac{m}{s} = \frac{Nm}{s} = \text{Watt}$$

Voor het stuwvermogen van een schip geldt dan:

$$P_{\text{stuw}} = F_{\text{stuw}} \cdot v$$

Hieruit volgt dan dat:

$$P_{\text{stuw}1} : P_{\text{stuw}2} = v_1^3 : v_2^3$$

Het stuwvermogen is het vermogen dat door de schroef in het water wordt geleverd.

Bij een scheepsmotor is het net zo als bij een andere motor dat het effectief vermogen aan de uitgaande as wordt geleverd. De uitgaande as bij een scheepsmotor is vaak met behulp van een wat langere asleiding met de schroef verbonden. Zowel de as als de schroef hebben elk een rendement, de as ondervindt wrijving in zijn lagers en de schroef heeft een bepaald schroefrendement. We noemen dit rendement nu gemakshalve η_s .

Voor het verband tussen het effectief vermogen (P_e) en het stuwvermogen (P_{stuw}) vinden we dan:

$$P_e \cdot \eta_s = P_{\text{stuw}}$$

Als we er van uitgaan dat het rendement ongewijzigd blijft dan geldt:

$$P_{\text{stuw}1} : P_{\text{stuw}2} = P_{e1} : P_{e2}$$

En dan geldt er tevens:

$$P_{\text{stuw}1} : P_{\text{stuw}2} = P_{e1} : P_{e2} = v_1^3 : v_2^3$$

Voor een schroef geldt in theorie dat de afstand die hij verplaatst als hij één omwenteling zou maken gelijk is aan de spoed (H) van de schroef.

Als we nu uitgaan van een aantal (n) omwentelingen per seconde, dan geldt voor de vaarsnelheid van het schip:

$$v = n \cdot H$$

$$v = \frac{1}{s} \cdot m = \frac{m}{s}$$

Als de spoed (H) van de schroef constant is dan blijkt uit bovenstaande vergelijking dat de vaarsnelheid recht evenredig is met het toerental. Hieruit volgt dan:

$$v_1^3 : v_2^3 = n_1^3 : n_2^3$$

$$P_{stuw1} : P_{stuw2} = P_{e1} : P_{e2} = v_1^3 : v_2^3 = n_1^3 : n_2^3$$

Uit de mechanica is bekend dat voor het vermogen geschreven mag worden dat dit gelijk is aan het product van het koppel (T) en de hoeksnelheid (ω).

$$P = T \cdot \omega$$

$$P = Nm \cdot \frac{1}{s} = \frac{Nm}{s} = Watt$$

De hoeksnelheid ω is gedefinieerd als: $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$

Dan volgt hieruit dat:

$$P = T \cdot \omega$$

$$P = T \cdot 2\pi n$$

$$P_{e1} : P_{e2} = T_1 \cdot 2\pi n_1 : T_2 \cdot 2\pi n_2 = v_1^3 : v_2^3 = n_1^3 : n_2^3$$

$$T_1 : T_2 = n_1^2 : n_2^2 = v_1^2 : v_2^2$$

Dus dan geldt ook:

$$F_{stuw1} : F_{stuw2} = T_1 : T_2$$

Voor de vermogensformule, het effectief vermogen, geldt:

$$P_e = p_e \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \cdot s \cdot n \cdot z$$

$$P_e = c \cdot p_e \cdot n$$

$$P_{e1} : P_{e2} = n_1^3 : n_2^3$$

$$p_{e1} \cdot c_1 \cdot n_1 : p_{e2} \cdot c_2 \cdot n_2 = n_1^3 : n_2^3$$

Als we ervan uitgaan dat de constante constant blijft, dus $c_1 = c_2$, dan geldt: als $c_1 = c_2$

$$p_{e1} : p_{e2} = n_1^2 : n_2^2 = T_1 : T_2$$

Let op de constante hoeft niet constant te blijven, een scheepsmotor kan bijvoorbeeld varen met uitgepikte cilinders en dergelijke.

$$P_e = P_i \cdot \eta_{mech}$$

Als η_{mech} constant blijft geldt:

$$P_{i1} : P_{i2} = n_1^3 : n_2^3$$

En als $c_1 = c_2$ dan geldt ook:

$$p_{i1} : p_{i2} = n_1^2 : n_2^2$$

$$P_i = \dot{m}_b \cdot H_0 \cdot \eta_{th}$$

$$\dot{m}_{b_1} \cdot H_0 \cdot \eta_{th_1} : \dot{m}_{b_2} \cdot H_0 \cdot \eta_{th_2} = n_1^3 : n_2^3$$

Als het thermisch rendement η_{th} constant is geldt:

$$\dot{m}_{b_1} : \dot{m}_{b_2} = n_1^3 : n_2^3 = v_1^3 : v_2^3$$

$$\text{schroefwet} \quad P = c \cdot n^3$$

Voor het volume brandstof dat per injectie de cilinder ingebracht wordt kunnen we schrijven:

$$V_{inj} = \frac{b_e \cdot P_e}{\frac{n}{a} \cdot z \cdot \rho}$$

$$V_{inj_1} : V_{inj_2} = \frac{b_{e_1} \cdot P_{e_1}}{\frac{n_1}{a} \cdot z \cdot \rho} : \frac{b_{e_2} \cdot P_{e_2}}{\frac{n_2}{a} \cdot z \cdot \rho}$$

$$V_{inj_1} : V_{inj_2} = \frac{b_{e_1} \cdot P_{e_1}}{n_1} : \frac{b_{e_2} \cdot P_{e_2}}{n_2}$$

$$V_{inj_1} : V_{inj_2} = b_{e_1} n_1^2 : b_{e_2} n_2^2$$

$$b_e = \frac{1}{H_0 \cdot \eta_{tot}}$$

Dus als het specifiek brandstof verbruik b_e verandert, dan verandert het totaal rendement η_{tot} .

Als we naar de brandstofpomp kijken en we nemen voor de plunjer diameter van de pomp d en voor de slag van de plunjer s , dan volgt met een gegeven volumetrisch rendement van de pomp:

$$V_{inj} = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot s \cdot \eta_{vol}$$

$$\frac{\pi}{4} d^2 \cdot s_1 \cdot \eta_{vol1} : \frac{\pi}{4} d^2 \cdot s_2 \cdot \eta_{vol} = b_{e1} n_1^2 : b_{e2} n_2^2$$

Als η_{vol} constant is en we vullen voor de plunjerslag s nu de stand van het brandstofhendel s_e in dan geldt tevens:

$$s_{e1} : s_{e2} = b_{e1} n_1^2 : b_{e2} n_2^2$$

Als $\eta_{tot1} = \eta_{tot2}$

$$s_{e1} : s_{e2} = n_1^2 : n_2^2 = p_{e1} : p_{e2} = T_1 : T_2$$

A1.1 Voorbeeld

Aan boord van een schip staat een motor ingebouwd die een vermogen heeft van 6 MW en een vollast toerental van 1,8 omwentelingen per seconde.

$n = 1,8 \text{ Hz}$

$P_e = 6 \text{ MW}$

De motor is door omstandigheden volledig onbruikbaar geworden en moet uitgebouwd worden. In plaats van de genoemde motor wil men nu een motor inbouwen met hetzelfde vermogen van 6 MW, het toerental van deze motor bij vollast is 2 omwentelingen per seconde.

Nieuwe motor:

$P_e = 6 \text{ MW}$

$n = 2 \text{ Hz}$

Gevraagd:

- Hoeveel procent zal de nieuwe motor overbelast worden?
- Wat is het vermogen als hij niet wordt overbelast?

Een motor is overbelast als de gemiddelde druk p_e , ook wel p_g genoemd, te hoog is.

Overbelasting:

$$P_{wal} = P_{schip}$$

$$p_g \cdot n \cdot c = p_g \cdot n \cdot c$$

$$100\% \cdot 2 = p_g \cdot 1,8$$

$$p_g = 111,11\% \Rightarrow 11\% \text{ overbelast}$$

Vermogen:

$$p_{g1} : p_{g2} = n_1^2 : n_2^2$$

$$111,11 : 100 = 1,8^2 : n_2^2$$

$$n_2 = 1,7 \text{ Hz}$$

$$P_1 : P_2 = n_1^3 : n_2^3$$

$$6 : P_2 = 1,8^3 : 1,7^3$$

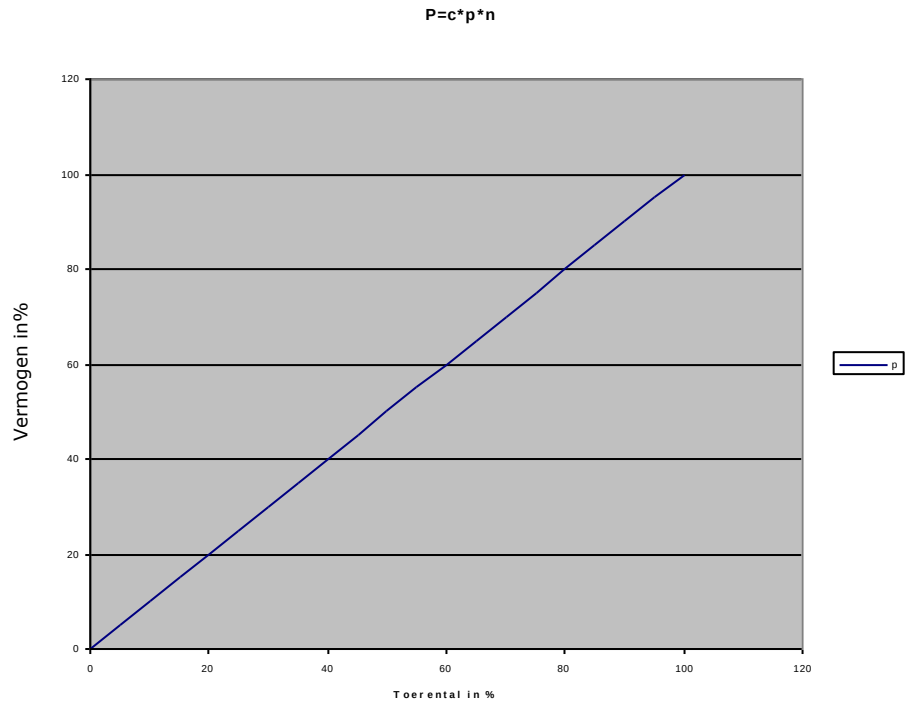
$$P_2 = 5,05 \text{ MW}$$

A1.2 Grafische voorstelling van de schroefwet

Voor het vermogen van de motor geldt in het algemeen:

$$P = c \cdot p \cdot n$$

Op afbeelding 1 is dit grafisch weergegeven.

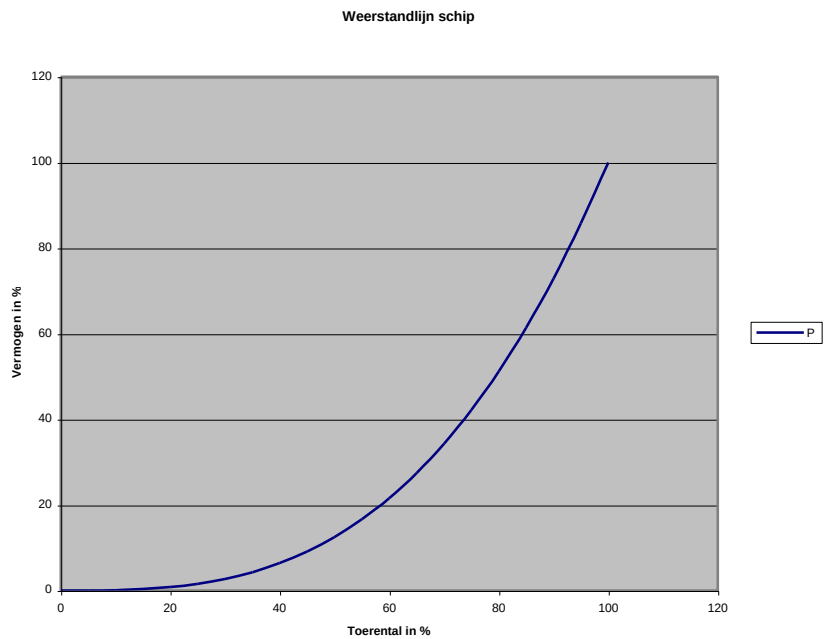


Afbeelding 1. Het vermogen als functie van het toerental.

In het gebied onder de blauwe lijn kan de motor aan de wal met elke druk en toerental draaien. De blauwe lijn stelt de maximale gemiddelde effectieve druk voor. Dus voor de blauwe lijn geldt: $p_e = 100\%$.

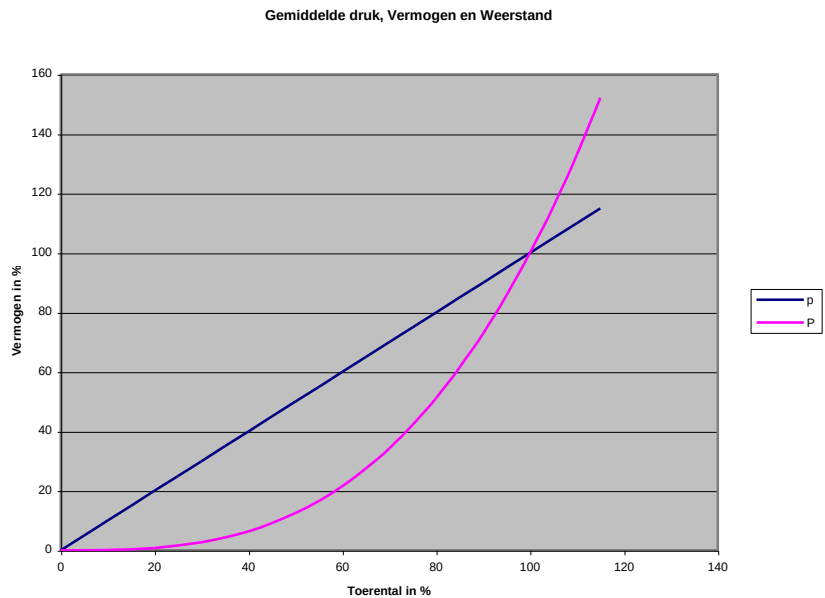
Voor de schroefwet geldt:

$$P = c \cdot n^3$$



Afbeelding 2. De weerstandlijn van het schip.

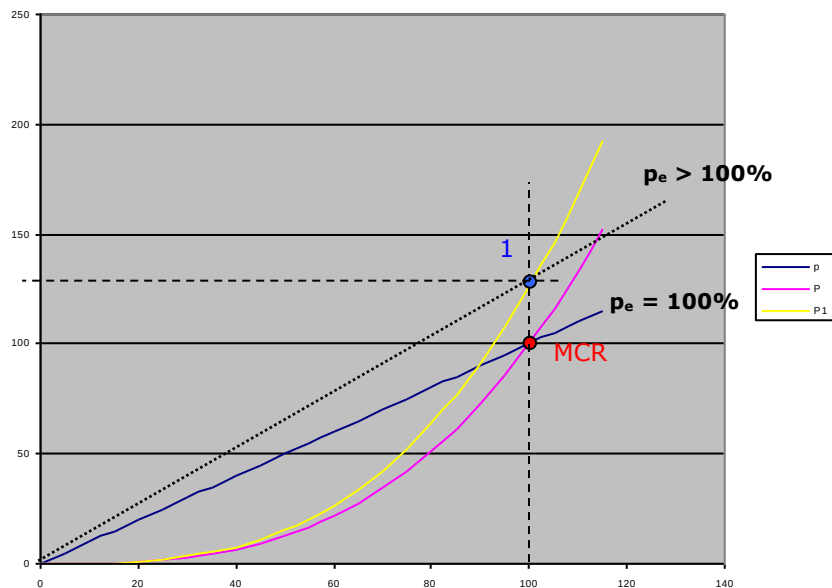
Als we nu de vermogenslijn, dus afbeelding 1 waarin de blauwe lijn eigenlijk 100% gemiddelde druk voorstelt, op de weerstandlijn leggen, krijgen we afbeelding 3.



Afbeelding 3.

Het snijpunt van de beide lijnen stelt vollast voor, Maximum Continuous Rating (MCR), hier is het toerental 100%, de gemiddelde druk is 100% en het vermogen is 100%.

Bij een nieuw schip zal de weerstandlijn wat meer naar rechts gebogen zijn. Als de weerstandlijn bij een nieuw schip hetzelfde zou zijn als die op afbeelding 3, dan zullen zich snel problemen voordoen. Als het schip in de loop van de tijd aangroeit krijgt het schip meer weerstand, de weerstandlijn draait naar links en de motor is direct overbelast. Het toenemen van de weerstandlijn van het schip is weergegeven op afbeelding 4.

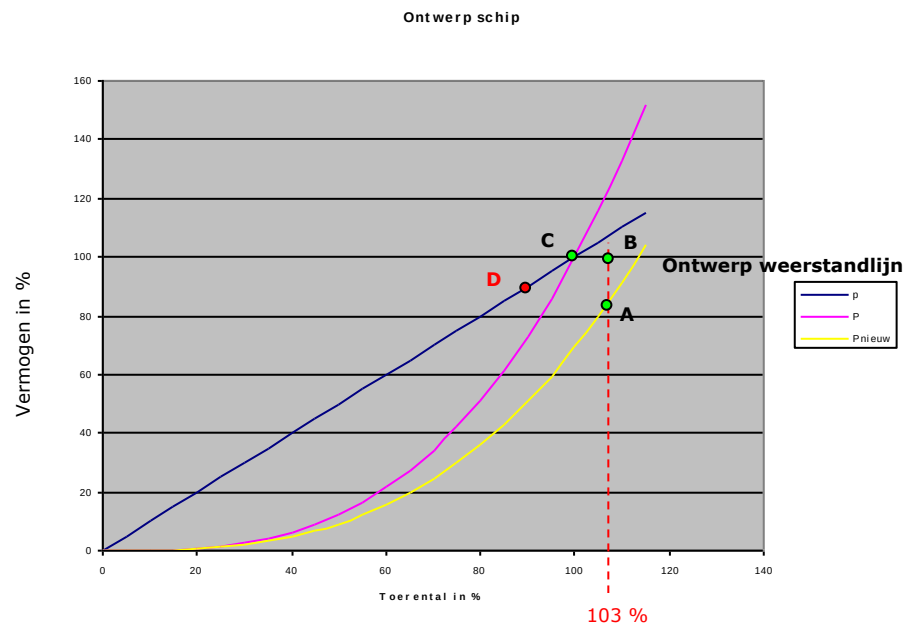


Afbeelding 4. De weerstand van het schip is toegenomen.

Als de motor nu 100% toeren moet draaien wordt het snijpunt van de weerstandlijn met 100% toeren punt 1. We zien nu dat in punt 1 het toerental 100% bedraagt. De gemiddelde druk en het vermogen zijn in punt 1 groter dan 100%, de motor is hier overbelast.

Bij een nieuw schip zal de weerstandlijn verder naar rechts liggen, als de weerstand van het schip toeneemt "draait" de weerstandlijn naar links, zie afbeelding 5.

Bij een nieuw schip zal bij 103% van het toerental het werkpunt in A liggen. Als nu vervolgens tijdens de vaart van het schip de weerstand geleidelijk toeneemt, de weerstandlijn "draait" naar links, dan zal in de tijd het werkpunt zich van punt A naar punt B, vervolgens naar punt C begeven. Als het schip verder aangroeit, zal het bedrijfspunt zich vanaf punt C naar punt D moeten bewegen, dit is namelijk de lijn van 100% gemiddelde druk. Bij punt D is het absolute maximum bereikt en moet het schip in dok.



Afbeelding 5. Het verloop van het werkpunt in de tijd.

We zullen een aantal punten nader bekijken:

Van punt B naar punt C.

- Het toerental wordt teruggenomen, dit geschiedt door minder brandstof in te spuiten.

Vanaf punt C:

Bij punt C zijn het toerental, het vermogen en de gemiddelde druk allen 100%. Geen van de drie grootheden mag overschreden worden, anders is de motor overbelast.

Vanaf punt C zien we nu het volgende gebeuren:

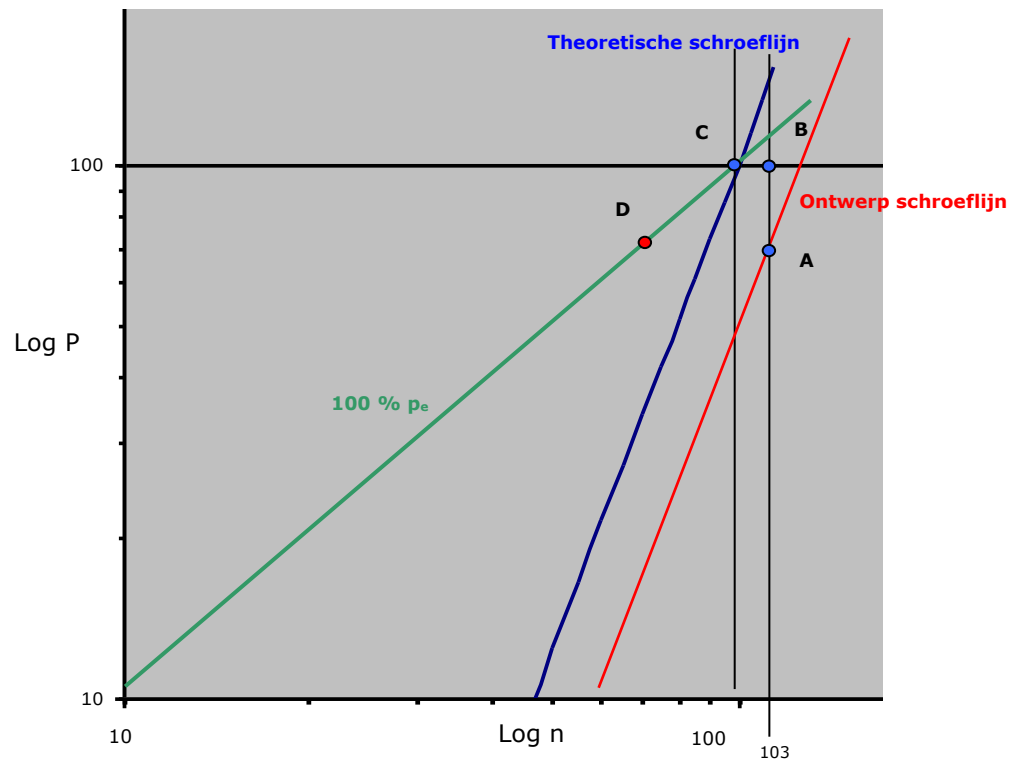
- Het toerental van de motor daalt, de gemiddelde druk blijft 100% en het vermogen daalt.
- Het aantal arbeidsprocessen per seconde neemt af.
- De massa rookgas per seconde neemt af.
- Het vermogen in de rookgassen neemt af.
- Het toerental van de uitlaatgassenturbine daalt.
- Het toerental van de blower daalt.
- Het volume lucht in kubieke meters per seconde daalt.
- De luchtsnelheid daalt.
- De spoeldruk neemt af ($p_{\text{spoel}} = p_{\text{gas}} + p_{\text{weerstand}}$) De weerstanddruk is recht evenredig met de snelheid van de lucht in het kwadraat.
- De massa lucht per kilogram ingespoten brandstof wordt minder.
- De luchtfactor daalt.
- De verbrandingstemperatuur neemt toe.
- Thermische overbelasting.

A1.2.1 Het logaritmisch diagram

Voor de schroefwet geldt:

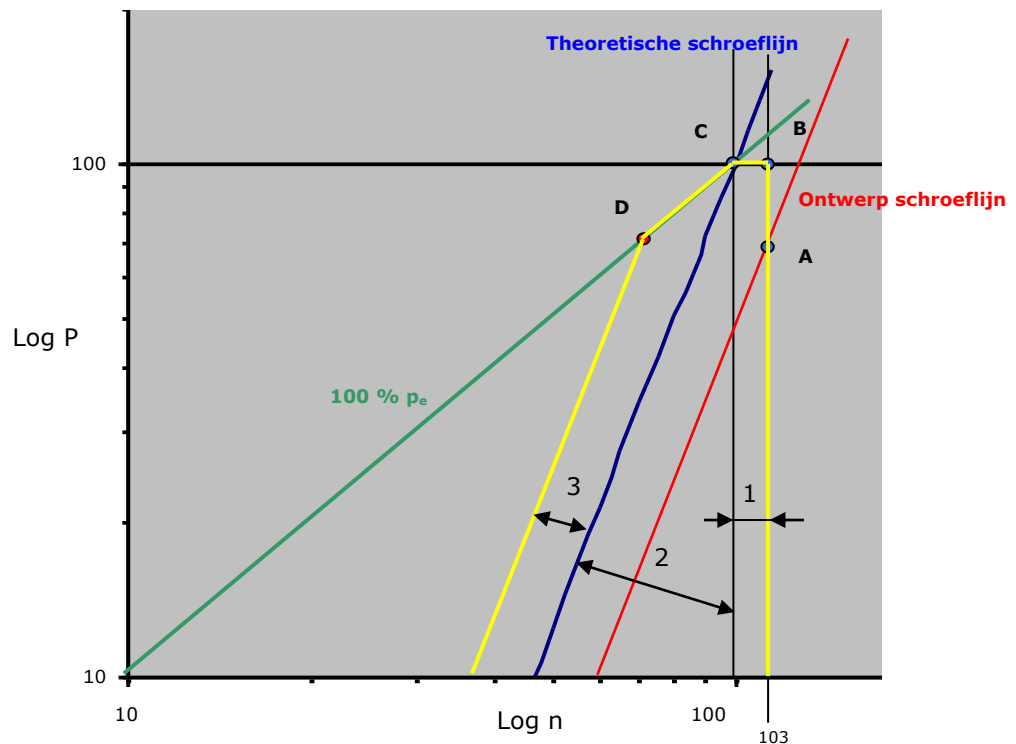
$$P = c \cdot n^3$$

$$\log P = c^1 + 3 \log n$$



Afbeelding 6. Het diagram op een logaritmische schaal.

De punten A, B, C en D zijn dezelfde als op afbeelding 5.



Afbeelding 7. De verschillende werkgebieden in het diagram.

- Gebied 1: Mechanisch overbelast (alleen tijdens proefvaart)
 $n > 100\%$
 $F_{\text{massa}} = \dots \omega^2$
- Gebied 2: Normale bedrijfsgebied
- Gebied 3: Thermisch + mechanisch overbelast.
 Thermisch overbelast vanwege kleinere luchtfactor.
 Mechanisch overbelast: $F_k = F_{\text{gas}} + m_o \cdot g - m_o \cdot \omega^2 \cdot r (\dots)$
 F_k neemt toe vanaf punt C, want,
 $F_{\text{gas}} = \text{constant } 100\% p_e \text{ lijn en } m_o \cdot \omega^2 \cdot r \text{ wordt kleiner.}$

Thermische overbelasting:

Dit heeft te maken met een hogere verbrandingstemperatuur en de tijd dat deze heerst. (smeeroliefilm gaat eraan)

Vanaf punt C dus een hogere verbrandingstemperatuur ($T_v \uparrow$). De vraag die hierbij gesteld kan worden is: "hoe merkt men dit":

De uitlaatgastemperatuur stijgt niet, want t_{lucht} blijft constant en de poorten of kleppen staan langer open.!

Dus men merkt normaal niets.

Opletten als het toerental niet meer overeenkomt met de stand van het brandstofhendel.

A1.3 Voorbeeld

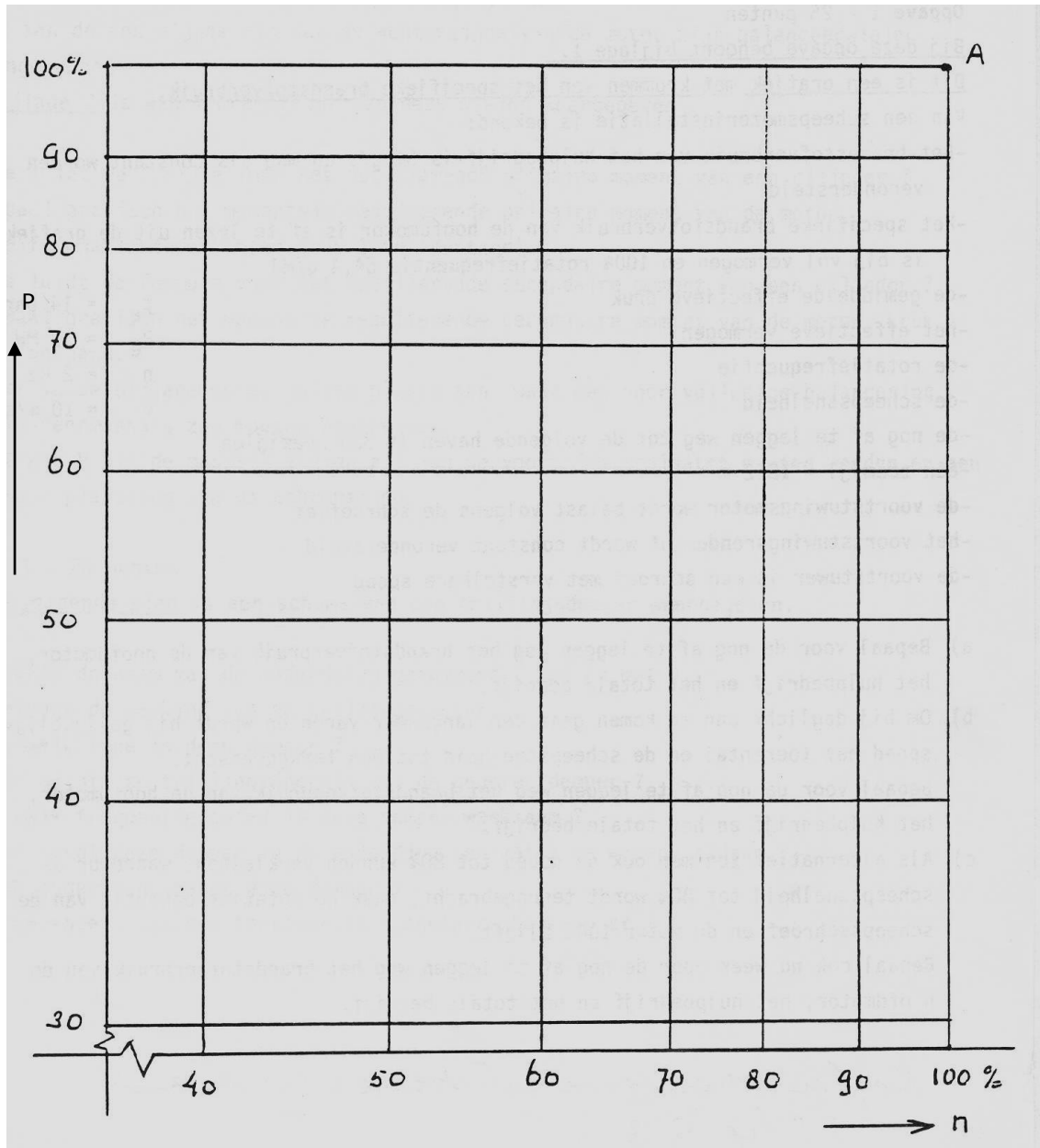
Op bijlage is een logaritmisch assenkruis met een P-as en een n-as getekend.

Een 6-cilinder voortstuwingsmotor die een schroef met vaste spoed aandrijft, draait vol belast in punt A.

De schroefwet is van toepassing.

- a. Teken op de bijlage de lijn van 100% koppel.
- b. Teken door het punt A de theoretische schroeflijn. Verklaar de door u gekozen richtingscoëfficiënt.
- c. Door bedrijfsstoring moet een hogedruk brandstofpomp buiten bedrijf worden gesteld. De overige cilinders behouden 100% insputting.
Bereken het nieuwe vermogen P_2 , het nieuwe koppel T_2 en de rotatiefrequentie n_2 (antwoorden in procenten).
Teken een lijn van constant koppel T_2
Plaats het nieuwe bedrijfspunt B in de grafiek en controleer uw antwoorden.
- d. Na reparatie en dus weer in dienst nemen van de cilinder besluit men, dat de snelheid moet blijven als vlak voor de reparatie, dus weer rotatiefrequentie n_2 .
Op hoeveel procenten pompvulling (van de oorspronkelijke 100%), moet men het brandstofhendel zetten?
Hoe groot is het koppel?
Hoe groot is het vermogen?
- e. Als we toestand c en d met elkaar vergelijken, wat kunnen we dan opmerken ten aanzien van het specifieke brandstofverbruik en het totale brandstofverbruik? Op grond waarvan kunt u dit opmerken?
- f. Heeft het afzetten van een brandstofpomp invloed op de balancerings? Verklaar uw antwoord.
- g. In het geval beschreven onder c, zou het kunnen zijn dat de motor met "onderdrukt toerental" werkt. Wat verstaat men hieronder?

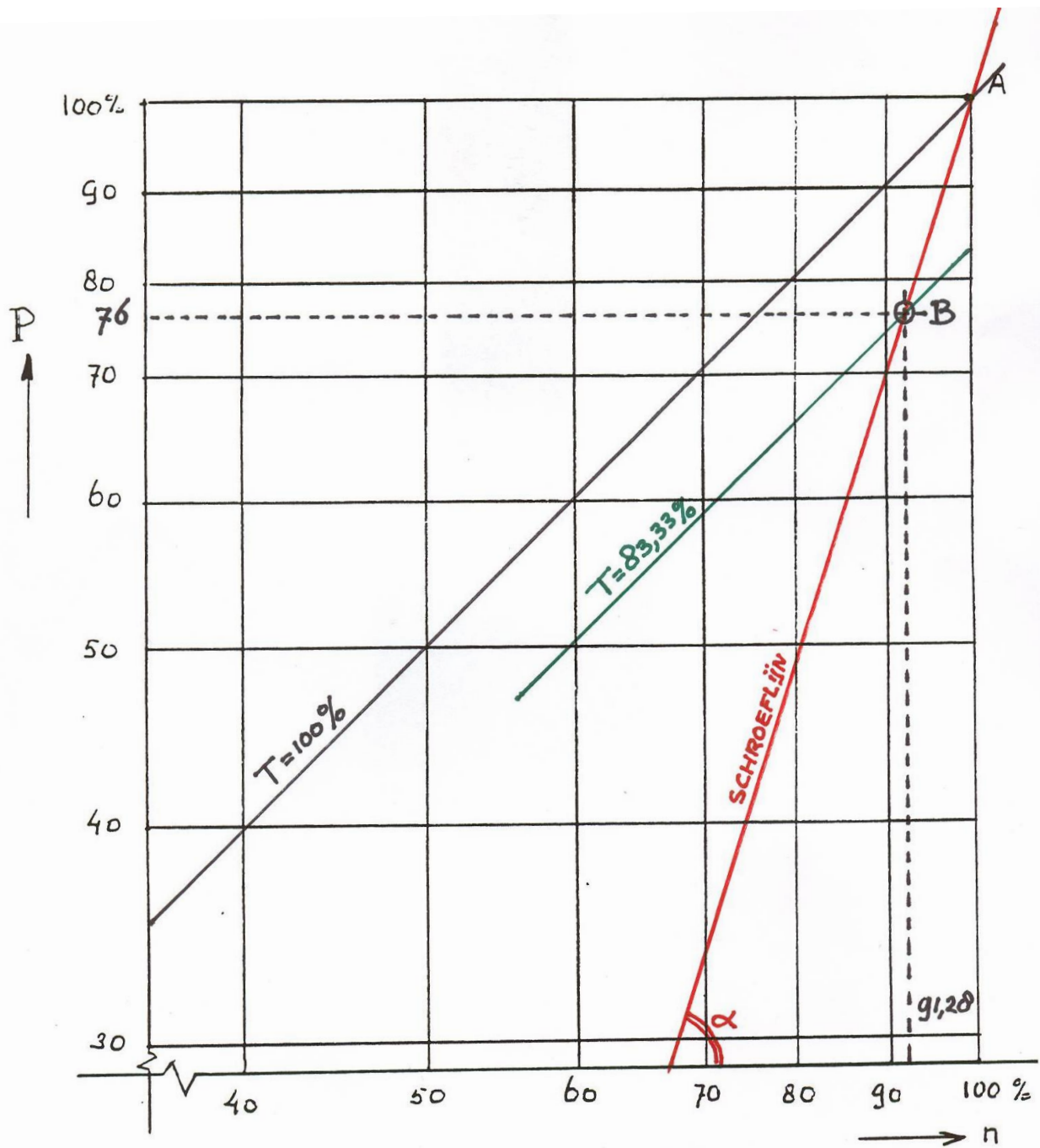
Bijlage: Logaritmisch assenkruis met een P-as en een n-as.



Uitwerkingen

- a. Zie diagram
- b. idem $\log P = \log c + 3 \log n \Rightarrow \lg \alpha = 3$
- c. $T_2 = 5/6 T_1 = 83,33\%$ want vulling blijft 100%
- $$T_1 : T_2 = n_1^2 : n_2^2 \Rightarrow 100 : 83,33 = 100^2 : n_2^2 \Rightarrow n_2 = 91,28\%$$
- $$P_1 : P_2 = n_1^3 : n_2^3 \Rightarrow 100 : P_2 = 100^3 : 91,28^3 \Rightarrow P_2 = 76\%$$
- Zie diagram dus klopt B
- d. $n_2 = 91,28\%$ Normaal bedrijf
- $$st_1 : st_2 = n_1^2 : n_2^2$$
- $$100 : st_2 = 100^2 : 91,28^2 \Rightarrow st_2 = 83,33\%$$
- T blijft 83,33%
- P blijft 76%
- e. Als de rendementen hetzelfde blijven veranderd er aan het specifiek brandstofverbruik niets, immers $b_e = \frac{\dot{m}}{P_e}$ aangezien P_e niet veranderd en dus $\dot{m}b$ is constant want:
- $$b_{e1} : b_{e2} = \frac{1}{\eta_{tot1}} : \frac{1}{\eta_{tot2}}$$
- In werkelijkheid zal b_e toenemen, immers η_{therm} zakt in elkaar.
- Dus zal ook $\dot{m}_b$ toenemen, want $b_e = \frac{\dot{m}_b}{P_e}$
- P_e blijft hetzelfde en b_e stijgt, dus $\dot{m}b$ stijgt.
- f. Neen, immers:
- $$F_{rot} = m_{rot} \cdot \omega^2 \cdot r$$
- $$F_o = m_o \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$
- Deze zijn onafhankelijk van p_{gas} !!
- N.B. Het spanningsspectrum (torsietrilling) verandert wel, echter dit heeft "niets" met de balancering te maken.
- g. Dat zou niet zo kunnen zijn, dat is zo. Hij draait wel degelijk met een onderdrukt toerental.

$\dot{m}_g \downarrow \rightarrow P_{gas} \downarrow \rightarrow n_{turbo} \downarrow \rightarrow n_{blower} \downarrow \rightarrow \dot{m}_\ell \downarrow \rightarrow \dot{V}_\ell \downarrow \rightarrow p_{spoel} \downarrow \rightarrow \lambda_v \downarrow \Rightarrow$
onvolledige verbranding en thermisch overbelast

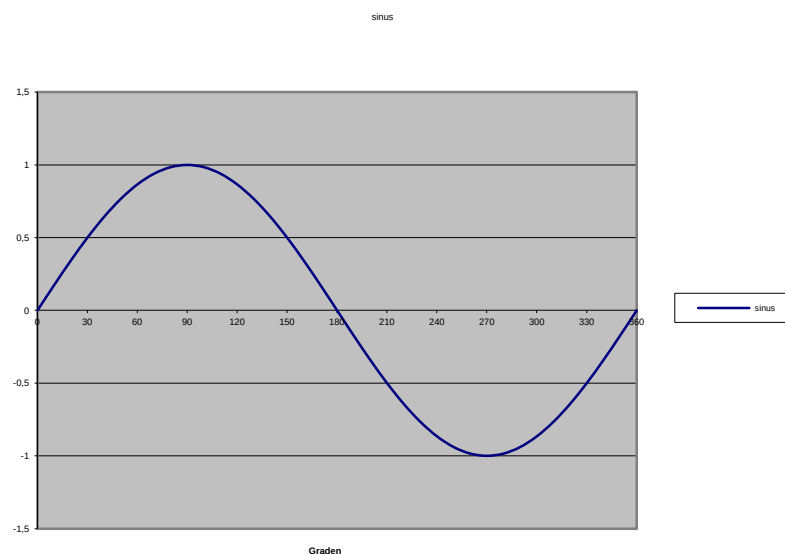


Appendix 2 Torsietrillingen

A2.0 Trillingen

Een krukas of een tunnelas met de daarop aanwezige massa's kan door krachten of momenten die daarop werken in trilling geraten. Er kunnen 3 trillingsvormen optreden in de asleiding:

- 1 **Longitudinale trillingen:**
trilling in de richting van de ashartlijn.
Om een grafische voorstelling te krijgen worden de maximale uitwijkingen vertikaal uitgezet.



Afbeelding 1. Grafische voorstelling van een trilling.

Op een aantal punten die niet aan de trilling meedoen (knopen = k) treden beurtelings verdikkingen en verdunningen van de doorsnede op.

- 2 **Buigingstrillingen = Tranversale:**
Dit zijn trillingen waarbij de massa's die verbonden zijn met de as zich in een richting loodrecht op de ashartlijn bewegen.
- 3 **Torsietrillingen:**
Hierbij maken de met de as verbonden massa's een periodieke roterende beweging rond de ashartlijn. De oorzaak van deze trilling ligt in het feit dat, het draaimoment sterk in grootte varieert en het tegenwerkend moment van de schroef vrijwel constant is.
In geval van resonantie kunnen de optredende spanningen zeer groot worden. Resonantie treedt op als de frequentie van één van de trillingsopwekkende momenten gelijk is aan de eigen trillingsfrequentie van het elastisch systeem (N.B. Torsietrillingen hoort men niet!!!)

A2.1 Eigen trillingsgetal

Stel we hebben een ingeklemde as en aan het andere eind voorzien van een schijf met massatraagheidsmoment J .
Op de schijf werkt een uitwendig koppel T , dit geeft een hoekverdraaiing van φ radialen.

$$\varphi = \frac{T \times L}{G \times I_p}$$

oftewel:

$$T = c \cdot \varphi$$

De formule kan ook geschreven worden als:

$$\varphi = \varphi_{\max} \cdot \sin \omega_e t$$

We noemen ω_e de eigen ongedempte cirkelfrequentie.

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{J}} \quad [\text{rad} / \text{sec}]$$

$$n_e = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c}{J}} \quad [\text{Hz}]$$

$$c = \frac{G \cdot I_p}{L}$$

$$n_e = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L \cdot J}}$$

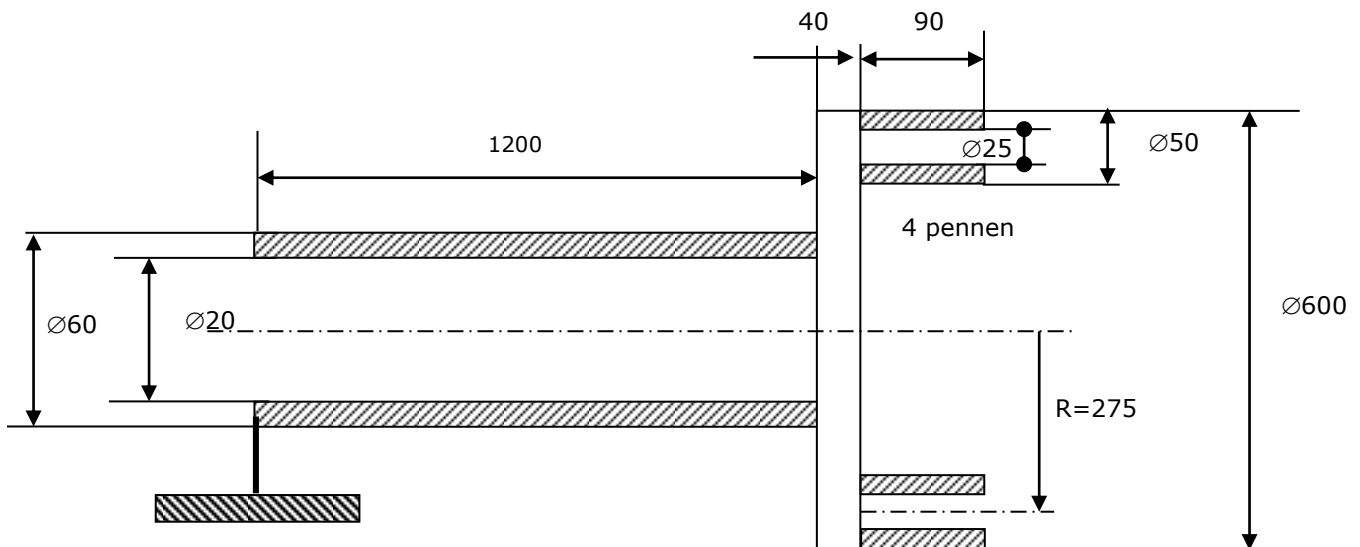
G = de glijdingsmodules van de as $[\text{N}/\text{m}^2]$

I_p = het polaire traagheidsmoment van de as $\frac{\pi}{32} \cdot D^4 \quad [\text{m}^4]$

L = de afstand van de knoop tot J $[\text{m}]$

J = het massatraagheidsmoment van de schijf $[\text{kgm}^2]$

Gegeven is de volgende as met schijf zie afbeelding 2:



Afbeelding 2. As met 4 pennen, die aan de linkzijde ingeklemd is.

Gegeven: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
 $G = 85 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
 De maten in de afbeelding staan in millimeters.

Gevraagd: Stijfheidsfactor van de as.
 J schijf met en zonder pennen.
 Eigen trillingsgetal van het geheel.

Oplossing:

$$c = \frac{G \cdot I_p}{L}$$

$$c = 85 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot (0,06^4 - 0,02^4) = 89011,792 \text{ N/m}$$

Massa van de schijf zonder pennen: $[m_z]$

$$m_z = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \cdot \rho$$

$$m_z = \frac{\pi}{4} \cdot 0,06^2 \cdot 0,04 \cdot 7850 = 88,7814 \text{ kg}$$

Masa van de schijf met pennen: $[m_m]$

$$m_m = m_z \cdot \left(4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_u^2 - D_i^2) \cdot L \cdot \rho \right)$$

$$m_m = 88,7814 \cdot \left(4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,05^2 - 0,025^2) \cdot 0,09 \cdot 7850 \right) = 92,94 \text{ kg}$$

J schijf zonder pennen: [J_z]

$$J_z = \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot R_r^2$$

$$J_z = \frac{1}{2} \cdot 88,7814 \cdot 0,3^2 = 4 \text{ kgm}^2$$

J van een pen wordt:

$$J_p = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot (R_o^2 + R_i^2)$$

$$J_p = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,05^2 - 0,025^2) \cdot 0,09 \cdot 7850 \cdot (0,025^2 + 0,0125^2) = 4,06 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

De massa van een pen bedraagt 1,04 kg.

Jp tot het zwaartevlak Z wordt dus:

$$J_{pz} = J_p + (m_p \cdot R^2)$$

$$J_{pz} = 4,06 \cdot 10^{-4} + (1,04 \cdot 0,275^2) = 0,079 \text{ kgm}^2$$

Nu wordt J totaal dus als volgt gevonden: [J_t]

$$J_t = J_z + (4 \cdot J_{pz})$$

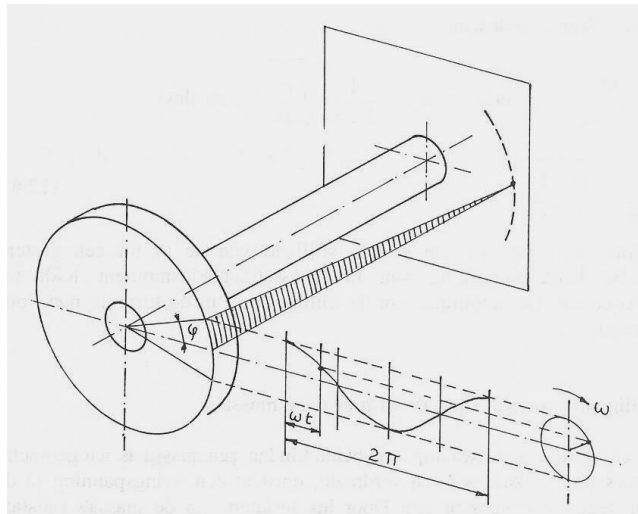
$$J_t = 4 + (4 \cdot 0,079) = 4,31 \text{ kgm}^2$$

Het eigen trillingsgetal n_e wordt nu:

$$n_e = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c}{J}}$$

$$n_e = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{89011,792}{4,31}} = 22,87 \text{ Hz}$$

A2.2 Afleiding hoekverdraaiing van een schijf op een as



Afbeelding 3. De hoekverdraaiing van een as in radialen.

$$\varphi = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p}$$

$$T = c \cdot \varphi$$

c = de stijfheidsfactor van de as waarbij:

$$c = \frac{G \cdot I_p}{L}$$

De as oefent op de schijf een tegenwerkend moment uit waarvoor geldt:

$$-T = -c \cdot \varphi$$

Als we het uitwendig moment wegnemen dan werkt op de schijf alleen nog dit tegenmoment, deze krijgt daardoor een hoekversnelling $\varphi'' (= \dot{\omega})$ en als gevolg van de traagheid is het daarvoor benodigde moment:

$$-T = J \cdot \varphi''$$

Verwaarlozen we de massa van de as en dempingsweerstand dan geldt:

$$J \cdot \varphi'' = -c \cdot \varphi$$

$$\text{en dus:} \quad J \cdot \varphi'' + c \cdot \varphi = 0 \quad (1)$$

$$\text{Verder geldt er:} \quad \varphi = A \cdot \sin \alpha t + B \cdot \cos \alpha t \quad (2)$$

Waarin A en B integratieconstanten zijn en α is één van c en J afhankelijke constante.

De formule (2) wordt nu twee maal gedifferentieerd:

$$\varphi' = A \cdot \cos \alpha t \cdot \alpha + B \cdot -\sin \alpha t \cdot \alpha.$$

$$\varphi' = A \cdot \alpha \cdot \cos \alpha t + B \cdot \alpha \cdot -\sin \alpha t$$

$$\varphi'' = A \cdot \alpha^2 \cdot -\sin \alpha t - B \cdot \alpha^2 \cdot \cos \alpha t$$

$$\varphi'' = -\alpha^2 \cdot (A \cdot \sin \alpha t + B \cdot \cos \alpha t)$$

$$\text{Dus uit het bovenstaande volgt :} \quad \varphi'' = -\alpha^2 \cdot \varphi$$

Dit weer ingevuld in (1) geeft nu:

$$J \cdot -\alpha^2 \cdot \varphi + c \cdot \varphi = 0$$

$$J \cdot \alpha^2 = c$$

Dus geldt er:

$$\alpha = \sqrt{\frac{c}{J}}$$

En dus geldt er ook:

$$\varphi = A \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{c}{J}} \cdot t \right) + B \cdot \cos \left(\sqrt{\frac{c}{J}} \cdot t \right)$$

Voor het tijdstip $t = 0$ is $\varphi = 0$ dus ook $B = 0$

Anders gezegd: $0 = 0 + B \cdot 1$ dus $B = 0$

Zodat overblijft:

$$\varphi = A \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{c}{J}} \cdot t \right)$$

En omdat de maximale waarde van:

$$\sin \left(\sqrt{\frac{c}{J}} \cdot t \right) = 1$$

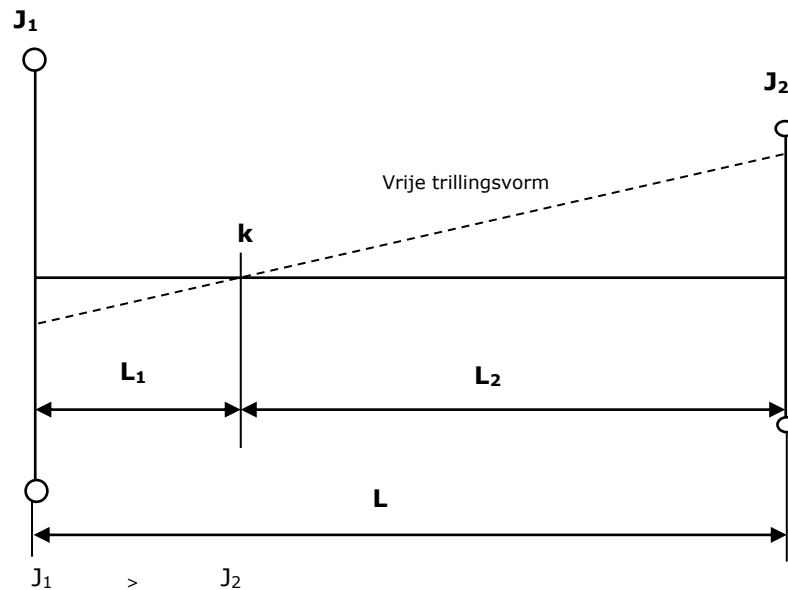
Dan moet gelden dat A gelijk is aan $\varphi_{\max}$

Dus we vinden vervolgens:

$$\varphi = \varphi_{\max} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{c}{J}} \cdot t\right) \text{ [radialen]}$$

Uit deze vergelijking volgt dat de schijf een harmonische trilling uitvoert omdat er op het systeem geen uitwendig koppel meer werkt en het dus aan zichzelf is overgelaten. Dit wordt de **vrije trilling** genoemd.

A2.3 Eigen Trillingsgetal van een as met twee massa's



Afbeelding 4. De vrije trillingsvorm.

De as is wrijvingsloos ondersteund, heeft geen eigen massa en we verwaarlozen de dempingsweerstand. Verdraaien we nu beide massa's ten opzichte van elkaar dan wordt de as verworden.

Laat men het systeem daarna aan zichzelf over dan zullen de massa's in tegengestelde zin in trilling geraten, een andere mogelijkheid is er niet.

De uitwijkingen van beide massa's zijn steeds tegengesteld. De **Vrije Trillingsvorm** zal de as in punt **K** snijden, men noemt dit de knoop. Ter plaatse van de knoop blijft de doorsnede van de as in rust. Dus ter plaatse van de knoop kan men de as ingeklemd denken zonder dat dit invloed heeft op de trilling. (De trillingsvorm is de grootte van de uitwijking).

Voor beide asdelen geldt nu de formule voor het eigen trillingsgetal, waarbij het aantal trillingen nu dus als volgt verkregen wordt:

Voor massa 1 geldt:

$$n_{e1} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_1 \cdot J_1}}$$

En voor massa 2 geldt:

$$n_{e2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_2 \cdot J_2}}$$

Aangezien $n_{e1} = n_{e2}$ volgt hieruit:

$$\begin{array}{lcl} L_1 \cdot J_1 & = & L_2 \cdot J_2 \\ J_1 > J_2 & \text{dus} & L_1 < L_2 \end{array}$$

Hieruit volgt dat de knoop K het dichtst bij de grootste J ligt !!

$$\begin{aligned}
 L_1 \cdot J_1 &= L_2 \cdot J_2 \\
 L_2 &= L - L_1 \\
 L_1 \cdot J_1 &= (L - L_1) \cdot J_2 \\
 L_1 \cdot J_1 &= J_2 \cdot L - J_2 \cdot L_1 \\
 L_1 \cdot J_1 + J_2 \cdot L_1 &= J_2 \cdot L \\
 L_1 \cdot (J_1 + J_2) &= L \cdot J_2
 \end{aligned}$$

Dus hieruit volgt:

$$L_1 = L \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2}$$

En aangezien:

$$n_{e1} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_1 \cdot J_1}}$$

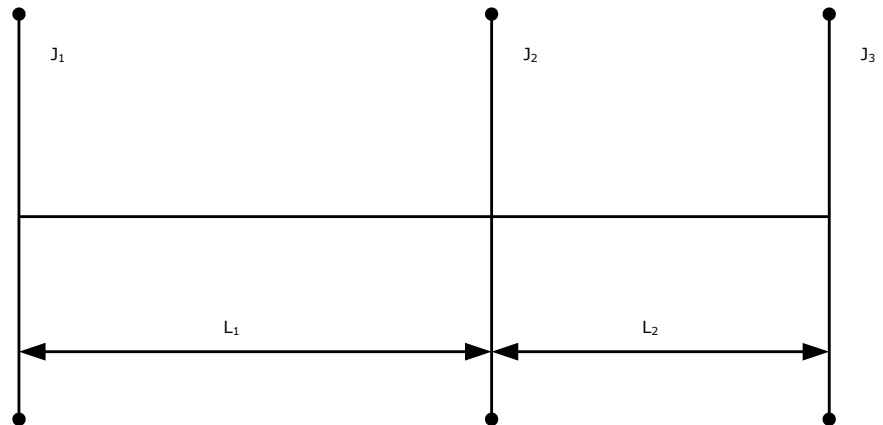
Volgt hieruit:

$$n_{e1} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot J_1}}$$

Dus geldt:

$$n_{e1} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L \cdot \frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}}}$$

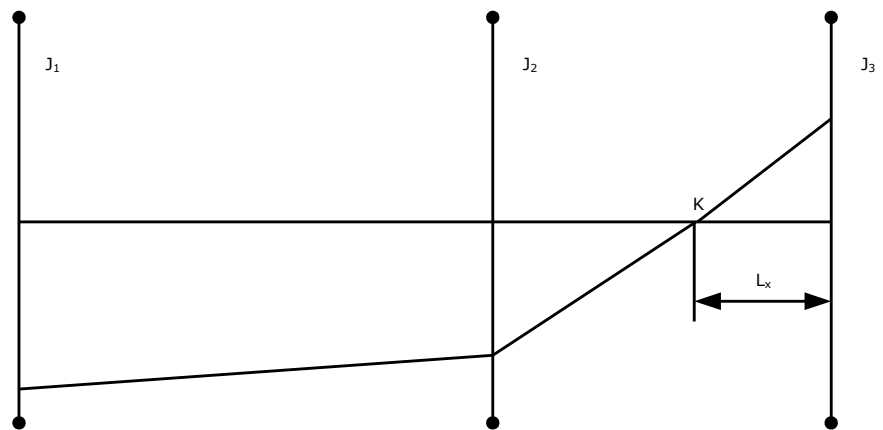
A2.4 Eigen trillingsgetal van een as met drie massa's



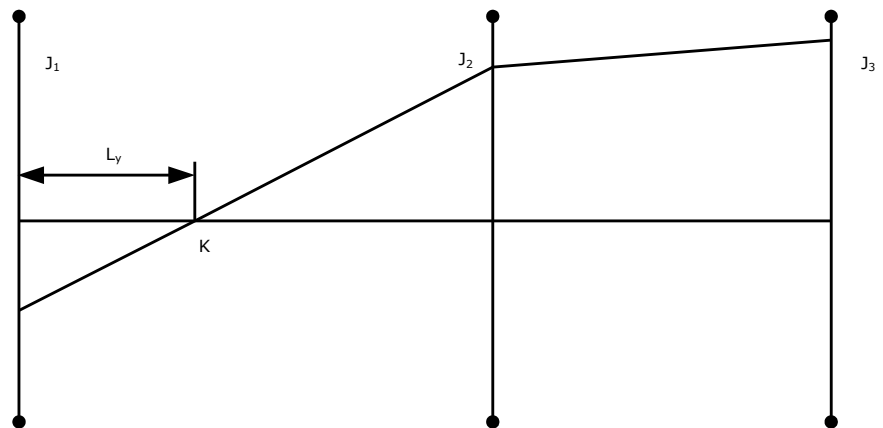
Afbeelding 5. As met drie massa's.

Dit systeem kan twee verschillende trillingsvormen aannemen:

geval 1: massa 1 + 2 tegengesteld aan 3, zie afbeelding 6.
 of: massa 2 + 3 tegengesteld aan 1, zie afbeelding 7.

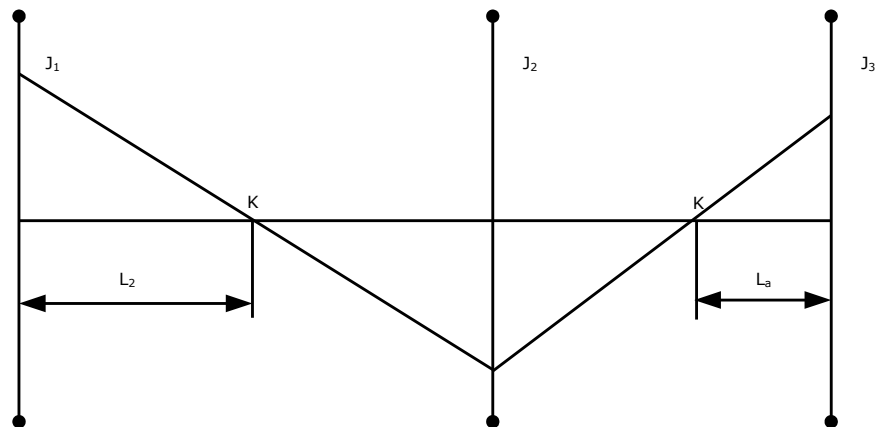


Afbeelding 6.



Afbeelding 7.

geval 2: massa 1 + 3 tegengesteld aan 2, zie afbeelding 8.



Afbeelding 8.

Geval 1

Twee naast elkaar gelegen massa's trillen tegengesteld aan de 3^{de}. Één asdoorsnede blijft in rust, te weten de knoop, de plaats van de knoop is afhankelijk van de grootte der J's van de betreffende massa's. Een trilling met één knoop in het systeem noemt men een trilling van de 1^e graad. En het daarbij behorende eigen trillingsgetal n_{e1} , het trillingsgetal van de 1^e graad.

$$n_{e1} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_x \cdot J_3}}$$

$$n_{e1} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_y \cdot J_1}}$$

Deze beide formules zijn aan elkaar gelijk.

Geval 2

De twee buitenste massa's trillen tegengesteld aan de tussenliggende massa. In dit geval zijn er twee knopen. Men spreekt dan van een trilling van de tweede graad. Het daarbij behorende eigen trillingsgetal, n_{e2} , noemt men het trillingsgetal van de tweede graad.

$$n_{e2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_2 \cdot J_1}}$$

$$n_{e2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_a \cdot J_3}}$$

Ook deze beide formules zijn aan elkaar gelijk.

A2.4.1 Algemene opmerkingen

Omdat L_x , L_y , L_2 en L_a in werkelijkheid niet bekend zijn, maakt men gebruik van andere vergelijkingen, deze zijn:

$$n_{e1} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_{e1}$$

$$n_{e2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_{e2}$$

Waarbij:

$$\omega_{e1}^2 = \frac{a+b}{2} - \sqrt{\left(\frac{a+b}{2}\right)^2 - d}$$

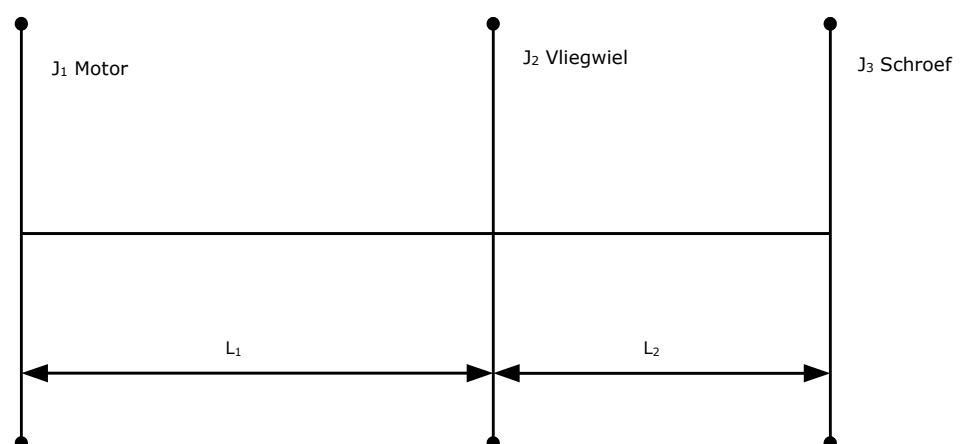
$$\omega_{e2}^2 = \frac{a+b}{2} + \sqrt{\left(\frac{a+b}{2}\right)^2 - d}$$

$$\omega_{e2} > \omega_{e1}$$

$$a = \frac{G \cdot I_p}{L_1} \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}$$

$$b = \frac{G \cdot I_p}{L_2} \cdot \frac{J_2 + J_3}{J_2 \cdot J_3}$$

$$d = \frac{(G \cdot I_p)^2}{L_1 \cdot L_2} \cdot \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3}$$



Afbeelding 9.

Uit het bovenstaande volgt dat een stelsel met n massa's ($n-1$) eigen trillingsgetallen heeft die lopen van de eerste tot de ($n-1$)de graad. Bij gevolg kunnen er in dit stelsel ($n-1$) knopen aanwezig zijn.

A2.5 Bepaling van het eigen trillingsgetal van een motor met asleiding

Men kan aan de hand van werktekeningen de grootte van de massatraagheidsmomenten van de massa's die aan de trilling deelnemen berekenen.

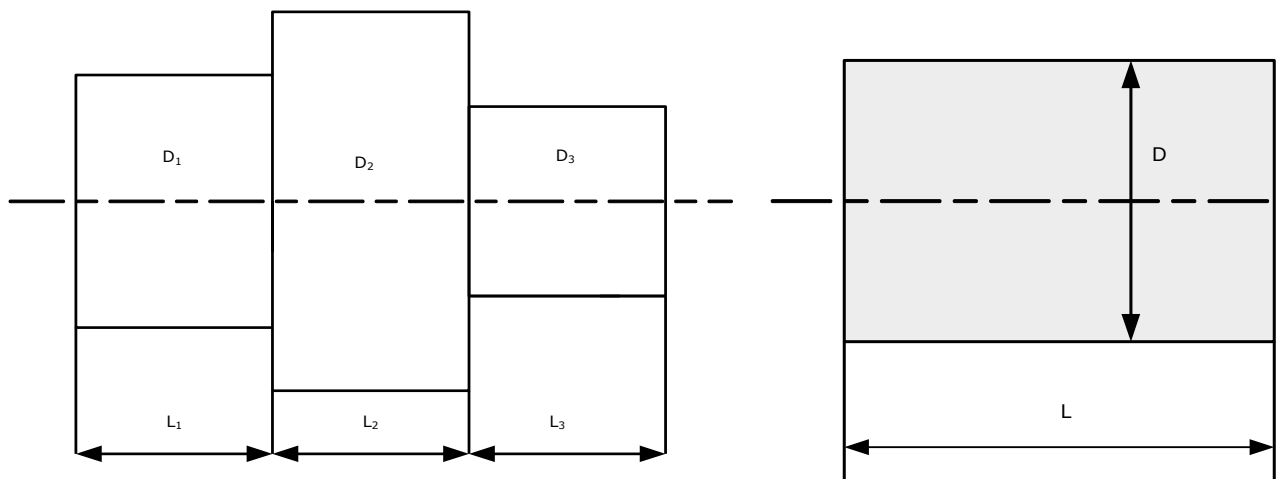
Deze massa's zijn:

- Schroef
- Vliegwiel
- Oscillerende en roterende delen van de arbeidscilinders
- En een eventuele spoelpomp.

Dit hele systeem wordt teruggebracht tot een systeem met drie massa's, te weten: Schroef, Vliegwiel en Motor. Men kan nu werken met de voorafgaande bekende formules. Willen we deze formules echter gebruiken dan zal de werkelijke asleiding met zijn verschillende diameters en vormen vervangen moeten worden door een zogenaamde herleide as.

Herleide as

Een herleide as is een massieve cilindrische as, met overal dezelfde diameter en die tussen de massa's dezelfde stijfheid tegen verwringing bezit als de werkelijke as.



Afbeelding 10. Links een willekeurige as en rechts de herleide as.

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$$

Hiervoor kan men ook schrijven:

$$\frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} = \frac{T \cdot L_1}{G \cdot I_{p1}} + \frac{T \cdot L_2}{G \cdot I_{p2}} + \frac{T \cdot L_3}{G \cdot I_{p3}}$$

En aangezien T en G overal hetzelfde zijn en voor I geldt:

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot D^4$$

Dan kunnen we de formule schrijven als:

$$L = \left(\frac{L_1}{D_1^4} + \frac{L_2}{D_2^4} + \frac{L_3}{D_3^4} \right) \cdot D^4$$

Voor D kiest men meestal de tunnelas diameter want dat is het grootste deel van de asleiding. Zo vindt men dus de lengte L van de herleide as. Voor de herleide lengte van de krukas bestaan empirische formules van Gyger, Carter, Tuplin en Bysèra

A2.6 Gedwongen Torsietrillingen

Het elastische systeem van motor, vliegwiel en schroef kan in trilling geraken, hier is echter een oorzaak voor nodig. Deze oorzaak is bij een dieselmotor hoofdzakelijk het onregelmatig verlopende draaimoment. De tweede bron is dat het tegenwerkend moment van de schroef ook niet constant is. Als het blad de schroefstaven passeert treedt er een fluctuatie op.

Als men $p_{\text{tangential}}$ vermenigvuldigt met A_{zuiger} en de krukstraal R dan ontstaat het verloop van het draaimoment. Dit verloop is een zogenaamde periodieke functie. Men kan zo'n functie splitsen in: Een constante functie en in een aantal sinusvormig verlopende functies, ook wel harmonische analyse volgens Fourier genoemd, zie afbeelding 11.

In werkelijkheid zijn er tussen de harmonische componenten nog faseverschuivingen.

De eerste (sinusvormige) ontbondene wordt de eerste harmonische genoemd.

De eerste harmonische wisselt in het functiegebied één maal.
De tweede harmonische wisselt in het functiegebied twee maal.
De derde harmonische wisselt in het functiegebied drie maal.
De vierde harmonische wisselt in het functiegebied vier maal.
De vijfde harmonische wisselt in het functiegebied vijf maal.
De zesde harmonische wisselt in het functiegebied zes maal.
De n -de harmonische wisselt in het functiegebied n maal.

Het functiegebied is bij de 4-slag **twee omwentelingen !!!**

Het functiegebied is bij de 2-slag **één omwenteling !!!**

Elk afzonderlijk harmonisch moment zal via de kruk waar hij op werkt proberen de as afwisselend in beide richtingen te verwringen, ofwel de as en de daarop aanwezige massa's in een torsietrilling te brengen.

Als dit lukt, dan noemt men dat een *gedwongen torsietrilling*.
We hebben hier ook nog te maken met de zogenaamde *orde*.

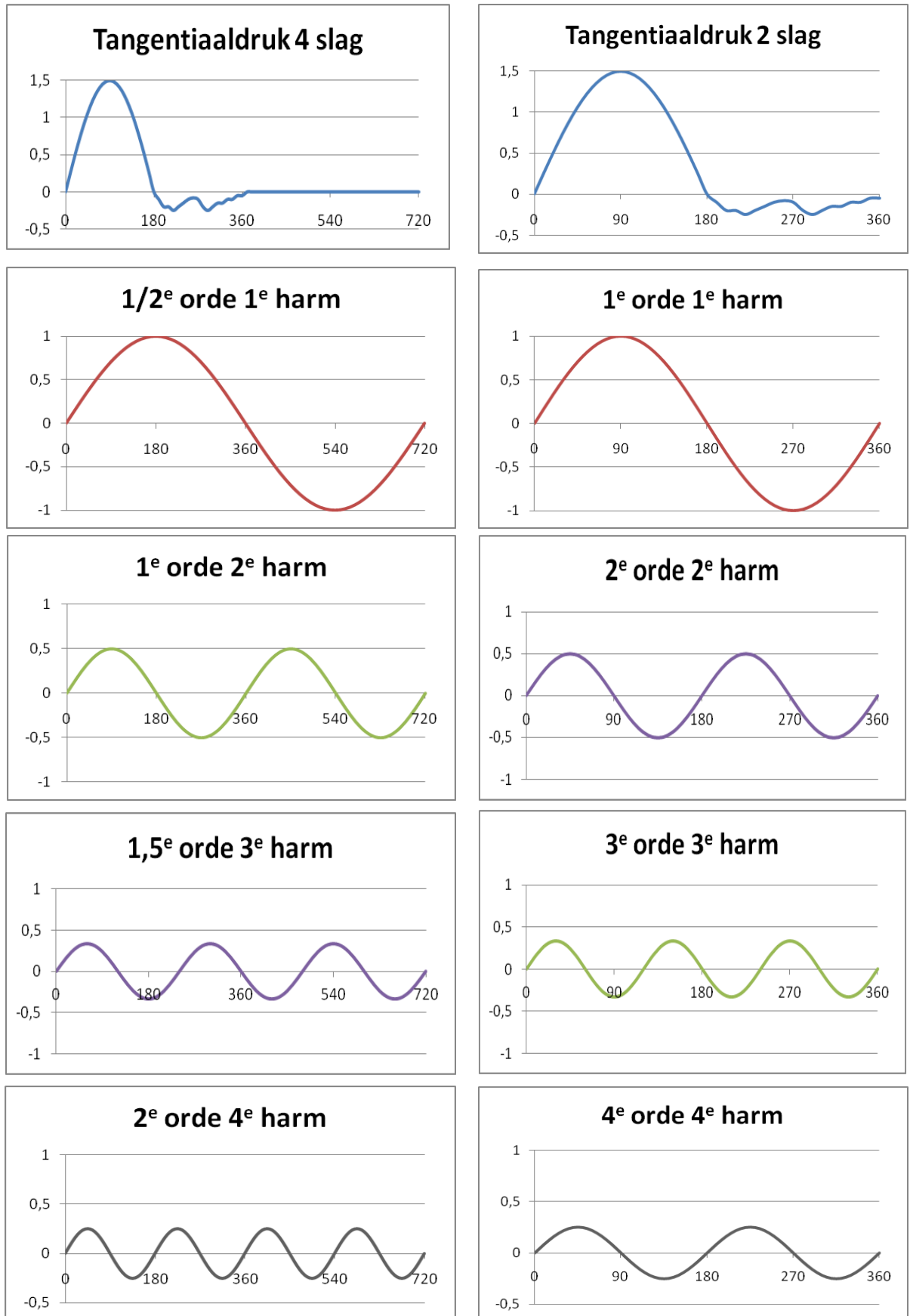
Orde

Onder orde van een torsietrilling (harmonisch component) verstaat men:

Het aantal malen dat de trilling (harmonisch component) per omwenteling van de as volledig van teken wisselt.

Hieruit volgt dat bij de 4-slag de n -de harmonische zal trachten de as in een torsietrilling te brengen van de $n/2$ de orde.

De orde van de torsietrilling opgewekt door de schroef hangt af van het aantal bladen. Dus bij een driebladige schroef heeft men te maken met de 6^{de} orde.



Afbeelding 11.

A2.7 Resonantie en kritisch toerental

Elk der harmonische componenten zal trachten de asleiding in een gedwongen torsietrilling te brengen met een frequentie die volgt uit:

$$f = \text{orde} \cdot n_{\text{motor}}$$

Wanneer nu deze frequentie gelijk is aan het eigen trillingsgetal van het elastisch systeem dan spreekt men van resonantie of de gedwongen trilling is in de pas met de eigen trilling. Het aantal omwentelingen van de motor waarbij resonantie optreedt noemt men het kritisch toerental. Bij resonantie geldt dus:

$$\text{orde} \cdot n_{\text{kritisch}} = n_{\text{eigen}}$$

Voorbeeld:

$$n_m = 2 \text{ Hz}$$

Dan zal de harmonische van de 10de orde de as een trilling willen geven met een frequentie van $10 \times 2 = 20 \text{ Hz}$.

Stel dat n_{e1} van de eerste graad ook 20 Hz is, dan werkt de harmonische van de 10de orde synchroon met het eigen trillingsgetal van de as, bij dit toerental 2 Hz.

Dan is 2 omw/s het kritisch toerental van de 10de orde 1^e graad.

Is n_{e2} bijvoorbeeld 40 Hz, dan zal het kritisch toerental van bijvoorbeeld de 4de orde 2de graad liggen bij 10 Hz.

$$4 \cdot n_{kr} = 40 \Rightarrow n_{kr} = \frac{40}{4} = 10$$

Een motor heeft erg veel kritische toerentallen, een 4-slag motor heeft 2x zoveel kritische toerentallen als een 2-slag.

Als de kritische toerentallen binnen het bedrijfsgebied liggen zal onderzocht moeten worden of deze geen ontoelaatbare hoge wringspanningen geven. Wanneer resonantie optreedt, zullen de trillingsuitwijkingen theoretisch steeds groter worden en uiteindelijk leiden tot asbreuk.

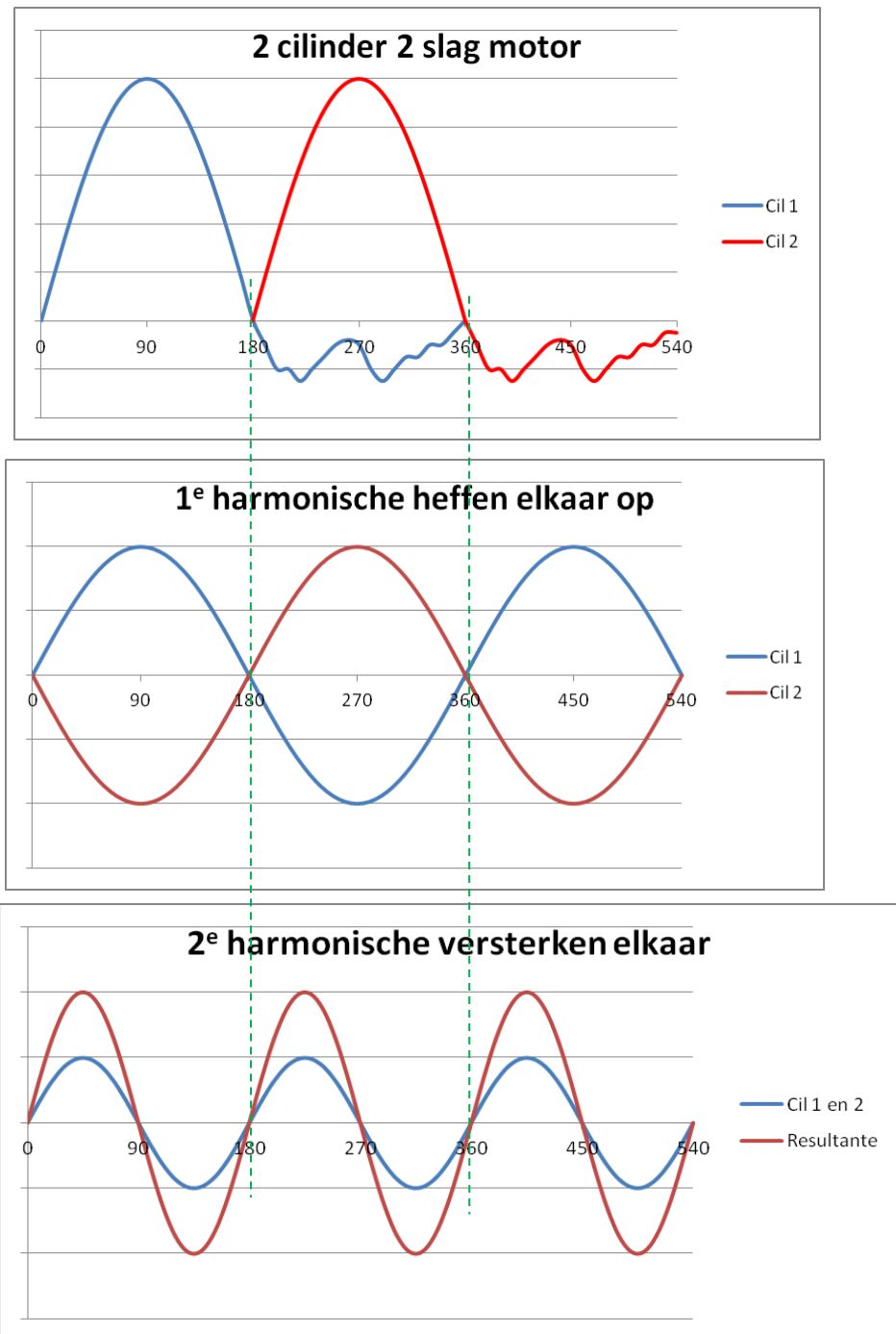
Demping

In de praktijk zullen de uitwijkingen niet ongelimiteerd groter worden als gevolg van de demping. Demping is een gevolg van wrijving tussen blokken, krukpen lagers, leistof op leibaan, zuigerveer in de voering. Terwijl in de assen door wringing hysteretische verliezen optreden, welke omgezet worden in warmte. In de praktijk zal de trillingsuitwijking een maximale waarde bereiken en niet verder toenemen. Er is dan evenwicht tussen de aan het systeem toegevoegde trillingsenergie en de dempingsinvloed.

In torsietrilling:

n_{motor} komt niet meer op, althans niet zo snel als normaal, wanneer brandstof gegeven wordt blijft de motor "plakken". Dit komt omdat een gedeelte van de ingespoten brandstof gebruikt wordt voor trillingsenergie, dus niet voor verbranding.

De vraag of het kritische toerental gevaar oplevert voor de as is niet zo zeer afhankelijk van de grootte van het betreffende harmonische moment maar wel of de harmonische momenten die op de verschillende krukken werken elkaar versterken.

Voorbeeld: 2 cilinder 2-slag*Afbeelding 12. Het optreden van resonantie.*

Bij deze 2 cilinder 2-slag waar beide krukken onder 180° staan, zullen de harmonische momenten van de 2^{de} orde elkaar versterken. Het resulterende harmonisch moment van de 2^{de} orde wordt dan groot. Het evenwicht met de dempingsinvloeden vindt dan pas bij een relatief grotere uitslag plaats en geeft dus grotere wringspanningen.

Dit **versterken** van de harmonische momenten van de verschillende cilinders zal optreden als:

- Bij de 2-slag de orde gelijk is aan het aantal cilinders of een veelvoud daarvan.
- Bij de 4-slag de orde gelijk is aan de helft van het aantal cilinders of een veelvoud daarvan.

Hoofdkritische

De hierbij behorende kritische toerentallen noemt men hoofdkritische toerentallen.

Voorbeeld:

12 cilinder 4-slag motor
Het eigen trillingsgetal bedraagt 12 Hz.
Bereken de hoofdkritische.

De gevaarlijke ordes zijn: $12/2 = 6^{\text{de}}$ orde
 $(2 \times 12)/2 = 12^{\text{de}}$ orde
 $(3 \times 12)/2 = 18^{\text{de}}$ orde
enzovoort...

$$n_{\text{kritisch}} = n_e / \text{orde}$$

De hoofdkritische toerentallen worden nu:

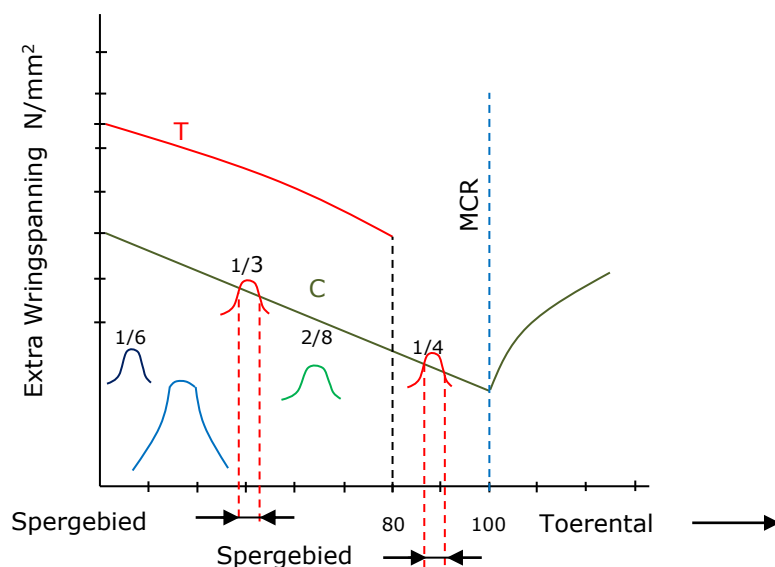
$$\begin{aligned} n_{\text{kritisch}} &= 12/6 = 2 \text{ Hz} \\ n_{\text{kritisch}} &= 12/12 = 1 \text{ Hz} \\ n_{\text{kritisch}} &= 12/18 = 1/3 \text{ Hz} \\ &\text{enzovoort....} \end{aligned}$$

De kritische toerentallen van de lagere orde zijn gevaarlijker dan die van de hogere orde, omdat de amplitude van de harmonische momenten van de hogere orde **kleiner** zijn.

A2.8 Het spanningsspectrum

Wringingspanning

Met behulp van een aantal formules kan men bij elk kritisch toerental de maximale hoekverdraaiing, φ_{max} , berekenen en daaruit de optredende *extra wringingspanningen*. Deze extra wringingspanning wordt voor elk kritisch toerental in een zogenaamd spanningsspectrum uitgezet.



Afbeelding 13. Het spanningsspectrum.

T = tijdelijk toegestaan
C = continu toegestaan

De lijnen T en C lopen af als gevolg van het toenemend draaimoment, er is dus minder ruimte voor de extra spanningen. Daarna loopt de C-lijn weer op, omdat dan de reguleur het brandstofhendel terugtrekt, het draaimoment wordt dan minder en er is dan ruimte voor de extra wringspanningen. De lijn T stopt bij 80% van het maximaal toerental, omdat vlakbij 100% toeren geen enkel kritisch toerental meer tijdelijk is toegestaan.

In het spergebied, dit staat op de tachometer aangegeven, mag niet continu gedraaid worden.

Ook aan de beide zijden van n_{kritisch} blijkt de invloed van de resonantie nog groot te zijn. In het algemeen acht men een extra wringspanning van **25 MPa** bij torsietrillingen continu toelaatbaar.

Uit het voorbeeld blijkt dat twee gebieden gespert moeten worden, deze *moeten* op de tachometer worden aangegeven.

Zou het bedrijfstoerental in de buurt liggen van het kritisch toerental van de 1^e graad 4^{de} orde dan zou overwogen kunnen worden het elastisch systeem constructief zodanig te wijzigen dat dit gebied wat verschuift, populair gezegd "de bergen verzetten".

Door de as bij het vliegwiel te verdikken gaat de berg naar rechts en zakt wat.

Met behulp van een trillingsdemper wordt de berg naar beneden gedrukt.

N.B. : Dus bij het afzetten van 1 cilinder gebeurt er niets, want

$$n_{e1} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_1 \cdot J_1}}$$

Zit niet in de formule !!!!

Als er niets aan de motor verandert blijven de trillingsvormen gelijk. Ontkoppelen van onderdelen en/of montage van een andere schroef veranderen het hele plaatje.

Indien een 1^e en 2^e graadstrilling bij een bepaald toerental beiden kritisch zijn, dan gaat het systeem trillen met de laagste graad.

Bijvoorbeeld: 1^e graad 2^e orde $f = 92 \text{ Hz}$
2^e graad 12^e orde $f = 91 \text{ Hz}$

Dit systeem zal normaal gesproken gaan trillen volgens de 1^e graad 2^e orde, is dit echter een 6-cilinder 2-slag motor dan zal hij gaan trillen volgens de 2^e graad 12^e orde, immers de 12^e orde geeft hier een hoofdkritisch toerental.

A2.9 Belangrijke definities

Resonantie en kritisch toerental:

Elk der harmonische componenten zal trachten de asleiding in een gedwongen torsietrilling te brengen met een frequentie die volgt uit:

$$f = \text{orde} \cdot n_{\text{motor}}$$

Wanneer nu deze frequentie gelijk is aan het eigen trillingsgetal van het elastisch systeem dan spreekt men van resonantie of de gedwongen trilling is in de pas met de eigen trilling. Het aantal omwentelingen van de motor waarbij resonantie optreedt noemt men het kritisch toerental. Bij resonantie geldt dus:

$$\text{orde} \cdot n_{\text{kritisch}} = n_{\text{eigen}}$$

Orde:

Onder orde van een torsietrilling (harmonisch component) verstaat men:

Het aantal malen dat de trilling (harmonisch component) per omwenteling van de as volledig van teken wisselt.

Gedwongen trilling:

Elk afzonderlijk harmonisch *moment* zal via de kruk waar hij op werkt proberen de as afwisselend in *beide* richtingen te verwringen, ofwel de as en de daarop aanwezige massa's in een *torsietrilling* te brengen. Als dit lukt dan noemt men dat een *gedwongen torsietrilling*.

Oorzaken van gedwongen trillingen:

1. Het onregelmatig draaimoment van de dieselmotor.
2. Het tegenwerkende moment van de schroef is niet constant, als het blad de schroefsteven passeert treden er fluctuaties op.

De vrije trilling:

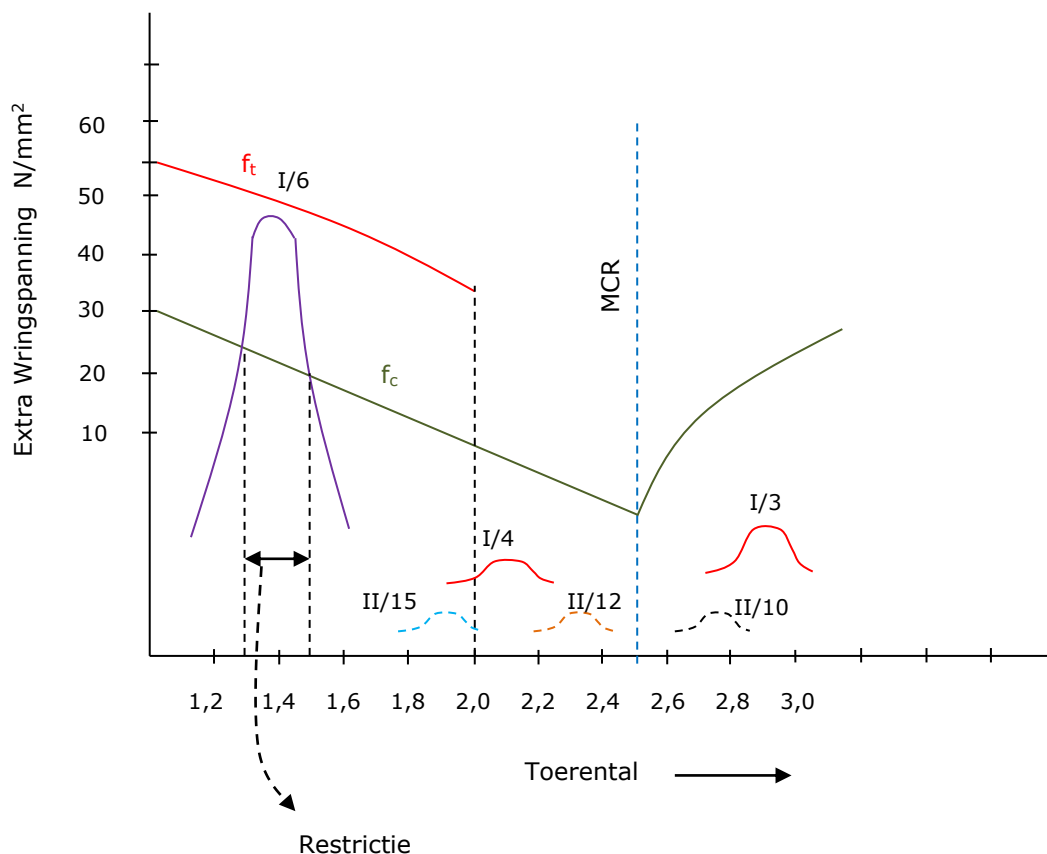
Wanneer een systeem een harmonische trilling uit gaat voeren, nadat er op dit systeem geen uitwendig koppel meer werkt en het dus aan zichzelf is overgelaten, wordt dit de vrije trilling genoemd.

A2.10 Voorbeeld

Zie afbeelding 14. Beantwoordt de volgende vragen;

- Waarom staat er bij de verticale as "extra" spanning?
- Wat is de betekenis van de lijn f_c ?
- Wat is de betekenis van de lijn f_t ?
- Waarom loopt de lijn f_c – lijn aanvankelijk af?
- Waarom loopt de lijn f_c – lijn na MCR weer op?
- Waarom stopt de f_t – lijn bij 2 Hz?
- Wat betekent MCR?
- Wat betekent I/6 in dit diagram?
- Waarom ligt II/12 rechts van II/15?
- Waarom staat er vermeld "restrictie"?
- Hoe groot zijn hier de eigen trillingsgetallen van de 1^e en 2^e graad?
- Waarom is de piek van I/6 zo erg groot?
- Vermeld twee oorzaken voor het ontstaan van gedwongen torsietrillingen.
- De formule voor het eigen trillingsgetal van een torsie-elastisch systeem met één massa luidt:

$$n_e = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L \cdot J}}$$



Afbeelding 14. Spanningsspectrum.

- a. De normale optredende spanning is een gevolg van het draaimoment als echter de massa's (de J's) bij elk kritisch toerental een maximale draaiing hebben hoort hierbij een extra wringspanning boven op de normale spanning.

$$\sigma_{extra} = 25 \text{ MPa}$$

- b. f_c : In dit gebied (eronder) zijn de extra wringspanningen continue toelaatbaar.
- c. f_c : Zelfde als b. echter nu tijdelijk toelaatbaar.
- d. f_c : lijn loopt af a.g.v. het toenemend draaimoment, er is dan minder ruimte voor de extra spanningen.
- e. f_c : loopt daarna weer op omdat dan de reguleur het brandstofhendel terugtrekt, dus draaimoment neemt af en extra ruimte beschikbaar voor de extra spanningen.
- f. I/6 trilling van de 1^e graad 6^e orde, hier een hoofdkritische.
- g. II/12 rechts van II/15. Hoe hoger de orde, hoe lager de trillingsamplitude dus hoe minder gevaarlijk de trilling.
- h. Restrictie= spergebied. In dit gebied mag men net continue draaien dus zo snel mogelijk passeren staat op tachometer vermeld.
- i. $n_{e1} = \text{orde} \cdot n_{\text{kritisch}}$
 I/6 $n_{e1} = 6 \cdot 1,4 = 8,4 \text{ Hz}$ II/16 $n_{e2} = 10 \cdot 2,7 = 27 \text{ Hz}$
 I/4 $n_{e1} = 4 \cdot 2,1 = 8,4 \text{ Hz}$ II/12 $n_{e2} = 12 \cdot 2,25 = 27 \text{ Hz}$
 I/3 $n_{e1} = 3 \cdot 2,8 = 8,4 \text{ Hz}$ II/15 $n_{e2} = 15 \cdot 1,8 = 27 \text{ Hz}$
- j. I/6 erg groot omdat dit een hoofdkritische is
- k. Gedwongen trillingen oorzaken:
 1. Het onregelmatige draaimoment van de dieselmotor.
 2. Tegenwerkende moment van de schroef is niet constant. Als het blad de schroefseren passeert treden er fluctuaties op.

- l. G = de glijdingsmodules van de as $[\text{N/m}^2]$

$$I_p = \text{het polaire traagheidsmoment van de as } \frac{\pi}{32} \cdot D^4 \quad [\text{m}^4]$$

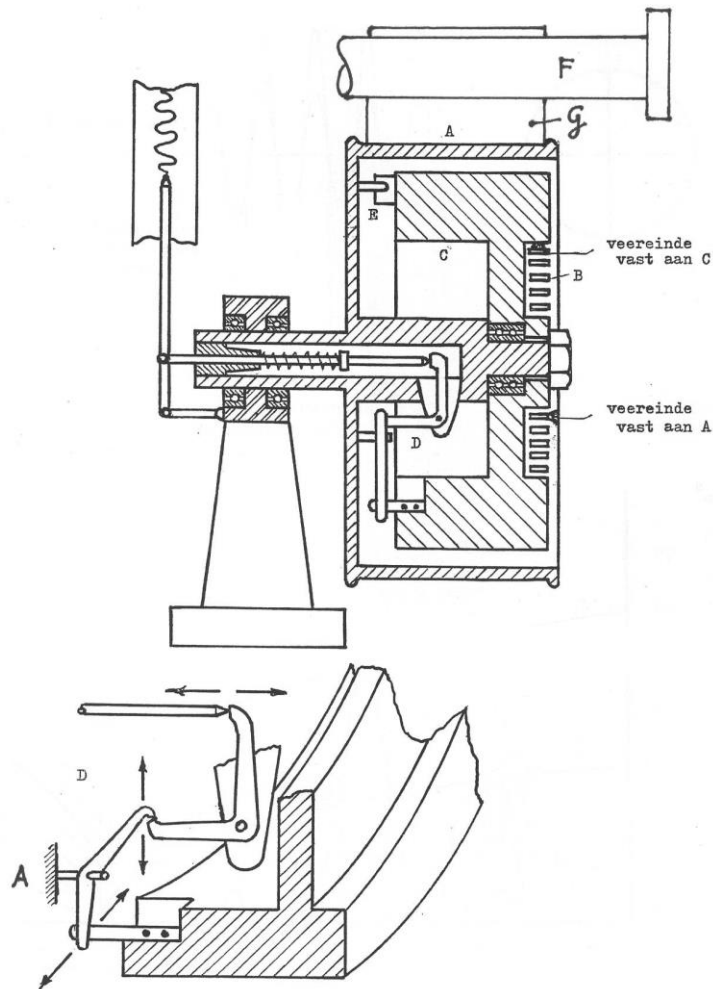
$$L = \text{de afstand van de knoop tot J} \quad [\text{m}]$$

$$J = \text{het massatraagheidsmoment van de schijf} \quad [\text{kgm}^2]$$

Appendix 3 Torsiograaf

A3.0 Torsiograaf

Voordat een motor in bedrijf wordt genomen, behoren de berekende kritische toerentallen, met de daarbij behorende maximale uitwijkingen en extra wringspanningen in de praktijk te worden gecontroleerd, (dit geschiedt altijd tijdens de proefvaart). Dit gebeurt met de torsiograaf van Geiger, zie afbeelding 1.



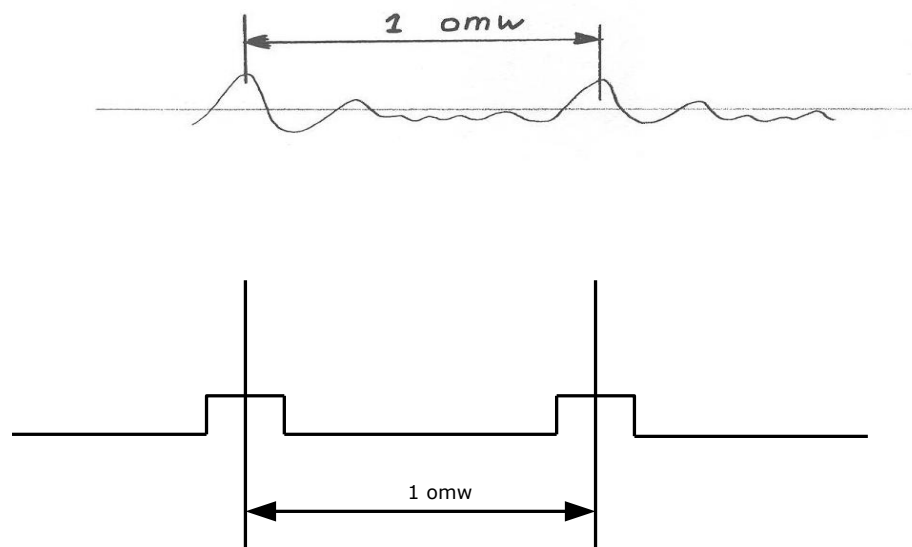
Afbeelding 1. Torsiograaf van Geiger.

Een lichte aluminium riemschijf A wordt via de krukas F door een weinig elastische riem G, welke strak gespannen is, aangedreven, (altijd aan de voorkant van de motor). Men neemt het losse eind van de krukas, omdat daar de amplitudes het grootst zijn. Door de aluminium schijf A wordt via een slappe veer B (en een nok E voor het aanlopen) een gietijzeren schijf C meegenomen.

Draait men stationair dan zal de veer B iets ontspannen en de enige verbinding tussen A en C is dan de veer.

Schijf C is een seismische massa, dit is een schijf met een zeer groot massastraagheid moment. Schijf C zal eenparig roteren en niet reageren op eventuele torsietrillingsuitwijkingen van de krukas die rechtstreeks op A worden overgebracht.

De relatieve hoekverdraaiing tussen de schijven A en C wordt via hefboomstelsel D en een schrijfstift vergroot overgebracht op een papieren rol die met constante snelheid beweegt. Aldus ontstaat een beeld (torsigram), zie afbeelding 2, van de trillingsuitwijkingen van de krukas ter plaatse van de riemschijf.

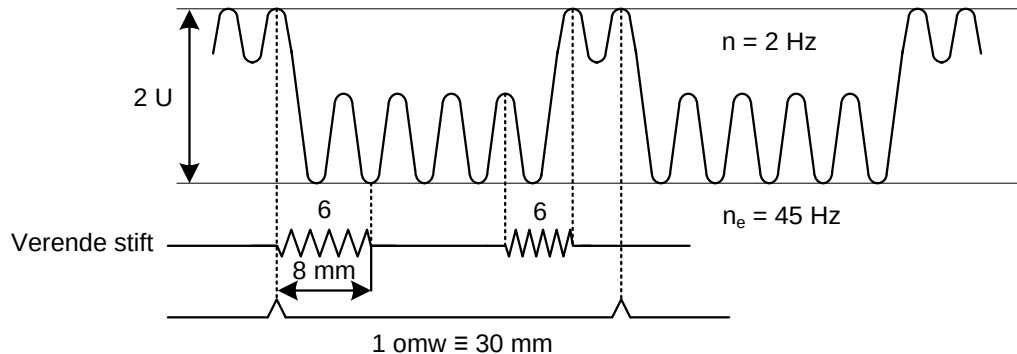


Afbeelding 2. Torsigram.

Hier is absoluut nog geen sprake van een torsietrilling. De golving is het gevolg van het onregelmatig draaimoment, hoe groter J_v hoe kleiner de golven ($J_v = J$ vliegwielen). Het patroon herhaalt zich bij een 2-slag motor na elke omwenteling en bij een 4-slag na elke twee omwentelingen.

Hoewel op het torsigram één omwenteling zonder meer is aan te geven is een torsigram altijd voorzien van een markering die de lengte van één omwenteling aangeeft. Ook kan via een tijd klok en markeerinrichting elke halve seconde of na een seconde een merkteken worden geplaatst. Het aantal trillingen per seconde is dan wel heel gemakkelijk te vinden.

A3.1 Bepaling eigen trillingsgetal uit het torsiogram



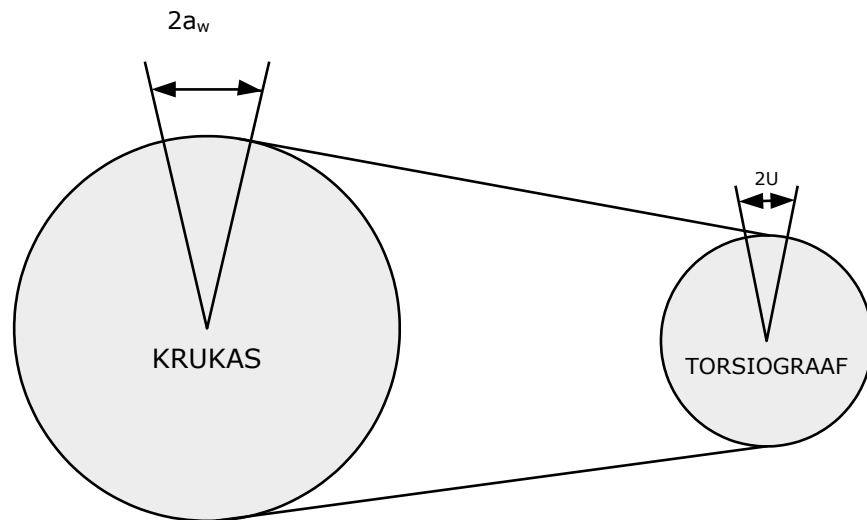
Afbeelding 3. Torsiogram.

In het beschouwde torsiogram, zie afbeelding 3, blijken bij 2 omw/s ineens in verband met naburige toerentallen grote trillingsuitwijkingen op te treden die bovendien nagenoeg sinusvormig verlopen. De grootste uitwijking (dubbele) is $2U$. Met behulp van de markering tellen we 6 volledige trillingen per omwenteling. We hebben hier te maken met een trilling van de 6^e orde en met een kritisch toerental van 2 Hz. Zou dit torsiogram van een 2-slag 6 cilinder zijn, dan hebben we met een hoofdkritische te maken. Het eigen trillingsgetal (n_e) van het elastische systeem wordt dus: $n_e = 6 \times 2 = 12 \text{ Hz}$. Stel dat uit berekeningen een $n_e = 12 \text{ Hz}$ van de 1^e graad was gevonden dan is dus 2 omw/s het kritisch toerental van de 1^e graad 6^e orde.

Het eigen trillingsgetal kan ook op een andere wijze met behulp van een torsiogram worden bepaald. Door een elektromagneet wordt met bepaalde intervallen een verende schrijfstift in trilling gebracht, gedempt, het n_e van die schrijfstift is bekend en bedraagt bijvoorbeeld 45 Hz. In het diagram komen 6 trillingen van de as overeen met 30 mm, terwijl 6 trillingen van de stift overeenkomen met 8 mm lengte. Dan wordt het eigen trillingsgetal van de as:

$$n_e = \frac{8}{30} \times 45 = 12 \text{ Hz}.$$

A3.2 Berekening extra wringspanning uit het torsiogram



Afbeelding 4. Aandrijving van een torsiograaf.

De torsiograaf geeft bijvoorbeeld een vergroting van 3, zie afbeelding 4, dit in verband met het hefboomstelsel.

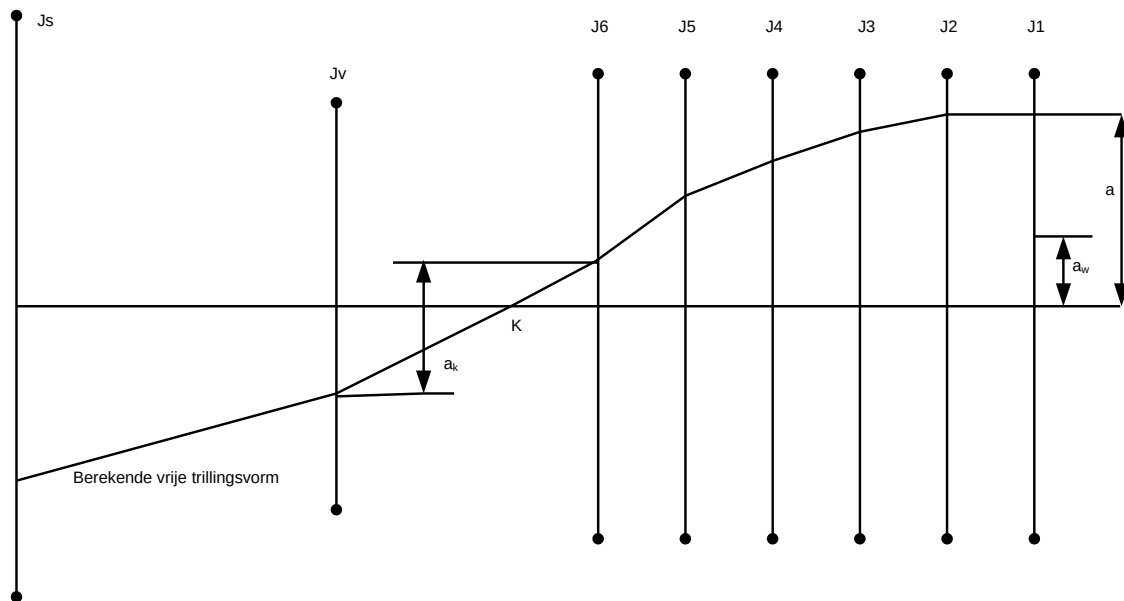
Dan wordt:

$$a_w = \frac{u}{3}$$

Voor de berekening van de optredende wringspanning is verder nodig een op bepaalde schaal uitgezette vrije trillingsvorm welke uit berekening is ontstaan.

Voorbeeld:

6 cilinder met vliegwiel en schroef.



Afbeelding 5. Zes cilinder dieselmotor met vliegwiel en schroef.

Hiervan is a bekend en nu ook a_w . Dit heeft men nodig voor het berekenen van a_{kw} (a_{kw} is de knoop werkelijk) want in dit asdeel is de specifieke hoekverdraaiing het grootst en dus de wringspanning het grootst.

Er geldt:

$$a : a_w = a_k : a_{kw}$$

Dus :

$$a_{kw} = \frac{a_w \cdot a_k}{a} \text{ mm}$$

a in rad

a_k in rad

a_w in mm

Is de diameter van de as ter plaatse van de knoop D_k dan is:

$$1 \text{ rad} = \frac{D_k}{2} \text{ mm}$$

$$\left(\pi D_k = 2\pi \Rightarrow 1 \text{ rad} = \frac{D_k}{2} \text{ mm} \right)$$

want $360^\circ = 2\pi \text{ rad}$

omtrek $= \pi \cdot d \text{ mm}$

dus $360^\circ \cong \pi \cdot d \text{ mm} \cong 2\pi \text{ rad}$

De hoekverdraaiing ter plaatse van de knoop is dan:

$$\frac{a_{kw}}{D_k} \quad [radialen]$$
$$2$$

Met behulp van:

$$\varphi = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} \quad [radialen]$$

is het koppel T te berekenen.

Met behulp van:

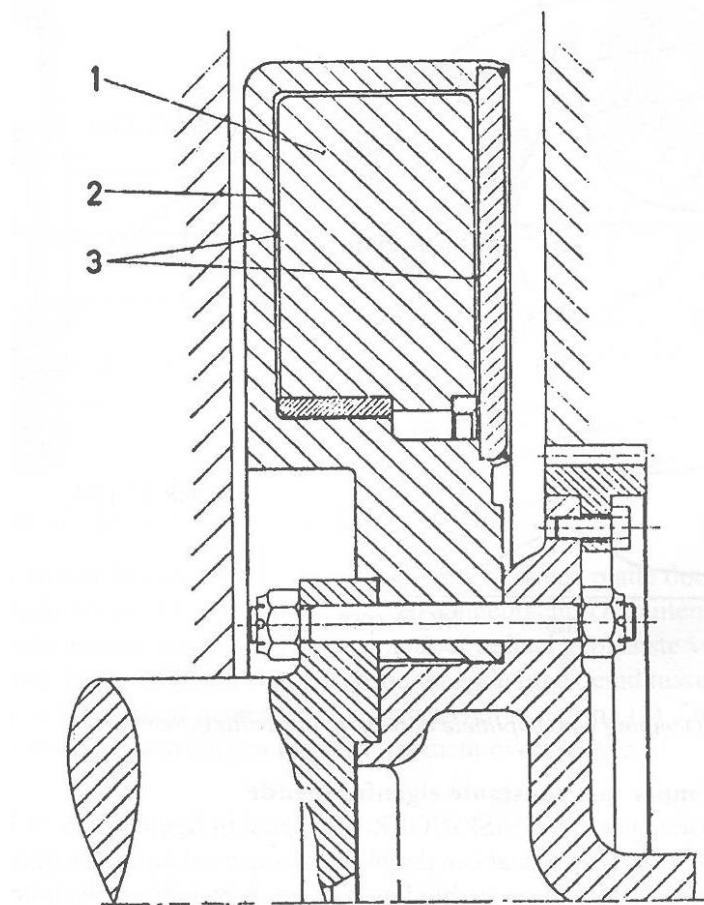
$$\sigma_w = \frac{T_w}{W_w} \quad [MPa]$$

is σ_w te berekenen.

L = werkelijke lengte tussen cilinder 6 en het vliegwiel.

Met behulp van een door Lloyds gegeven spanningsspectrum is te bepalen of dit toelaatbaar is.

A3.3 Trillingsdemper



Afbeelding 6. Een Holset trillingsdemper.

Beschrijving van een Holset trillingsdemper.

In een lichte holle velg van een wiel dat bevestigd is op de krukas, bevindt zich een ringvormige seismische massa gecentreerd door twee geleide ringen (teflonbulten). De geringe ruimte tussen velg en massa ($\pm 5\text{mm}$) is opgevuld met een siliconen houdende vloeistof met hoge viscositeit en hoge Viscositeit Index.

Als de krukas eenparig draait, wordt de seismische massa door vloeistofwrijving meegenomen, tijdens trillingen zal als gevolg van de traagheid de massaring deze trilling niet of slechts gedeeltelijk volgen. Dan voert de ring ten opzichte van de velg een trillende beweging uit. Ten gevolge van de wisselende schuifspanning in de vloeistof wordt trillingsenergie omgezet in warmte. (demper buiten omkasting plaatsen)

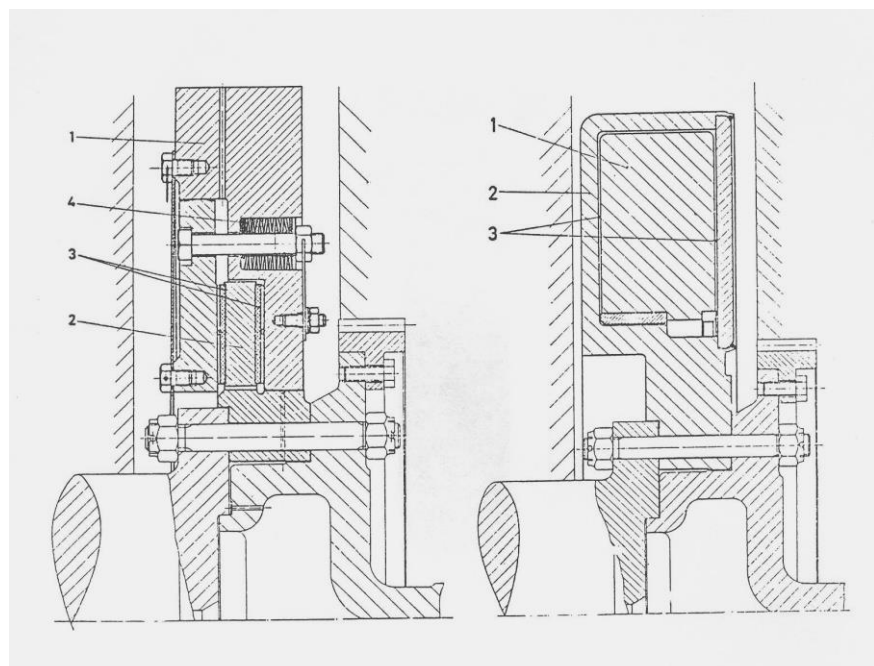
Een bijzondere eigenschap van de vloeistof is dat naarmate de trillingsfrequentie hoger wordt, de vloeistof naast plastische ook elastische eigenschappen gaat vertonen, daardoor krijgt de verbinding tussen velg en massa een steeds grotere torsiestijfheid. Met andere woorden bij lage frequenties werkt hij als wrijvingsdemper en bij hogere frequenties meer als dynamische demper.

Torsietrillingsdempers kunnen worden ingedeeld in enkele hoofdgroepen. De belangrijkste hiervan zijn:

- 1^e Energieabsorberende dempers, waarbij door middel van vloeistof- of droge wrijving trillingsenergie wordt omgezet in warmte;
- 2^e Dynamische trillingsdempers; dit zijn in principe elastische systemen met een eigen trillingsfrequentie, die aan het hoofdsysteem worden gekoppeld en daardoor de trilling ervan beïnvloeden.

Vaak zijn in een bepaald type demper enkele functies verenigd, zodat een scherpe scheiding tussen bepaalde principes niet goed mogelijk is.

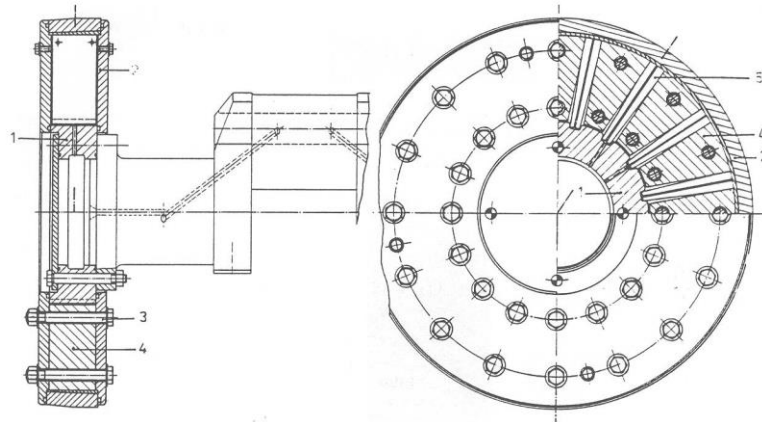
A3.4 Wrijvingsdempers



Afbeelding 7. Links, een droge wrijvingstrillingsdemper, rechts een viskeuzewrijvingstrillingsdemper.

- | | |
|--------------------|----------------------|
| 1 Seismische massa | 1 Seismische massa |
| 2 Schijf | 2 Holle velg |
| 3 Frictieplaten | 3 Siliconenvloeistof |
| 4 Verenpakket | |

A3.5 Dynamische trillingsdemper



Afbeelding 8. Een dynamische trillingsdemper.

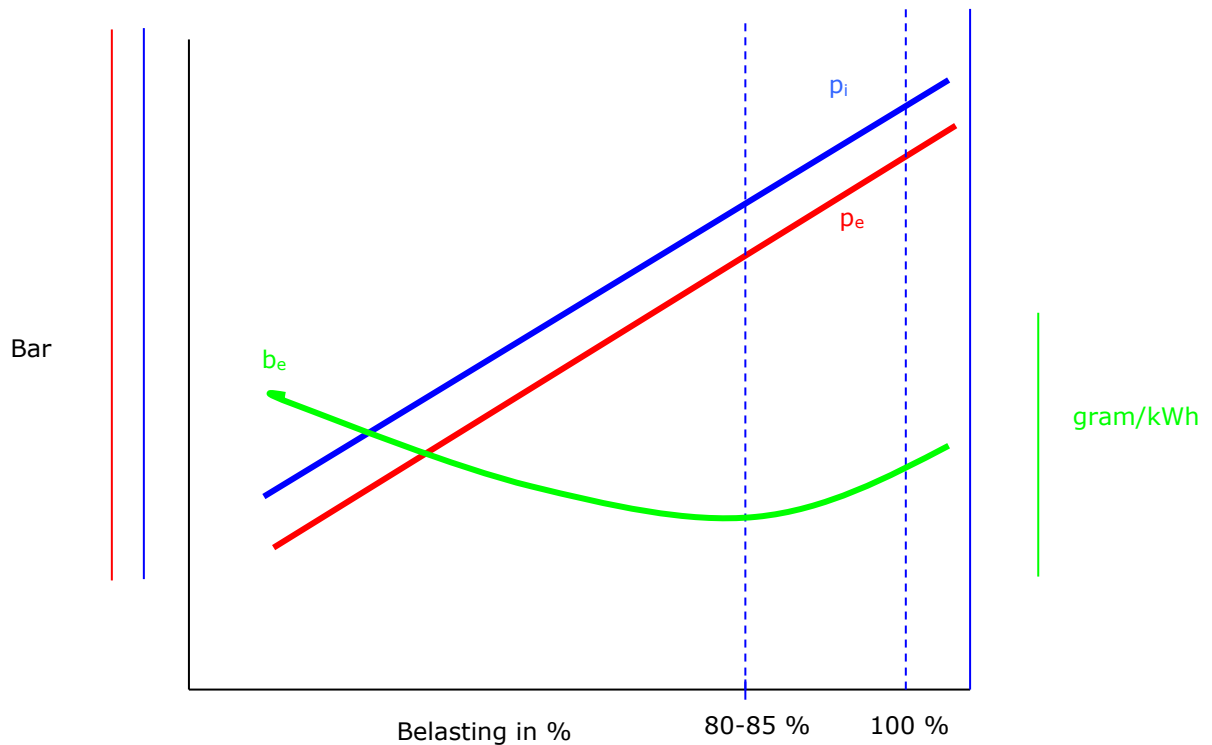
- 1 Binnenring
- 2 Buitenring
- 3 Doorgaande bouten
- 4 Sectoren
- 5 Veren

De buitenring is draaibaar om de binnenring. Beide ringen zijn door radiaal geplaatste veren met elkaar verbonden. De veren 5 zijn aan de buitenzijde ingeklemd tussen de sectoren 4, aan de binnenkant passen ze in langsgroeven in de ring 1. De buitenring kan dus op de binnenring een elastisch moment overbrengen. De ruimten rond de veerpakketten wordt opgevuld met smeerolie uit het systeem van de motor. De grootte van de lekspalten bepaald mede de grootte van de dempingsfactor.

Appendix 4 Proefstandgrafieken

A4.1 Inleiding

Bij het proefdraaien en testen van een motor op de proefstand worden er een groot aantal gegevens gemeten. Deze gegevens worden in een grafiek uitgezet, dit soort grafieken noemt men proefstandgrafieken. Op afbeelding 1 is een eenvoudige grafiek weergegeven.



Afbeelding 1. Proefstandgrafiek

A4.2 Geïndiceerde druk en effectieve druk en rendement

In de grafiek zijn de geïndiceerde druk, de effectieve druk en het specifiek brandstofverbruik weergegeven. De lijnen van de geïndiceerde druk en de effectieve druk lopen parallel, omdat de wrijvingsdruk als constant beschouwd wordt.

$$b_e = \frac{1}{\eta_{tot} \cdot H_0}$$

$$\eta_{tot} = \eta_m \cdot \eta_{th}$$

$$\eta_{mech} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_w}{p_i} = 1 - \frac{p_w}{p_i}$$

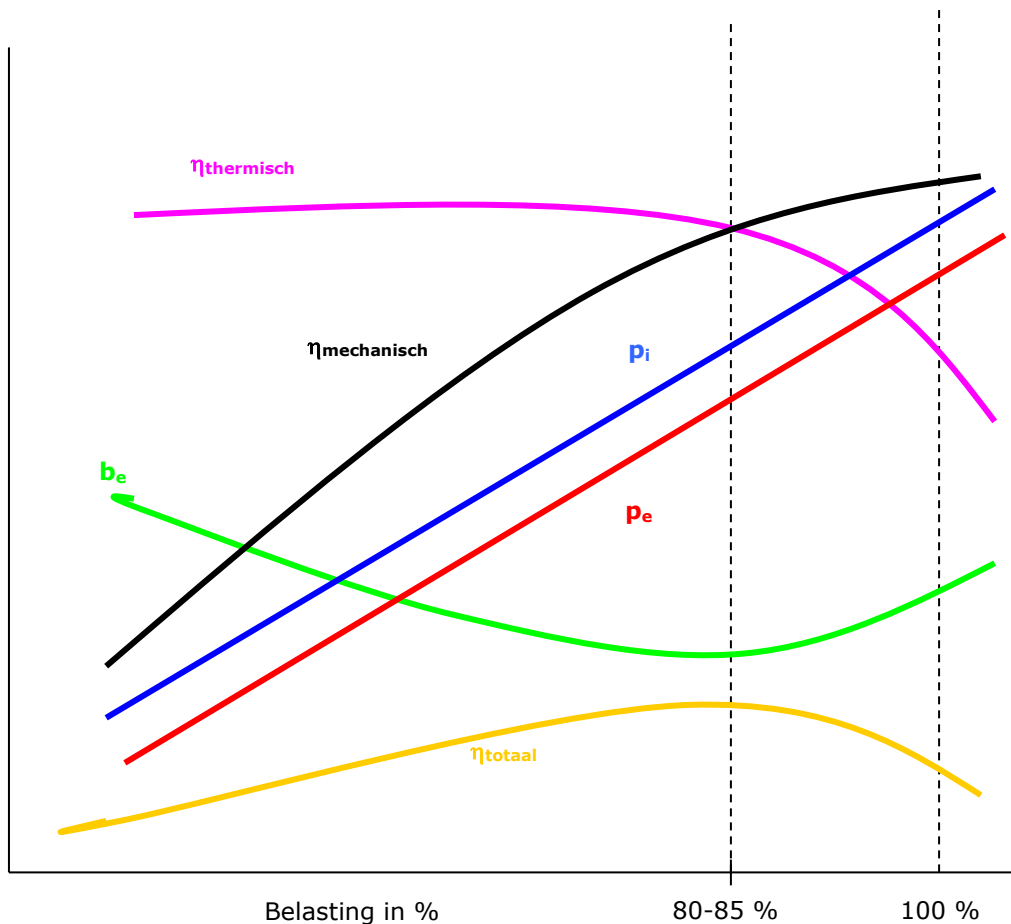
$p_w =$ Dit is de druk die nodig is om alle weerstanden te overwinnen. De wrijving en de aandrijving van de nokkenas worden hierin niet meegeteld, deze komt weer terug met de brandstof.

Bij toenemende belasting neemt p_i toe, p_w neemt in werkelijkheid wel iets toe echter in mindere mate. Deze wordt als constant beschouwd. De breuk wordt dus kleiner, waardoor het mechanisch rendement toeneemt.

Dus bij toenemende belasting stijgt η_{mech} .

Voor het specifiek brandstof verbruik moeten we wat voorzichtiger zijn. Uit de vergelijking volgt dat deze afhankelijk is van de stookwaarde. Bij een dalende stookwaarde stijgt het specifiek brandstofverbruik. Als we uitgaan van een constante stookwaarde dan blijkt het specifiek brandstofverbruik bij circa 85 % belasting het laagst te zijn.

Op afbeelding 2 is een uitvoerigere proefstandgrafiek getekend.



Afbeelding 2. Proefstandgrafiek.

Voor het brandstofverbruik geldt:

$$\dot{m}_b = b_e \cdot P_e \quad [\text{kg} / \text{s}]$$

En voor de geïndiceerde druk geldt:

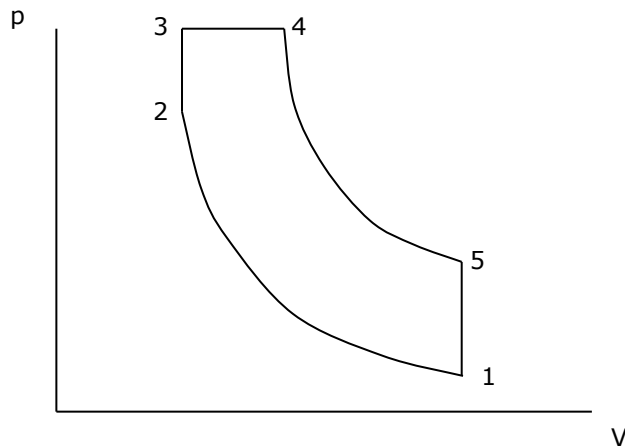
$$p_i = p_w + p_e$$

Meestal wordt de wrijvingsdruk p_w als constant verondersteld.

A4.3 Het thermisch rendement

Bij toenemende belasting is op afbeelding 2 te zien dat het thermisch rendement daalt.

Als er bij een dieselmotor meer brandstof ingespoten wordt, dan neemt het dieselgedeelte van het proces toe. Uit de thermodynamica is bekend dat bij een toename van het dieselproces het thermisch rendement daalt, zie hiervoor afbeelding 3.

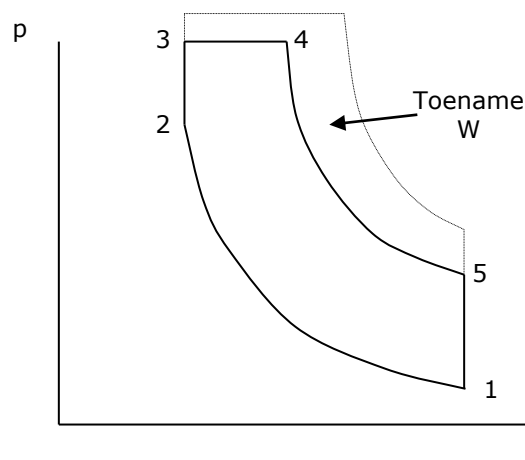


Afbeelding 3. Het moderne dieselproces.

$$\eta = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}} = \frac{Q_{2,3} + Q_{3,4} + Q_{5,1}}{Q_{2,3} + Q_{3,4}} = 1 - \frac{Q_{1,5}}{Q_{2,3} + Q_{3,4}}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + \gamma(T_4 - T_3)}$$

Op afbeelding 4 is weergegeven wat er met het diagram gebeurt als er meer brandstof wordt ingespoten.

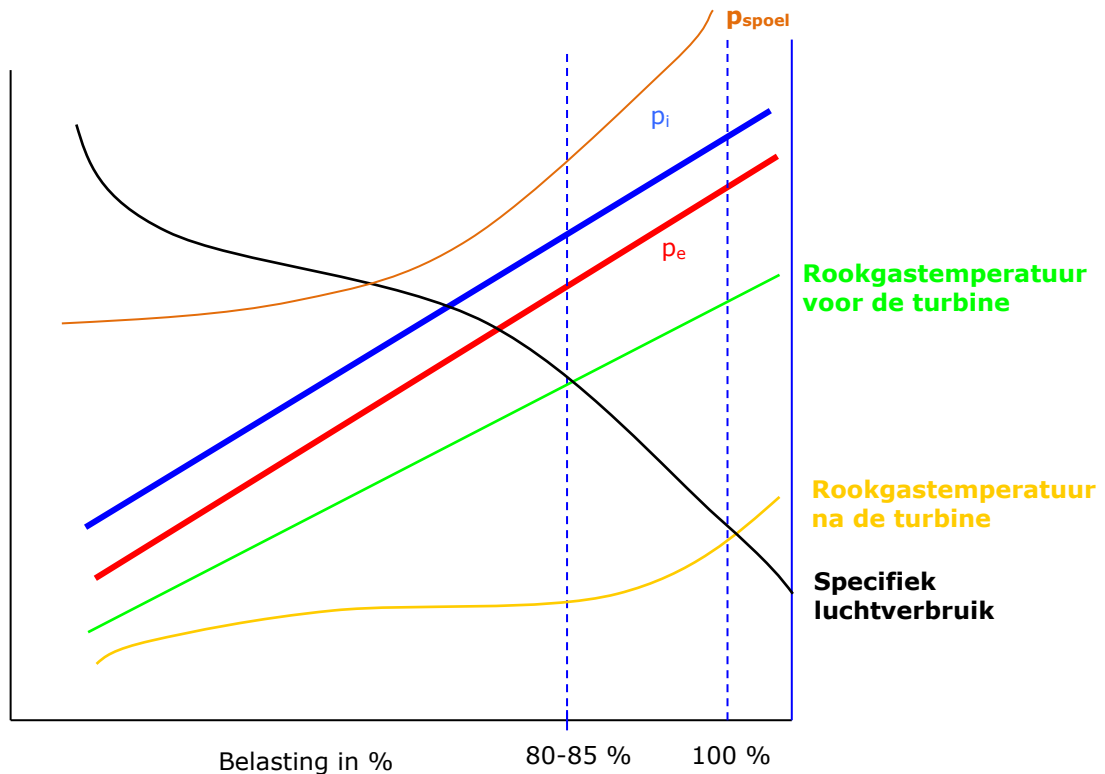


Afbeelding 4. Meer brandstof insputting bij het moderne dieselproces.

Bij meer brandstof inspuiten mogen we verwachten dat het grootste deel van de toename in het dieselgedeelte komt. (De verbranding gaat langer door nauwelijks hogere topdruk) $\Rightarrow$ Het rendement neemt af.

Op afbeelding 5 is weer een andere grafiek weergegeven. Hierin zijn de gastemperatuur voor en na de turbine opgenomen, tevens zijn de spoeldruk en het specifiek luchtverbruik weergegeven.

A4.4 Rookgas en luchttemperatuur



Afbeelding 5. Proefstandgrafiek.

Op afbeelding 5 is te zien dat, bij toenemende belasting, de spoeldruk toeneemt. Dit is als volgt te verklaren:

$$p_{sp} = p_g + p_w$$

De spoeldruk is de som van de gasdruk en de wrijvingsdruk. De gasdruk neemt bij toenemende belasting toe en de wrijvingsdruk is recht evenredig met de luchtsnelheid in het kwadraat. De luchtsnelheid neemt toe omdat de blower meer lucht gaat leveren, de afmeting van het spoellucht kanaal is uiteraard constant.

De uitlaatgassentemperatuur voor de turbine neemt toe. De luchtfactor blijft constant, daaruit volgt dat de verbranding langer duurt, het gevolg daarvan is dat de temperatuur dichterbij de uitlaat komt te liggen, dus de uitlaatgassentemperatuur voor de turbine neemt, bij toenemende belasting van de motor, toe.

De spoelluchttemperatuur neemt ook wat toe, omdat deze meer warmte opneemt.

Verder is in de afbeelding te zien dat er een vlak verloop in de uitlaatgassentemperatuur na de turbine is. De Δt over de turbine neemt toe. De turbine zit hier in zijn bedrijfsgebied, voor dit gebied is de turbine ontworpen en heeft hier dus het hoogste rendement.

Specifiek luchtverbruik ℓ_e :

Bij een dieselmotor is er lucht nodig voor de verbranding en om te spoelen en te koelen. Het specifiek luchtverbruik is dus de som van het specifiek luchtverbruik voor de verbranding en het specifiek luchtverbruik voor spoelen en koelen.

$$\ell_e = \ell_{e\text{ sp}} + \ell_{e\text{ verbr}}$$

Verder is het specifiek luchtverbruik het product van het specifiek brandstofverbruik, de luchtfactor en de massa lucht die theoretisch noodzakelijk is voor volledige verbranding.

$$\ell_{e\text{ verbr}} = b_e \cdot \lambda_v \cdot L_{th}$$

Uit bovenstaande vergelijking volgt dat deze "parallel" met het specifiek brandstofverbruik loopt. Verder zien we dat na 85 % belasting de uitlaatgassentemperatuur na de turbine op loopt, dus waarschijnlijk zal de luchtfactor (λ_v) afnemen en daardoor daalt het specifiek luchtverbruik (ℓ_e).

Het specifiek luchtverbruik om te spoelen is als volgt te definiëren:

$$\ell_{e\text{ spoel}} = \frac{\dot{m}\ell_{sp}}{P_e}$$

Het effectief vermogen neemt toe, verder is bekend dat de massa lucht benodigd om te spoelen onafhankelijk van het toerental van de motor is.

$$\dot{m}\ell_{sp} = \text{afhankelijk van } c\sqrt{\Delta p}$$

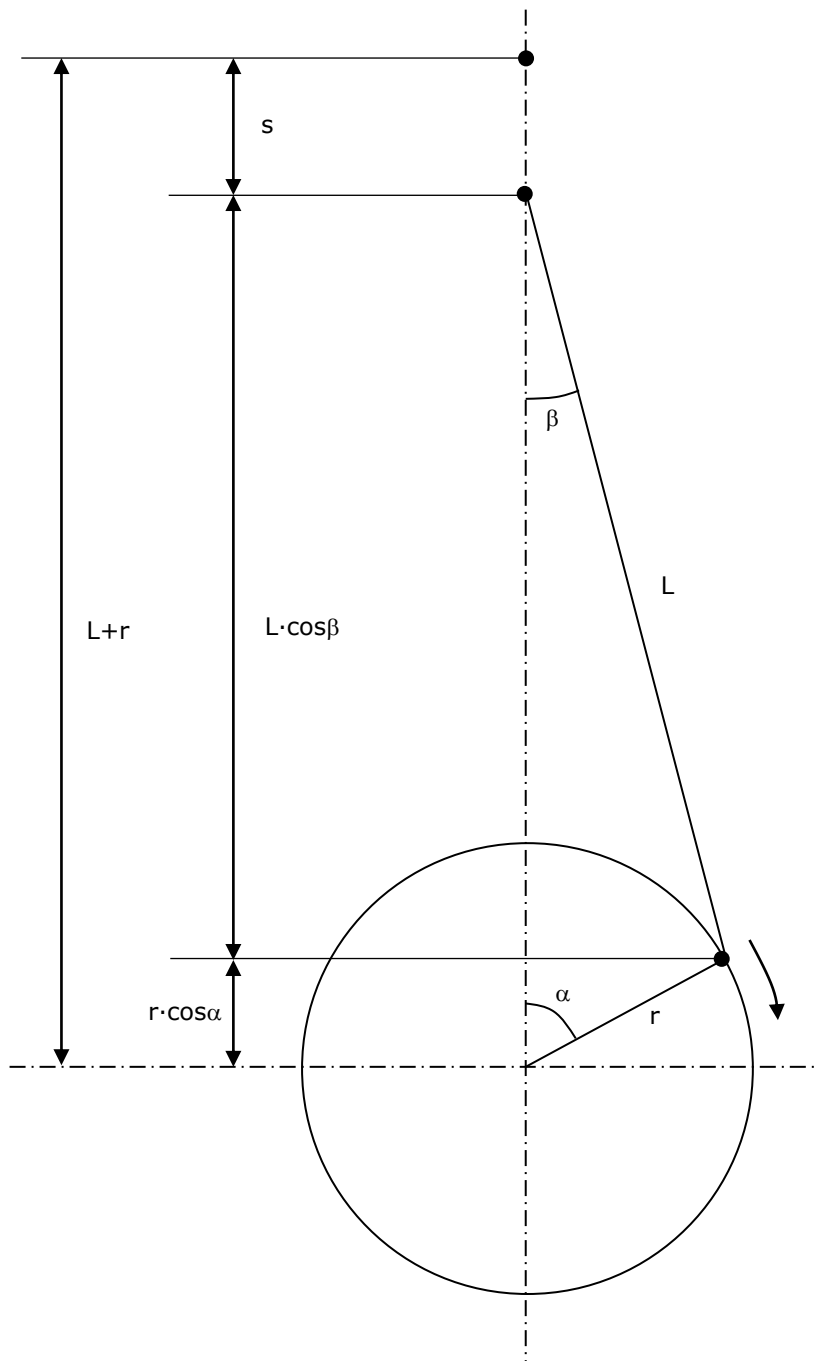
Daaruit volgt dan:

$$\ell_{e\text{ sp}} = \text{constant dalend.}$$

Appendix 5 Theoretische beschouwing van het motordrijfwerk

A5.1 Inleiding

Op afbeelding 1 is het motordrijfwerk weergegeven. Aan de hand van de tekening zullen we de afgelegde zuigerweg, de zuigersnelheid en de zuigerversnelling berekenen.



Afbeelding 1. Het motordrijfwerk.

s	: De afgelegde zuigerweg
L	: De drijfstanglengte
r	: De krukstraal
α	: De doorlopen krukhoek
β	: De hoek tussen de drijfstang en de hartlijn
v_z	: Zuigersnelheid
a_z	: Zuigerversnelling
ω	: Hoeksnelheid

A5.2 De afgelegde zuigerweg

$$s = r + L - (r \cdot \cos \alpha + L \cdot \cos \beta)$$

$$s = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L \cdot (1 - \cos \beta)$$

$$r \cdot \sin \alpha = L \cdot \sin \beta$$

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \sin \alpha$$

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \alpha}$$

$$\frac{r^2}{L^2} \cdot \sin^2 \alpha \text{ is de drijfstangfout}$$

$$\cos \beta = \left(1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \alpha \right)^{1/2}$$

$$\frac{r}{L} = \lambda$$

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2}$$

Dus geldt:

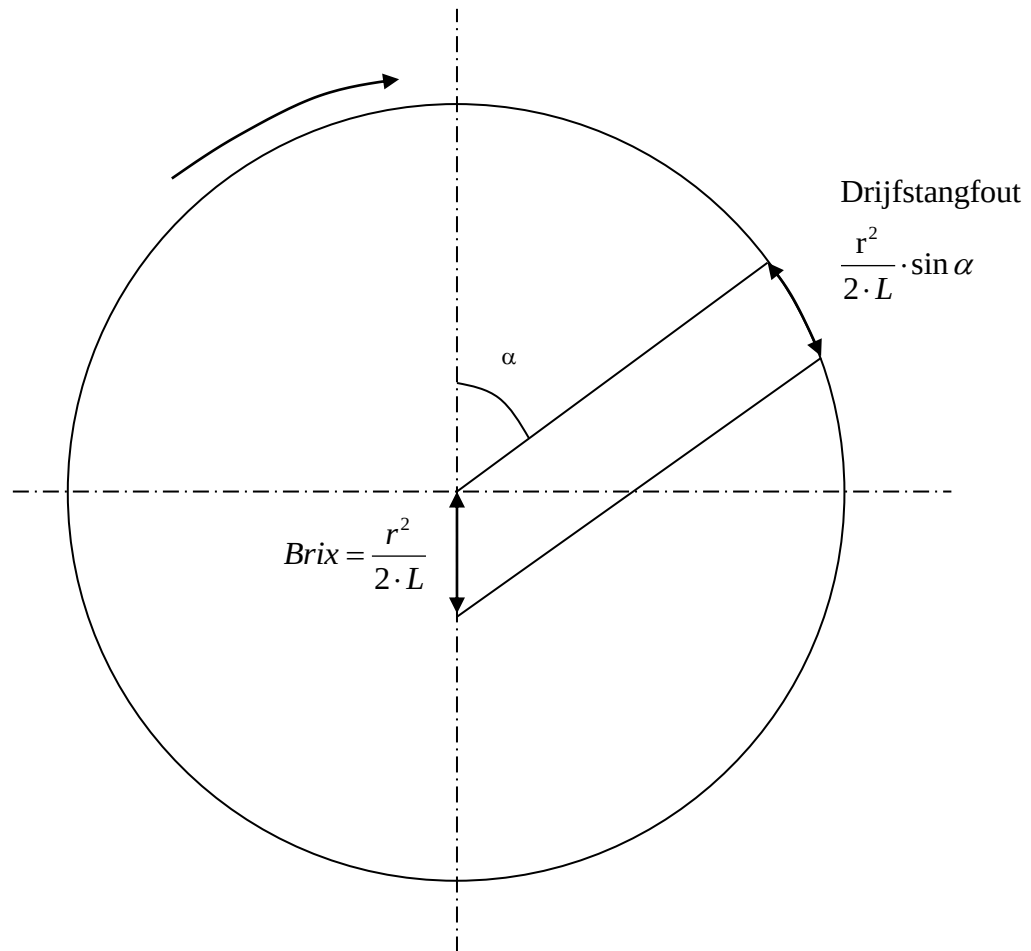
$$s = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2} \right) \right)$$

$$s = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L \cdot \left(1 - 1 + \frac{\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2} \right)$$

$$s = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \sin^2 \alpha}{L^2 \cdot 2} \right)$$

$$s = r \cdot (1 - \cos \alpha) + \frac{r^2}{2L} \cdot \sin^2 \alpha$$

$$\frac{r^2}{2L} = \text{Brixfactor}$$



Afbeelding 2. De brixfactor en de drijfstangfout.

A5.3 De zuigersnelheid

$$s = r \cdot (1 - \cos \alpha) + \frac{r^2}{2L} \cdot \sin^2 \alpha$$

$$v_z = \frac{ds}{dt}$$

$$\alpha = \omega \cdot t$$

$$d\alpha = \omega \cdot dt$$

$$dt = \frac{d\alpha}{\omega}$$

$$v_z = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \omega$$

$$v_z = \omega \cdot \left(r \cdot \sin \alpha + \frac{r^2}{2 \cdot L} \cdot 2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha \right)$$

$$v_z = \omega \cdot \left(r \cdot \sin \alpha + \frac{r^2}{2 \cdot L} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

$$v_z = \omega \cdot r \left(\sin \alpha + \frac{r}{2 \cdot L} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

A5.4 De zuigerversnelling

$$v_z = \omega \cdot r \left(\sin \alpha + \frac{r}{2L} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

$$a_z = \frac{dv_z}{dt}$$

$$a_z = \omega \cdot \frac{dv_z}{dt}$$

$$a_z = \omega^2 \cdot r \cdot \left(\cos \alpha + \frac{r}{L} \cdot \cos 2\alpha \right)$$

$$\lambda = \frac{r}{L}$$

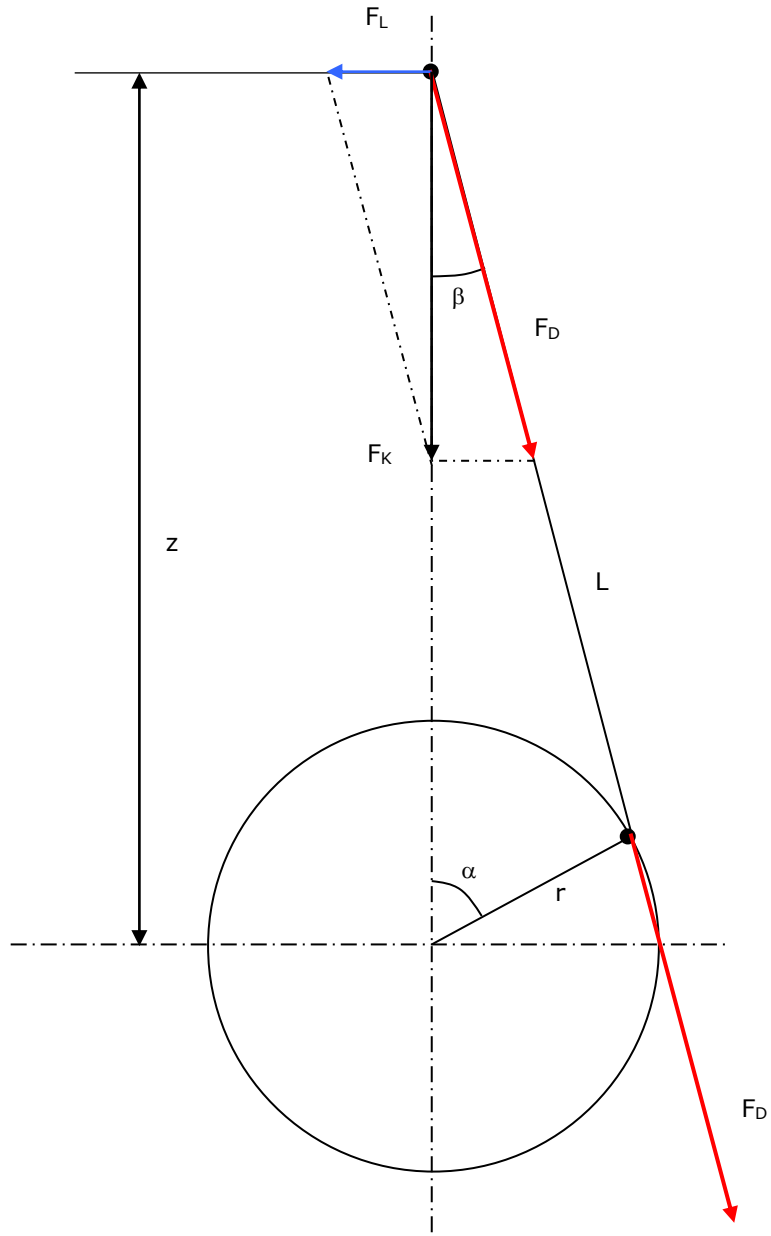
$$a_z = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

Bij snellopers geldt zonder de afleiding er bij te geven.:

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot \left(\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos 4\alpha \right)$$

A5.5 Krachten op het motordrijfwerk

Op afbeelding 3 is een schets weergegeven van het motordrijfwerk. Bij een kruishoofd motor grijpen de krachten F_L , F_K en F_D op de lijbaan. Is dit een trunkzuiger motor dan grijpen deze krachten aan op de zuigerpen.



Afbeelding 3. Krachten op het motordrijfwerk.

F_L	: De leibaankracht	[N]
F_d	: De drijfstangkracht	[N]
F_K	: De kruishoofdkracht	[N]
F_g	: De gaskracht	[N]
p_g	: De gasdruk in de cilinder	[N/m ²]
A_z	: Het zuigeroppervlak	[m ²]
m_r	: De massa van de roterende delen	[kg]
ω	: De hoeksnelheid	[rad/s]
G	: Gewichtskrachten	[N]
m_o	: De massa van de oscillerende delen	[kg]
F_o	: De oscillerende kracht	[N]

Gaskracht:

Dit is de kracht die wordt veroorzaakt door de gasdruk in de cilinder en eventueel de luchtdruk aan de andere zijde van de cilinder.

$$F_g = (p_g - p_l) \cdot A_z$$

Traagheidskracht, ook wel centripetale kracht genoemd

Dit zijn krachten die ontstaan als gevolg van beweging van massa's van roterende delen.

Massa's van de roterende delen (m_r):

- De krukpen
- De krukvang
- Het roterende deel van de drijfstang

$$F_r = m_r \cdot \omega^2 \cdot r$$

Oscillerende krachten:

Dit zijn krachten die ontstaan als gevolg van beweging van massa's van oscillerende delen.

$$F_o = m_o \cdot a_z = m_o \cdot \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

Massa's van de oscillerende delen (m_o):

- De zuigers plus eventueel koelmiddel
- De zuigerstang
- Bij kruishoofdmotoren, het kruishoofd.

Gewichtskrachten:

Op verschillende punten werken krachten die veroorzaakt worden door de gewichten van de diverse delen.

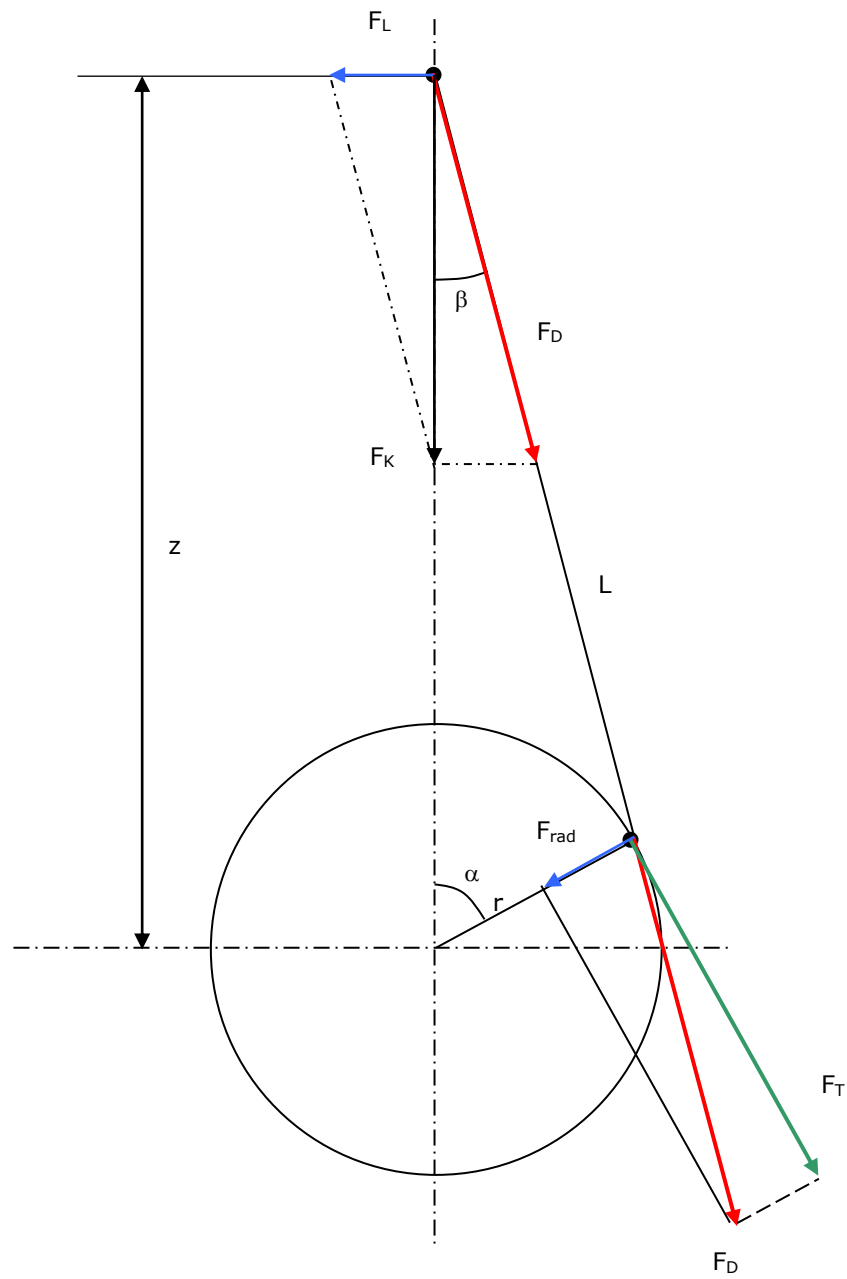
$$G = m \cdot g$$

$$F_k = F_g - F_o + G_o$$

Waarbij:

$$F_o = m_o \cdot a_z$$

$$G_o = m_o \cdot g$$



Afbeelding 4. Diverse krachten op het motordrijfwerk.

$$F_L = F_k \cdot \tan \beta$$

$$F_D = \frac{F_k}{\cos \beta}$$

$$F_T = F_D \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$F_T = F_{rad} \frac{\sin \alpha + \beta}{\cos \beta}$$

$$F_{rad} = F_D \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

$$F_{rad} = F_k \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

$$T_d = F_t \cdot r \quad \text{Dus } T_d = F_k \cdot r \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

en

$$P_{mom} = T_d \cdot \omega$$

In de bovenstaande formules is T_d het draaimoment. Het draaimoment van de motor wordt opgeheven door de schroef.

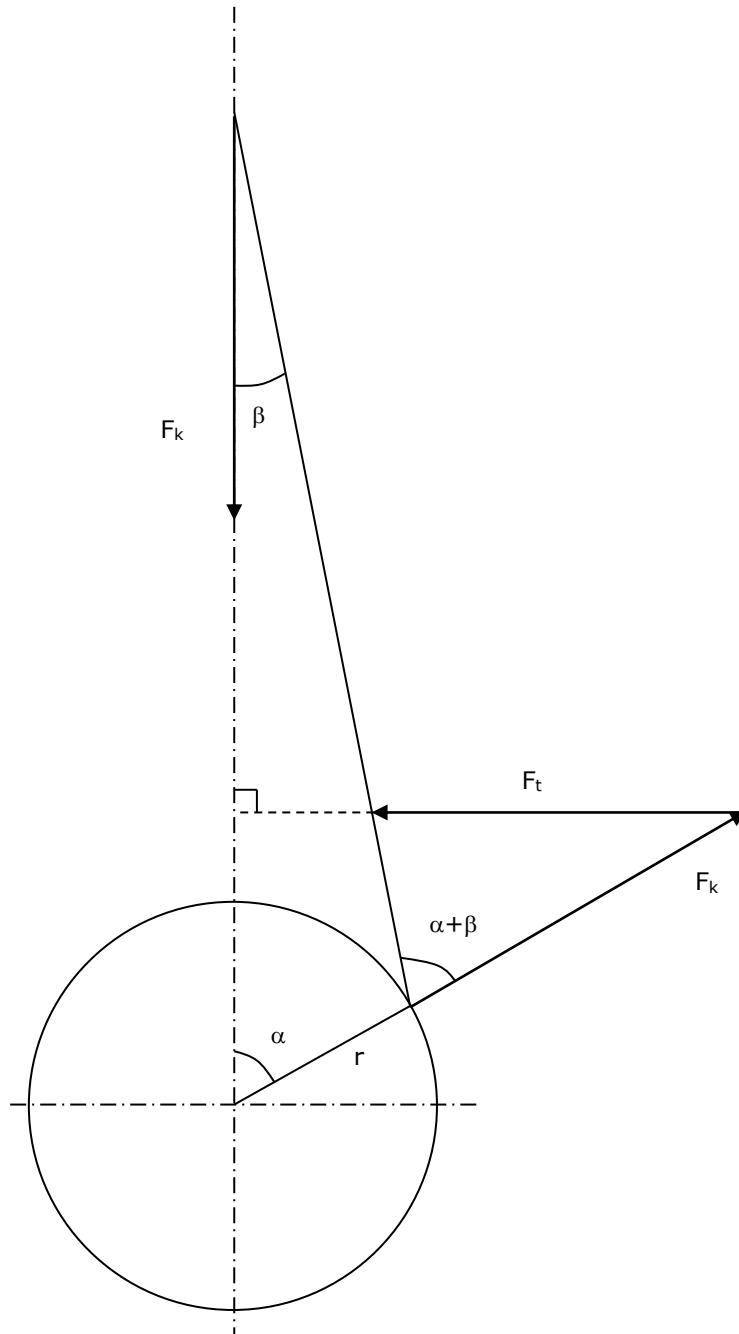
Verder geldt er voor het kantelmoment:

$$T_K = F_L \cdot z$$

Het kantelmoment van de motor wordt opgevangen door de fundatiebouten.

A5.5.1 Grafische bepaling van de tangentialkracht

De Tangentialkracht F_t kan ook grafisch bepaald worden, een van de manieren is de constructie van Tolle. Als de Kruishoofdkracht F_k bekend is, wordt deze met de kruk mee afgezet. Van F_k nu een lijn loodrecht op de hartlijn projecteren. Het snijpunt met de drijfstaaf geeft nu de lengte, dus de grootte, van F_t aan. Zie afbeelding 5.



Afbeelding 5. Constructie van Tolle, bepaling tangentialkracht.

A5.6 Voorbeeld

Van een vierslag trunkzuiger voortstuwingsmotor die een niet-verstelbare schroef aandrijft is bekend:

de cilinderdiameter	$d = 0,41 \text{ m}$
de zuigerslag	$s = 0,47 \text{ m}$
de rotatiefrequentie bij vollast	$n = 10 \text{ Hz}$
de verhouding kruk/drijfstanglengte	$\lambda = 1/4,5$
de osillerende massa per cilinder	$m_o = 400 \text{ kg}$
de herleide roterende drijfstangmassa per cilinder	$m_r = 300 \text{ kg}$
de zwaarteveldsterkte	$g = 10 \text{ N/kg}$
bij 20 krukgraden ná top tijdens de arbeidsslag is de gasdruk maximaal en bedraagt	12 MPa
$a_z = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$	

Gevraagd voor 20 krukgraden ná top:

- Construeer en bepaal de resulterende kracht op de krukpen, dit is de samengestelde kracht uit F_d en F_{rot} . (Neem voor de constructie de kruk lengte 30 mm en de krachtschaal $1 \text{ MN} \triangleq 50 \text{ mm}$)
- Als door "zwaar draaien" de rotatiefrequentie daalt tot 80% van vollast en inspuiting en verbrandingsdruk constant worden geacht, hoe groot is dan de resulterende kracht op de krukpen? (Neem dezelfde schalen als bij a.)

Oplossing:

a.

$$F_k = F_g + m_o \cdot g - F_o$$

$$F_k = 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,41^2 + 400 \cdot 10 - 400 \cdot (2\pi \cdot 10)^2 \cdot \frac{0,47}{2} \cdot \left(\cos 20 + \frac{1}{4,5} \cdot \cos 40 \right)$$

$$F_k = 1,176 \text{ MN} = 58,82 \text{ mm}$$

$$r \cdot \sin \alpha = L \cdot \sin \beta$$

$$\sin \beta = \frac{1}{4,5} \cdot \sin 20$$

$$\sin \beta = 0,076$$

$$\beta = 4,35$$

$$F_D = \frac{F_k}{\cos \beta} = 1,1798 \text{ MN} = 58,99 \text{ mm}$$

$$F_{rad} = 300 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 10)^2 \cdot \frac{0,47}{2}$$

$$F_{rad} = 278322,8 \text{ N}$$

$$F_{rad} = 13,91 \text{ mm}$$

Uit opmeten volgt dan:

$$F_{\ell} = 48 \text{ mm}$$

$$F_{\ell} = 0,96 \text{ MN}$$

b.

$$F_k = F_g + m_o \cdot g - F_o$$

$$F_k = 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,41^2 + 400 \cdot 10 - 400 \cdot (2\pi \cdot 8)^2 \cdot \frac{0,47}{2} \cdot \left(\cos 20 + \frac{1}{4,5} \cdot \cos 40 \right)$$

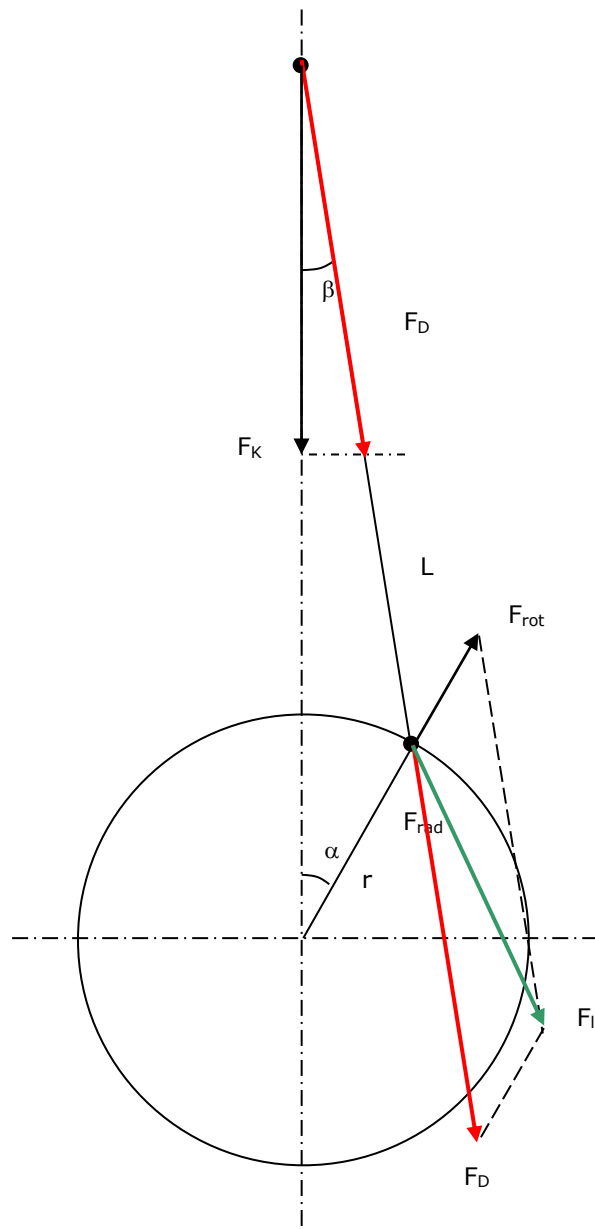
$$F_k = 1,3246 \text{ MN} \hat{=} 66,23 \text{ mm}$$

$$F_D = 1,3285 \text{ MN} \hat{=} 66,42 \text{ mm}$$

Uit opmeten volgt:

$$F_{\ell} = 55 \text{ mm} \Rightarrow 1,12 \text{ MN}$$

$$F_{rot_2} = 178,13 \text{ kN}$$



A5.7 Het vliegwiel

Het doel van het vliegwiel:

Het vliegwiel houdt variaties van de hoeksnelheid (toerental) van de krukas binnen bepaalde grenzen. Hiervoor is een bepaalde massa traagheid benodigd.

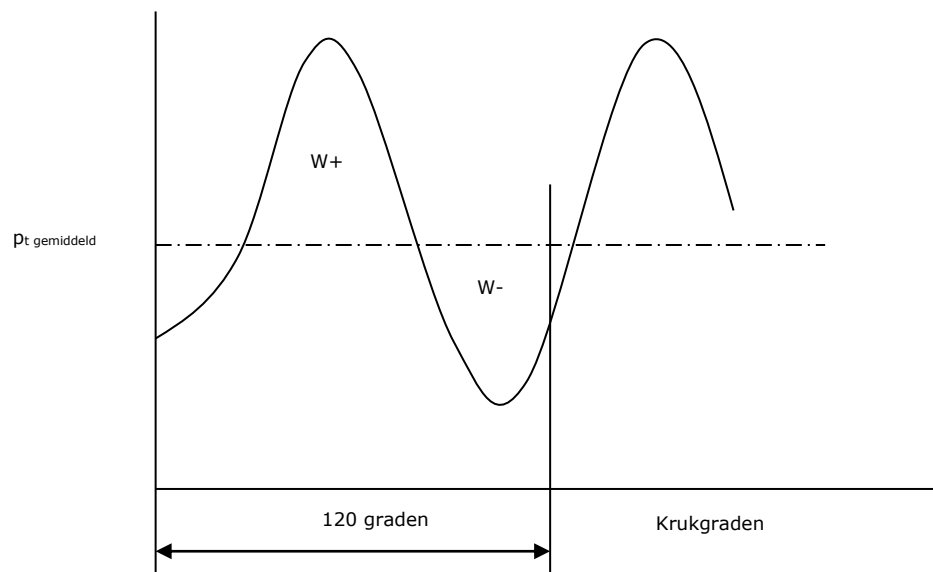
T_d	: Het draaimoment	[Nm]
F_t	: De tangentialkracht	[N]
r	: De krukstraal	[m]
A_z	: Het zuigeroppervlak	[m ²]
p_t	: De Tangentialdruk	[N/m ²]
W_{proces}	: De arbeid die per proces wordt geleverd	[Nm]

$$T_d = F_t \cdot r$$

$$F_t = p_t \cdot A_z$$

$$T_d = p_t \cdot A_z \cdot r$$

$$A_z \cdot r = \text{constant}$$



Dus:

$$T_d = p_t \cdot A_z \cdot r$$

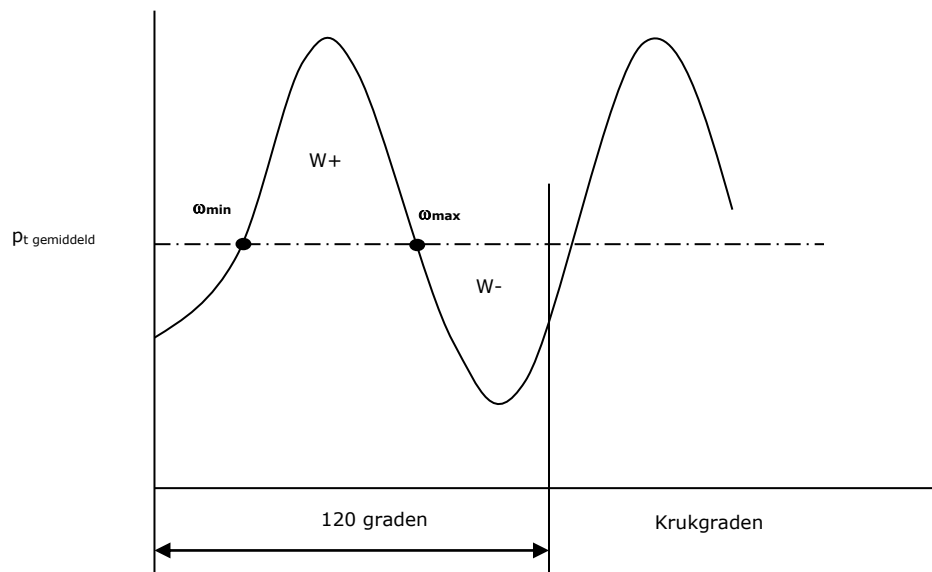
$$T_{d\text{ gem}} \cdot 4\pi = W_{\text{proces}}$$

$$(720^\circ = 4\pi \text{ rad})$$

$$(120^\circ = \frac{4}{6}\pi \text{ rad})$$

Dus over 120°:

$$W_{120} = \frac{4}{6}\pi \cdot T_{d\text{ gem}}$$



$$W_1 = \frac{1}{2} J_r \cdot \omega_{min}^2$$

$$W_2 = \frac{1}{2} \cdot J_r \cdot \omega_{max}^2$$

$$W_{1-2} = \frac{1}{2} \cdot J_r \cdot (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)$$

$$W_{1-2} = \frac{1}{2} \cdot J_r \cdot (\omega_{max} + \omega_{min}) \cdot (\omega_{max} - \omega_{min})$$

$$\omega_m = \text{gemiddelde hoeksnelheid}$$

A5.7.1 Graad van oneenparigheid

δ = graad van oneenparigheid

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}$$

$$W_{1-2} = J \cdot \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min}) \cdot (\omega_{\max} - \omega_{\min})}{2}$$

Dus geldt:

$$W_{1-2} = J \cdot \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \cdot \omega_m \cdot \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$$

Ongeveer is het:

$$\frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \approx \omega_m$$

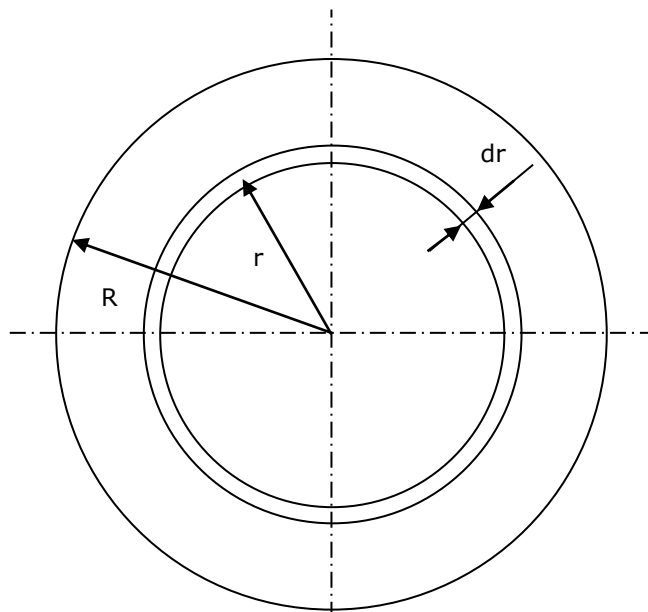
Dus:

$$W_{1-2} = J \cdot \delta \cdot \omega_m^2$$

Scheepsschroeven: $\delta = \frac{1}{20}$ (eigen massa hoog!)

Gelijkstroomgenerator: $\delta = \frac{1}{100} - \frac{1}{200}$

Draaistroomgenerator: $\delta = \frac{1}{300}$

A5.8 De massa traagheid van een massief vliegwiel

De dikte van het vliegwiel bedraagt b [m].

De soortelijke massa van het materiaal bedraagt ρ [kg/m³]

De oppervlakte van de schijf bedraagt

$$O_{pp} = \pi \left((R + dr)^2 - R^2 \right)$$

$$O_{pp} = \pi \cdot (R^2 + 2 \cdot R \cdot dr + dr^2 - R^2)$$

$$O_{pp} = \pi \cdot (2 \cdot R \cdot dr + dr^2)$$

$$O_{pp} = \pi \cdot dr \cdot (2 \cdot R + dr)$$

$$O_{pp} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot dr + \pi \cdot dr^2$$

$$\pi \cdot dr^2 = 0$$

$$O_{pp} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot dr$$

Voor een heel klein deel van de massa (dm) geldt:

$$dm = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot dr \cdot b \cdot \rho$$

$$J = \int R^2 \cdot dm$$

$$J = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho \cdot \int_0^r R^3 \cdot dr$$

$$J = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho \cdot \frac{1}{4} \cdot R^4$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot b \cdot \rho \cdot R^4$$

$$massa = \pi \cdot R^2 \cdot b \cdot \rho$$

Daaruit volgt:

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot R^2 \quad [kgm^2]$$

A5.8.1 De massatraagheid van een ringvormig vliegwiel

Op dezelfde manier als hierboven kan worden afgeleid dat voor de massatraagheid van een ringvormig vliegwiel, met buitenstraal R_1 en binnenstraal R_2 geldt:

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R_1^2 + R_2^2) \quad [kgm^2]$$

A5.9 Voorbeeld

Bij deze opgave behoort bijlage 1, voorstellende een deel van een tangentiële druk/krukwegdiagram van een 3-cilindermotor. Omdat er een vast verband bestaat tussen tangentiële druk en tangentiële kracht is dit diagram tevens een tangentiële kracht/krukwegdiagram.

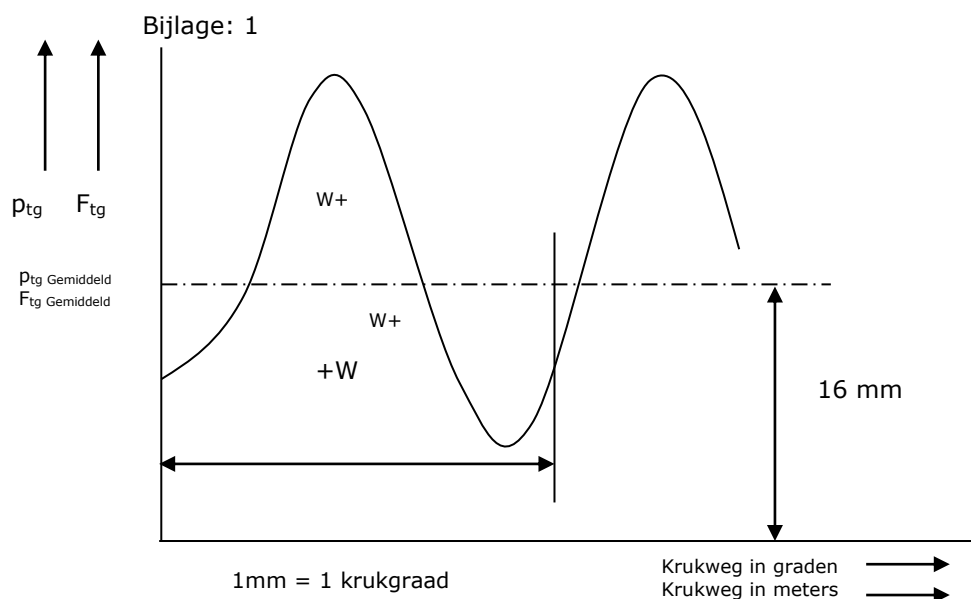
Van deze tweeslagmotor is verder bekend:

het aantal cilinders	$z = 3$
de cilinderdiameter	$d = 0,19 \text{ m}$
de zuigerslag	$s = 0,35 \text{ m}$
de rotatiefrequentie	$n = 10 \text{ Hz}$
de gemiddelde geïndiceerde druk	$p_1 = 1,56 \text{ MPa}$
het massatraagheidsmoment van de motor (zonder vliegwiel) ten opzichte van de hartlijn van de krukas	$I_m = 40 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
het massatraagheidsmoment van de aangedreven generator	$I_g = 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
de gemeten oppervlakte van het arbeidsoverschot	$+W = 1920 \text{ mm}^2$

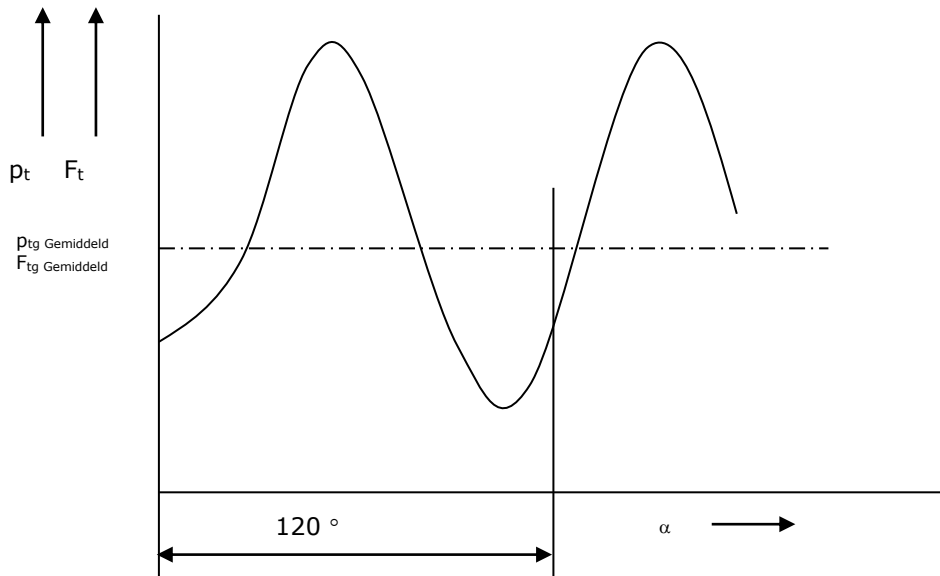
De overige gegevens kunnen in het diagram worden opgemeten.

Gevraagd:

- Wat is het vaste verband tussen tangentiële druk en tangentiële kracht?
- Bepaal de horizontale schaalwaarde in krukgraden/mm en in meterkrukweg/mm.
- Bepaal de verticale schaalwaarde voor de tangentiële druk in kPa/mm en de verticale schaalwaarde voor de tangentiële kracht in kN/mm.
- Bepaal het arbeidsoverschot in kJ. Indien dit antwoord niet kan worden gevonden, neem dan de waarde voor $+W=6\text{kJ}$.
- Bereken het massatraagheidsmoment van een eventueel vliegwiel, als de motor een draaistroomgenerator moet aandrijven. De vereiste oneenparigheidsgraad δ is 0,3%.



Oplossing:



a. $p_t = \frac{F_t}{A_z}$ dus A_z is het vaste verband

b. Uit het diagram blijkt $120^\circ \triangleq 120 \text{ mm}$.

Dus $1^\circ \triangleq 1 \text{ mm}$

1 meter krukweg $\triangleq ?$

$$120^\circ \triangleq \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r = \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{0,35}{2} = 0,3665 \text{ m}$$

$$120 \text{ mm} \triangleq 0,3665$$

$$1 \text{ mm} \triangleq 2 \cdot \pi \cdot \frac{0,35}{2} \cdot \frac{1}{360} = 3,05 \cdot 10^{-3} \text{ mtr}$$

$$1 \text{ meter krukweg} \triangleq 327 \text{ mm}$$

c.

$$+W = 1920 \text{ mm}^2 = 120 \cdot F_{tgem}$$

$$F_{tgem} \triangleq 16 \text{ mm}$$

$$p_{tgem} \triangleq 16 \text{ mm}$$

$$p_{tgem} = \frac{p_i \cdot \eta_m \cdot z}{\pi} \quad \text{stel } \eta_{mech} = 100\%$$

$$p_{tgem} = \frac{1,56 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 3}{\pi} = 1489690 \text{ N} / \text{m}^2$$

$$1489690 \text{ N} / \text{m}^2 \triangleq 16 \text{ mm}$$

$$1 \text{ mm} \triangleq 93 \text{ kN} / \text{m}^2$$

$$F_{tgem} = p_{tg} \cdot A_z = 1489690 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,19^2 = 42236,99$$

$$42237 \text{ N} \hat{=} 16 \text{ mm}$$

$$1 \text{ mm} \hat{=} 2,63 \text{ kN}$$

d.

$$+W = 1920 \text{ mm}^2 = 1920 \cdot 2,63 \cdot 3,05 \cdot 10^{-3} = 15,45 \text{ kNm}$$

e.

$$+W = J_{tot} \cdot \delta \cdot \omega^2$$

$$15450 = J_{tot} \cdot \frac{0,3}{100} \cdot (2\pi \cdot 10)^2$$

$$J_{tot} = 1305 \text{ kgm}^2$$

$$J_v = 1305 - 200 - 40$$

$$J_v = 1065 \text{ kgm}^2$$

Appendix 6 Warmtespanning in de voering

A6.1 Afleiding van de formules van Thimo Shenko

Cilindervoeringen van motoren moeten weerstand kunnen bieden aan verbrandingsdrukken tot circa 200 bar. De optredende warmtespanningen als gevolg van temperatuurverschillen tussen binnenzijde en buitenzijde van de voering, moeten binnen redelijke grenzen liggen. Het slagvolume van een motor en de in te spuiten hoeveelheid brandstof, ofwel de bij de verbranding ontwikkelde warmte is recht evenredig met D^3 , bij gelijkblijvende drukken en luchtfactor. Het oppervlak van de voering dat gekoeld moet worden, is recht evenredig met D^2 , dus naarmate de cilinderdiameter toeneemt, zal de ontwikkelde warmte verhoudingsgewijs sterker toenemen dan het wandoppervlak waaraan een deel van deze warmte wordt afgestaan. De genoemde factoren bepalen hierdoor de maximale diameter van de voering. De maximale diameter bedraagt circa 1 meter.

F	: De kracht	[N]
ℓ	: De originele lengte	[m]
A	: De oppervlakte van het materiaal	[m ²]
E	: De elasticiteitsmodulus	[N/m ²]
ε	: De specifieke rek	

Volgens de wet van Hooke geldt:

$$\Delta\ell = \frac{F \cdot \ell}{A \cdot E}$$

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\frac{\Delta\ell}{\ell} = \sigma \cdot \frac{1}{E}$$

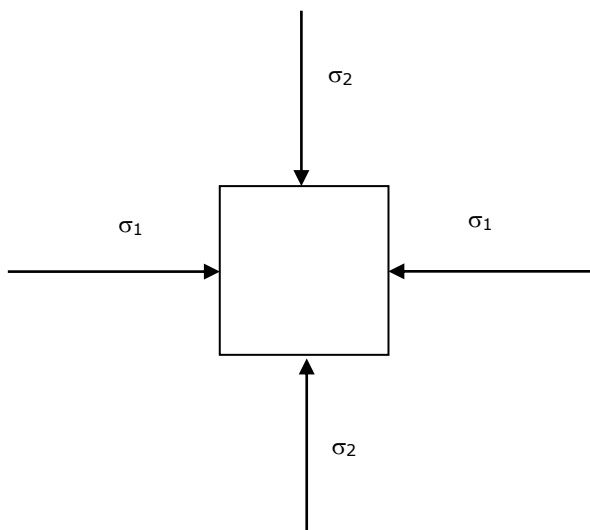
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\Delta\ell}{\ell}$$

Een staaf waarop een drukkracht werkt, zie afbeelding 1, zal een specifieke lengtevermindering ondergaan die gevonden kan worden door de drukspanning te delen door de elasticiteitsmodulus van het materiaal. De toegepaste mechanica leert ons dat wanneer een materiaaldeel, van eenheidsafmeting, tweezijdig op druk wordt belast een specifieke lengtevermindering zal ondergaan in de richting van σ_1 die gelijk is aan:

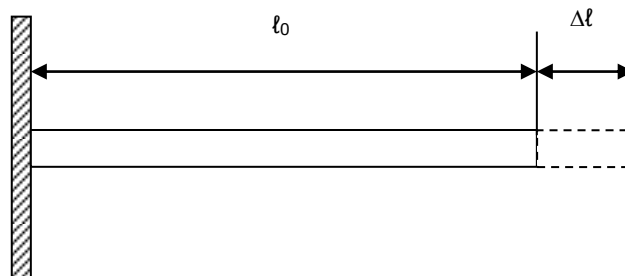
$$\varepsilon = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{1}{m} \cdot \frac{\sigma_2}{E}$$

$$\frac{1}{m} = \mu \text{ constante van Poisson}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \cdot (1 - \mu) \text{ als } \sigma_1 = \sigma_2$$



Afbeelding 1. Staaf met drukbelasting.



Afbeelding 2. Aan één zijde ingeklemde staaf.

Wanneer een aan één zijde ingeklemde staaf, uitgaande van een gegeven temperatuur t_1 , tot een temperatuur t_2 wordt verhit, dan geldt voor de uitzetting:

$$\Delta \ell = \ell_o \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

$$\frac{\Delta \ell}{\ell_o} = \varepsilon = \alpha \cdot \Delta t$$

Waarin α de lineaire uitzettingscoëfficiënt voorstelt in $\text{m}/^\circ\text{C}$.

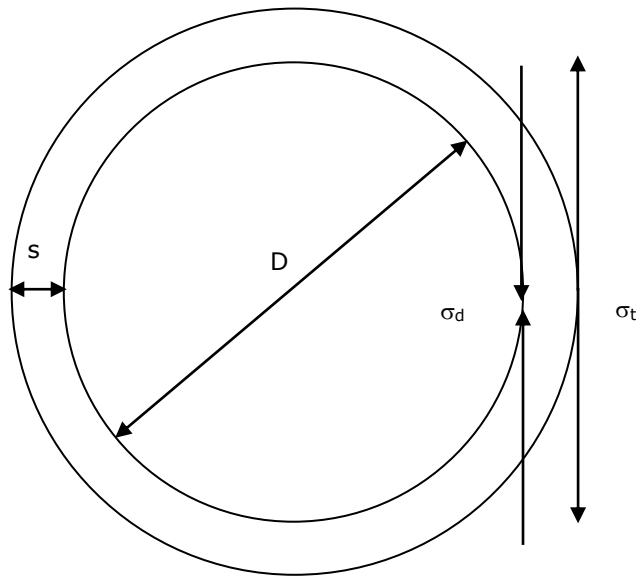
We gaan de staaf zodanig inklemmen dat uitzetting ten gevolge van Δt onmogelijk is. Er zal dan zowel horizontaal als verticaal een drukspanning ontstaan die de uitzetting juist opheft. Dan geldt:

$$\frac{\sigma}{E} \cdot (1 - \mu) = \alpha \cdot \Delta t$$

$$\sigma = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \mu} \cdot \Delta t$$

De warmtespanning in een voering kan men zich als volgt voorstellen: De voering wordt eerst in zijn geheel verhit tot 160°C de voering is dan volkomen spanningsvrij. Wordt nu de binnenomtrek 60°C verhit en de buitenomtrek 60 °C afgekoeld dan hebben de buiten- en binnenomtrek ten aanzien van de hartcirkel een Δt gekregen van:

$$\Delta t = \frac{t_i - t_u}{2} \text{ } ^\circ\text{C}$$



Afbeelding 3. Warmtespanning in een voering.

De specifieke verlenging aan de binnenomtrek zou dan moeten bedragen:

$$\varepsilon = \alpha \cdot \frac{t_i - t_u}{2}$$

Omdat de omtrek over het hart van de cirkel niet veranderd, kan deze specifieke verlenging ε niet optreden en wordt dus teniet gedaan door een drukspanning in tangentiële richting, die een even grote lengtevermindering ε veroorzaakt van:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_d}{E} \cdot (1 - \mu)$$

$$\sigma_{dinw} = \frac{\alpha \cdot E}{2(1 - \mu)} \cdot (t_i - t_u) \text{ [N / m}^2\text{]}$$

Voor de buitenkant geldt hetzelfde, alleen hebben we hier te maken met een trekspanning:

$$\sigma_{tu} = \frac{\alpha \cdot E}{2(1 - \mu)} \cdot (t_i - t_u) \text{ [N / m}^2\text{]}$$

Let op: Bij de afleiding is gebruik gemaakt van de wet van Hooke, die voor gietijzer niet gebruikt mag worden.

Daarom is het nodig een correctiefactor in te voeren en deze luidt:

$$\left(1 \pm \frac{2s}{3D}\right) \quad (s = \text{dikte voering})$$

Zodat deze formules overgaan in:

$$\sigma_{ti} = \frac{\alpha \cdot E}{2(1-\mu)} \cdot (t_i - t_u) \cdot \left(1 + \frac{2s}{3D}\right)$$

$$\sigma_{tu} = \frac{\alpha \cdot E}{2(1-\mu)} \cdot (t_i - t_u) \cdot \left(1 - \frac{2s}{3D}\right)$$

Deze vergelijkingen zijn bekend als de formules van Thimo Shenko.

Voor gietijzer geldt bij benadering:

$$\begin{aligned} \alpha &: 0,000011 \text{ m/}^\circ\text{C} \\ E &: 10^5 \text{ MN/m}^2 \\ \mu &: 0,25 \end{aligned}$$

Uit de warmteleer is bekend:

$$q_w = \lambda \cdot \frac{t_i - t_u}{s} \quad [W / m^2]$$

Voor een gegeven warmtebelasting geldt dus:

$$t_i - t_u = c \cdot s$$

Waarin c nu een constante voorstelt.

Dus de formule wordt:

$$\sigma_{di} = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1-\mu)} \cdot c \cdot s \cdot \left(1 + \frac{2s}{3D}\right)$$

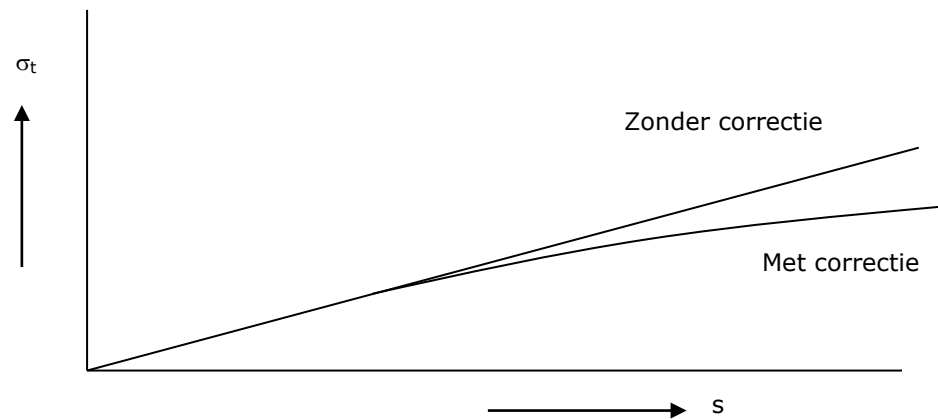
$$\sigma_{tu} = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1-\mu)} \cdot c \cdot s \cdot \left(1 - \frac{2s}{3D}\right)$$

En met verwaarlozing van de correctiefactor:

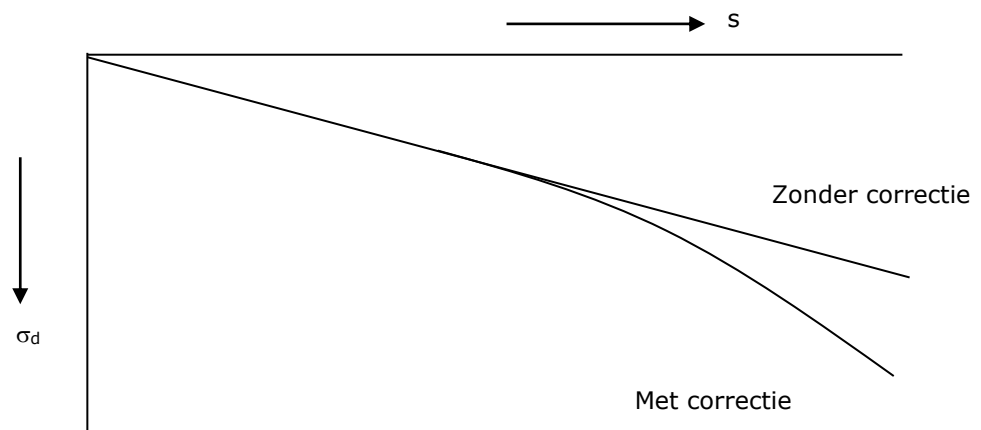
$$\sigma_{di} = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1-\mu)} \cdot c \cdot s$$

$$\sigma_{tu} = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1-\mu)} \cdot c \cdot s$$

Met andere woorden de warmtespanning is recht evenredig met de voeringdikte. Let wel: dat de constante c voor *elke* warmtebelasting een *andere* waarde heeft en hiermee recht evenredig is, dus de warmtespanning is ook recht evenredig met de warmtebelasting. Zie hiervoor afbeelding 4 en 5.



Afbeelding 4. Trekspanning als functie van de wanddikte s .

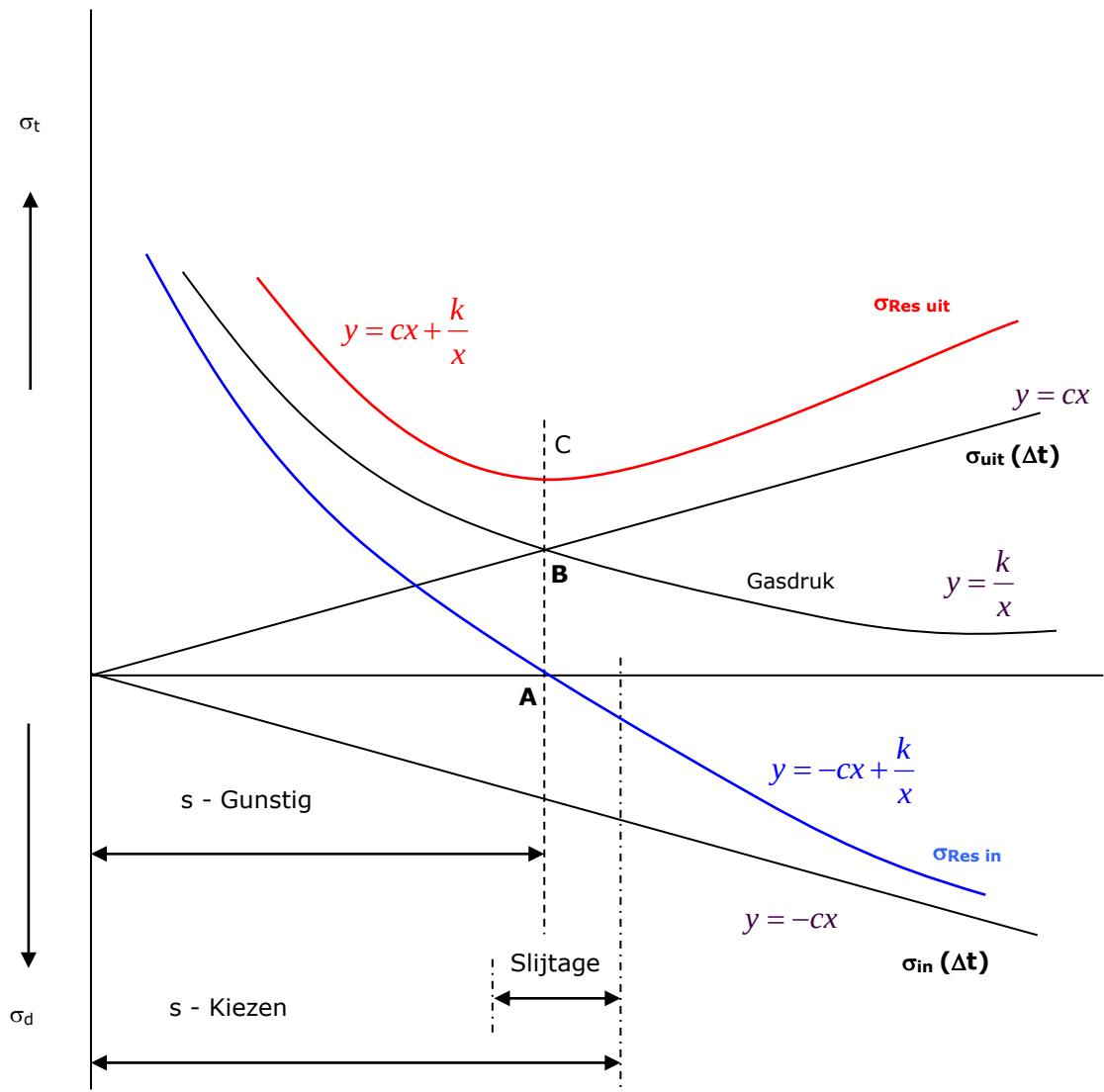


Afbeelding 5. Drukpanning als functie van de wanddikte s .

Dan komt er nog een tangentiële spanning bij ten gevolge van de gasdruk:

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2 \cdot s}$$

$$\sigma_t = \frac{c}{s} \text{ oftewel } \sigma_t \cdot s = \text{constant (hyperbool)}$$



Afbeelding 6. Grafiek voor bepaling voeringdikte.

Voor de punten A, B en C kunnen we de volgende vergelijkingen noteren:

$$\frac{k}{x} - c \cdot x = 0$$

A:

$$\frac{k}{x} = c \cdot x$$

$$x = \sqrt{\frac{k}{c}}$$

B:

$$c \cdot x = \frac{k}{x}$$

$$x = \sqrt{\frac{k}{c}}$$

C:

$$cx + \frac{k}{x} = y$$

$$y' = 0$$

$$cx + kx^{-1} = y$$

$$c + k - 1x^{-2} = 0$$

$$c - \frac{k}{x^2} = 0 \Rightarrow x = \sqrt{\frac{k}{c}}$$

A6.2 Voorbeeld

Tijdens bedrijf krijgt de bovenste rand van de cilindervoering van een scheepsdieselmotor de volgende spanningen te verwerken:

- warmtespanning ten gevolge van verschil in temperatuur:

$$\sigma_u = 780 \cdot \delta \text{ MN/m}^2$$

$$\sigma_i = 780 \cdot \delta \text{ MN/m}^2 \text{ waarbij } \delta = \text{voeringdikte in m}$$

- gasspanning ten gevolge van verschil in druk,

$$\sigma_{gas} = 4,60 / \delta \text{ MN/m}^2$$

Gevraagd:

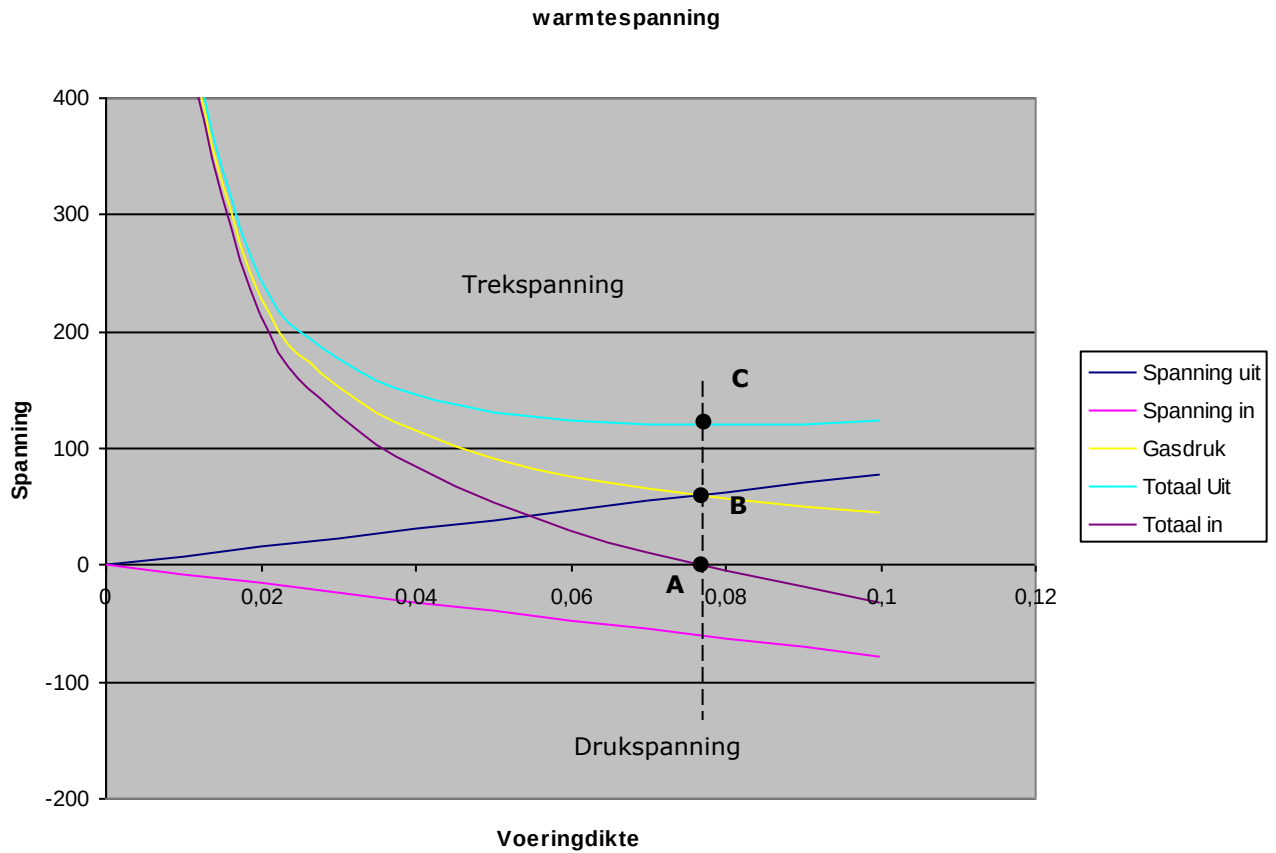
- Geef in een diagram het verloop van deze spanningen en de totale spanningen grafisch (als functie van de voeringdikte δ) aan. (Neem de lengte van de assen 100 mm; schaal verticaal : $25 \text{ MN/m}^2 \triangleq 10 \text{ mm}$; schaal horizontaal: ware grootte).
- Bepaal grafisch en door berekening de laagste totale spanning aan binnen en buitenzijde. Geef aan of dit trek of drukspanningen zijn.
- Welke voeringdikte behoort bij deze laagste totale spanningen?
- Verklaar de uitvoering en het principe van "bore-cooling".
- Teken nogmaals het diagram van vraag a, maar nu zonder lijnen van totale spanningen. Geef, ter verklaring van vraag d, hierin aan wat de maximale spanningen zijn, als de voeringdikte 100 mm en de afstand van de koelkanalen tot de binnenzijde 30 mm is.
Hoe groot is nu de totale spanning? Geef aan, of dit trek of drukspanning is.

Oplossing:

- σ_u is een trekspanning
 σ_i is een drukspanning

De lijn σ_u wordt gevonden door 780 met de voeringdikte te vermenigvuldigen. Voor σ_i geldt dat deze gevonden wordt door – 780 met de voeringdikte te vermenigvuldigen. Voor beiden geldt dat één punt volstaat (lineair) voor de spanning als gevolg van de gasdruk geldt dat deze gevonden wordt door het getal 4,6 delen door de voeringdikte.

Voeringdikte δ [m]	$\sigma_u = 780 \delta$ [MN/m ²]	$\sigma_i = -780 \delta$ [MN/m ²]	$\sigma_{gas} = 4,6/\delta$ [MN/m ²]
0	0	0	∞
0,01			460 MN/m ² $\triangleq$ 184 mm
0,02			230 MN/m ² $\triangleq$ 92 mm
0,03			153 MN/m ² $\triangleq$ 61 mm
0,04			115 MN/m ² $\triangleq$ 46 mm
0,05	39 MN/m ² $\triangleq$ 15,6 mm	39 MN/m ² $\triangleq$ 15,6 mm	92 MN/m ² $\triangleq$ 36,8 mm
0,06			76,6 MN/m ² $\triangleq$ 30,6 mm
0,07			65,7 MN/m ² $\triangleq$ 26,2 mm
0,08			57,5 MN/m ² $\triangleq$ 23 mm
0,09			51,1 MN/m ² $\triangleq$ 20,4 mm
0,10			46 MN/m ² $\triangleq$ 18,4 mm



- b. De totale spanning volgt uit: $\sigma_{tot} = \sigma_u + \sigma_{gas}$
 $\sigma_{tot} = 24 \text{ mm} + 24 \text{ mm} = 48 \text{ mm} \hat{=} 120 \text{ MN/m}^2$ grafisch, dit is
 uitwendig dus een trekspanning; punt C

Totale spanning inwendig:

$$\sigma_i + \sigma_g = -24 \text{ mm} + 24 \text{ mm} = 0$$

Drukspanning: punt A

c.

$$\sigma_g = \sigma_u$$

$$\frac{4,6}{\delta} = 780 \cdot \delta$$

$$\delta^2 = \frac{4,6}{780}$$

$$\delta = \sqrt{\frac{4,6}{780}} = 0,076 \text{ m}$$

- d. Bij bore-cooling is de wanddikte relatief dus het koude gedeelte zit dicht bij het hete gedeelte in de voering.
Aangezien de wand "dunner" is zal de optredende spanning als gevolg van temperatuur laag zijn, immers er geldt:

$$\sigma_{temp} = 780 \cdot \delta$$

- e. Bij 0,03 m wordt $\sigma_u = 780 \cdot 0,03 = 23,4 \text{ MN} / \text{m}^2$ en deze blijft verder constant, ook bij toenemende voeringdikte.
Bij een voeringdikte van 0,076 m hoort een gasspanning van:

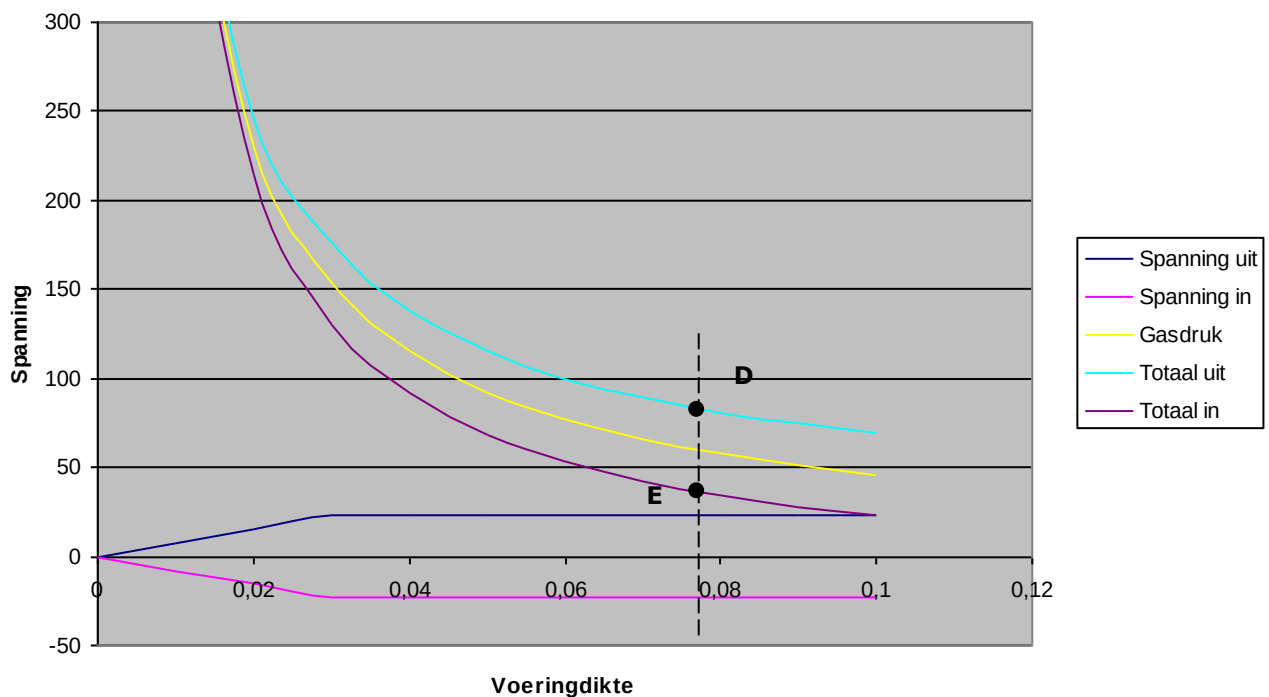
$$\frac{4,6}{0,076} = 60,5 \text{ MN} / \text{m}^2$$

$$\sigma_{tot} = \sigma_{temp} + \sigma_{gas}$$

$$\sigma_{tot} = 23,4 + 60,5 = 83,9 \text{ MN} / \text{m}^2 \text{ (uitwendig, trek) D}$$

$$\sigma_{tot} = -23,4 + 60,5 = +37,1 \text{ MN} / \text{m}^2 \text{ (inwendig, ook trek) E}$$

Warmtespanning met bore cooling



Appendix 7 Verbranding en inspuiting

A7.1 Inleiding

450 °C

De tijd voor de verbranding is zeer kort, ongeveer 1/12 seconde voor grote langzaam lopende dieselmotoren. Dus de brandstof moet zo snel en volledig mogelijk met de gehele hoeveelheid lucht in aanraking komen. Vandaar dat een zeer fijne verstuiving van de brandstof nodig is. Ook moet men met een grotere luchtvermaat werken, omdat de brandstof geen tijd heeft rustig naar de zuurstofdeeltjes te zoeken. De temperatuur van de lucht moet ver boven de zelfontbrandingstemperatuur van de brandstof liggen, bij zware olie is dit ongeveer 450 °C, verder werkt turbulentie van de lucht versnellend op het verbrandingsproces. Bij een te grote turbulentie van de lucht wordt meer warmte aan de wanden afgestaan, waardoor het mengsel (brandstofdamp en lucht) in temperatuur daalt, wat de verbranding nadelig beïnvloed. Ook het ontstekingsuitlet kan hierdoor langer worden, dus kans op toename van de dieselmotorknock.

Ontstekingsuitlet:

Dit is de tijd die verloopt tussen begin brandstofinspuiting en de verbranding.

Factoren die dit ontstekingsuitlet beïnvloeden zijn:

1. Soort, temperatuur (viscositeit) van de brandstof.
2. Eindtemperatuur van de gecompriëerde lucht.
3. Mate van verstuiving.
4. Rotatiesnelheid van de lucht.
5. Vorm van de verbrandingsruimte.

Inspuituitlet:

Dit is de tijd die verloopt tussen het begin van de effectieve persslag van de brandstofpomp en begin inspuiting.

Factoren die dit beïnvloeden zijn:

1. Volume brandstof dat zich bevindt tussen naald en brandstofpomp. (Dit is dus de diameter en de lengte van de brandstofleiding.)
2. De samendrukbaarheid van de brandstof.
3. Het materiaal brandstofleiding.
4. De restdruk en de openingsdruk (verschil daar tussen).
5. De plunjer snelheid (dus de vorm van de brandstofnok).

Voor de snelheid waarmee de brandstof ingespoten wordt kunnen we de volgende vergelijking opstellen:

We gaan uit van de wet van behoud van energie, we stellen dan dat de kinetische energie gelijk moet zijn aan de potentiële energie

$$E_k = E_p$$

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = m \cdot g \cdot \Delta h$$

$$\Delta h \cdot g \cdot \rho = \Delta p$$

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{g \cdot \rho}$$

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = m \cdot g \cdot \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}$$

$$\frac{1}{2} \cdot v^2 = \frac{\Delta p}{\rho}$$

$$v^2 = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad [m / s]$$

400 bar

Omdat de ingespoten brandstof veel weerstand ondervindt in de gecomprimeerde lucht, moet de beginsnelheid van de brandstof groot zijn.

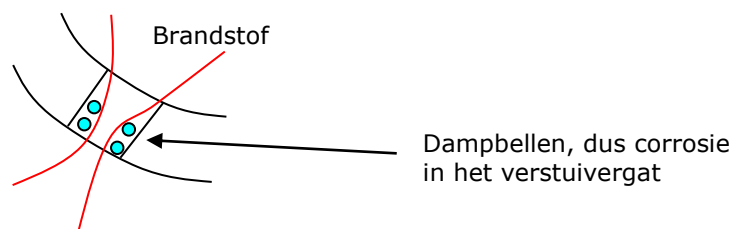
Dit bereikt men door de brandstof onder hoge druk, deze varieert van 300 bar tot veel hoger, soms boven de 400 bar in te spuiten. Dit is afhankelijk van het soort verstuiver.

Doordat de brandstof over de gehele verbrandingsruimte verdeeld moet worden zijn er meerdere gaatjes nodig. De lengte van de brandstofstraal is $\pm 500 d$ bij koude motor en $\pm 400 d$ bij warme motor (d = de diameter van het verstuivergat). De lengte van de straal (ℓ) is van belang omdat de brandstof de wanden niet mag raken. Dit geeft namelijk een sterke afkoeling van de brandstof, daardoor onvolledige verbranding, dus verlies aan warmteontwikkeling en vervuiling, wat verhoogde slijtage geeft.

$$\ell = 400 \cdot d \Rightarrow \frac{1}{2} \cdot D_{cil} = 400 \cdot d \Rightarrow d = \frac{1}{800} \cdot D_{cil}$$

$$m \cdot SV = A \cdot v \Rightarrow A = m \cdot \frac{SV}{v}$$

Op afbeelding 1 is weergegeven dat de brandstofstraal, tijdens inspuiting, samentrekt in het verstuivergat. Hierdoor ontstaan dampbellen en corrosie.

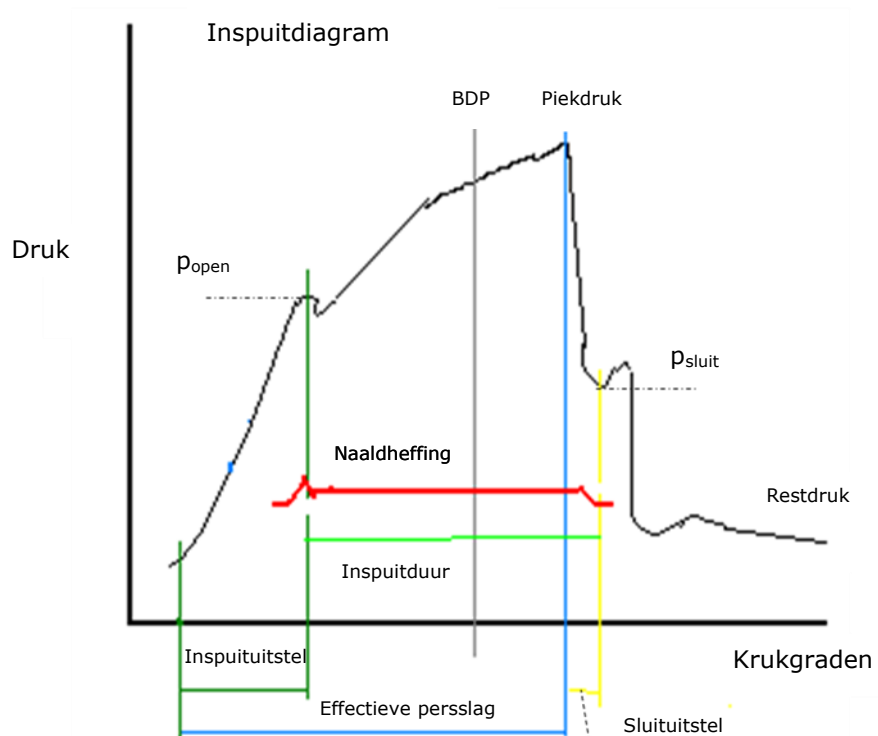


Afbeelding 1. Contractie van de brandstofstraal.

De brandstof treedt met hoge snelheid als een grote straal uit de verstuiveropening. De straal is dan hard en heeft een groot doordringend vermogen. Door de wrijving met de lucht treedt verstuiving op, een afrafeling aan de omtrek van de straal en een uit elkaar slaan van de top van de straal tot zeer kleine druppeltjes. (0,01 - 0,03 mm). Ook de verhouding tussen de lengte en de diameter van de verstuivergaatjes heeft invloed op de mate van verstuiving. Deze verhouding bedraagt circa 4 tot 5, dus $l : d = 4 \text{ à } 5$. Verder speelt de viscositeit een rol. Hoe hoger de viscositeit, des te hoger is de inspuitedruk.

15 cSt.

Voor een goede verstuiving is de gewenste viscositeit bij langzaamlopers circa 22 cSt en bij snellopers circa 15 cSt.



Afbeelding 2. Het insputdiagram

Op afbeelding 2 is het insputdiagram weergegeven. Hierin staat horizontaal het aantal krukgraden weergegeven en verticaal de brandstofdruk. De punten p_{open} en p_{sluit} geven het openingstijdstip en sluitstijdstip van de naald van de verstuiver weer. Het golfje bij deze twee drukken is als gevolg van de "pompwerking" van de naald. Vanaf het moment dat de brandstofpomp begint te persen totdat de naald opent noemen we het insputtuitstel. Als de brandstofdruk weg valt, sluit de verstuivernaald en zakt de brandstofdruk in de hoge druk leiding langzaam weg tot de restdruk.

De tijdsduur van insputting (t_{insp}) in seconden kan worden uitgedrukt in doorlopen krukgraden α en de rotatiefrequentie, toerental, (n) van de krukas.

We vinden dan voor de insputtijd:

$$t_{inspuit} = \frac{\alpha}{360 \cdot n}$$

Voorbeeld 1

Gegeven:

De insputduur van een 4-slag dieselmotor met een toerental van 12 omw/sec bedraagt 21 krukgraden.

Gevraagd:

Bereken de insputtijd t_{insp} .

Oplossing:

$$t_{inspuit} = \frac{\alpha}{360 \cdot n} = \frac{21}{360 \cdot 12} = 0,00486 \text{ sec}$$

Voorbeeld 2**Gegeven:**

De inspuittijd van een moderne 2-slag dieselmotor bedraagt 0,0055 seconden.

Het toerental van de motor bedraagt 10 Hz.

Gevraagd:

Bereken het aantal krukgraden waarover ingespoten dient te worden.

Oplossing:

$$t_{\text{inspuit}} = \frac{\alpha}{360 \cdot n} \Rightarrow \alpha = 0,0055 \cdot 360 \cdot 10 = 19,8^\circ$$

Voorbeeld 3**Gegeven:**

Van een moderne 4-slag motor is gegeven:

Ontstekingsuitstel is 0,005 seconden.

Toerental 5 omw/s.

De ontsteking moet plaats vinden precies in het BDP.

Gevraagd:

Bij welke krukstand moet de inspuiting beginnen?

Oplossing:

Bij 5 omw/s worden in totaal:

$5 \cdot 360 = 1800$ krukgraden doorlopen.

Om 1 krukgraad te doorlopen is:

$$\frac{1}{1800} = 0,0005555 \text{ seconden nodig.}$$

Er moet met inspuiten begonnen worden:

$$\frac{0,005}{0,0005555} = 9^\circ \text{ voor top}$$

Voorbeeld 4**Gegeven:**

Een 4-slag motor heeft een toerental van 6 omw/s.

De brandstofpomp begint 12° voor BDP aan zijn effectieve persslag.

De verbranding moet in BDP beginnen en duurt tot 45° na BDP.

Het ontstekingsuitstel bedraagt bij de gebruikte zware olie 0,004 seconden.

Gevraagd:

- a) Hoe lang duurt de verbranding in seconden?
- b) Hoe groot is het ontstekingsuitstel uitgedrukt in krukgraden?

Oplossing:

- a) De verbranding duurt 45° , hieruit volgt:

$$t_{\text{verbr}} = \frac{\alpha}{360 \cdot n} = \frac{45}{360 \cdot 6} = 0,0208 \text{ sec}$$

- b) Het toerental bedraagt 6 omw/s, hierbij worden er dan:
 $6 \cdot 360 = 2160 \text{ }^\circ/\text{sec}$ doorlopen.

De ontstekingsvertraging bedraagt dan:

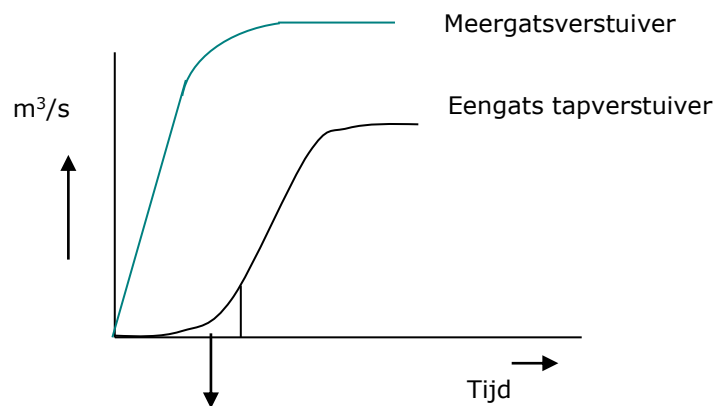
$$\frac{0,004}{\frac{1}{2160}} = 8,64 \text{ graden}$$

Het inspuituitstel is dus:

$$12 - 8,64 = 3,36 \text{ krukgraden}$$

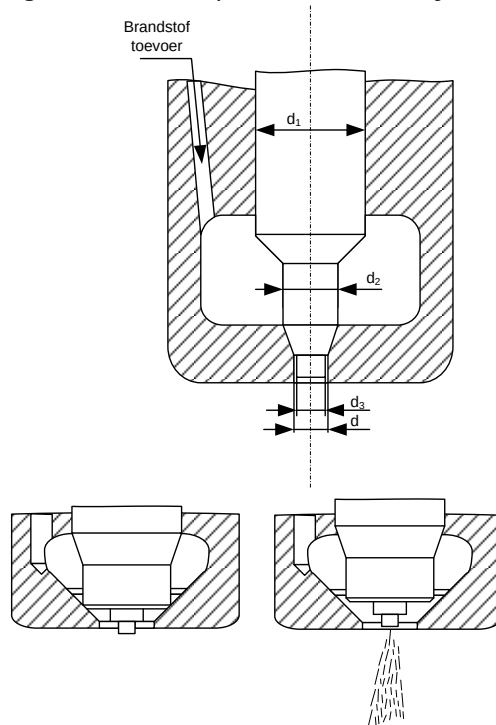
Volgens Pisschinger mag maximaal $0,006 \text{ cm}^3$ brandstof per dm^3 slagvolume tijdens de periode ontstekingsuitstel worden ingespoten ter voorkoming van de zogenaamde "dieselknock".

De zogenaamde ééngats tapverstuiver voldoet zeker aan deze eis, zie afbeelding 3 en 4.



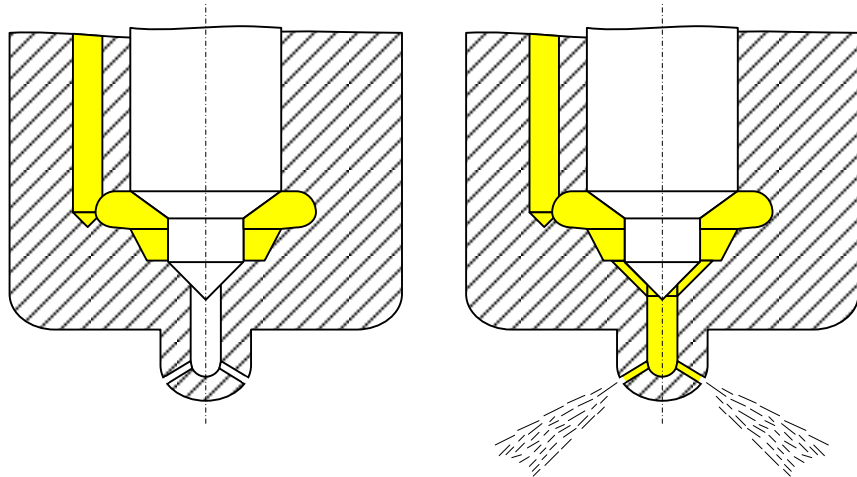
Ingespoten hoeveelheid tijdens ontstekingsuitstel bij een tapverstuiver.

Afbeelding 3. Verschil inspuihoeveelheid bij verschillende verstuivers.



Afbeelding 4. Een voorbeeld van een tip van een ééngats tapverstuiver.

Op afbeelding 5 is een afbeelding van een meergatsverstuiver weergegeven.



Afbeelding 5. De tip van een meergatsverstuiver.

Voor een goede verstuing is het nodig dat de insputing plotseling begint en eindigt. Plotseling beginnen wil zeggen dat de aanvangsnelheid van de brandstof direct groot moet zijn. Dit is te bereiken door de naald pas te openen bij voldoende hoge druk.

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad [m / s]$$

$$\Delta p = p_o - p_c$$

p_o : Openingsdruk van de verstuiver.
 p_c : De compressiedruk.

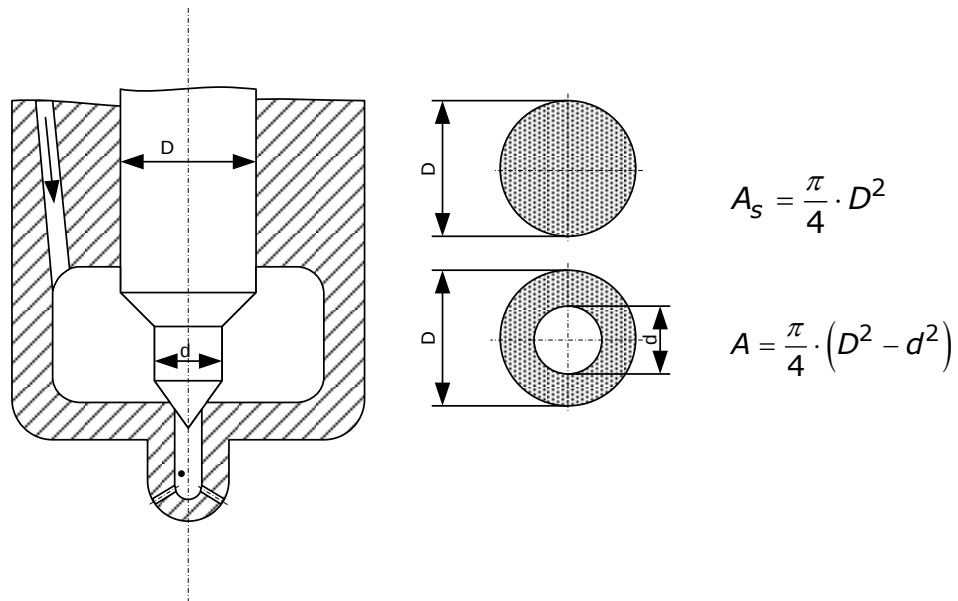
De hoge druk is te bereiken door voldoende veerspanning. De insputing plotseling laten eindigen bereikt men door de naald snel te sluiten op het moment dat er nog voldoende druk is voor een goede verstuing. Snel sluiten geschiedt door de druk snel te laten afnemen. Bijvoorbeeld door lichten van de zuigklep. Voldoende druk op het moment van sluiten heeft men in de hand door de juiste verhouding tussen de beide diameters van de naald te kiezen.

In verband met de zeer korte insputduur komt als hoge druk brandstofpomp vrijwel enkel een door een nok aangedreven plunjerpomp in aanmerking. Voor de regeling van de hoeveelheid brandstof kennen we pompen met:

- Klep geregelde opbrengst
- Plunjer geregelde opbrengst

A7.2 Het verband tussen de openingsdruk en sluitdruk

Op afbeelding 6 is een tekening van een verstuivertip te zien. Met behulp van deze tekening zullen we het verband tussen de openingsdruk en de sluitdruk afleiden.



Afbeelding 6. De verstuivertip.

D	: Diameter verstuivertip	[m]
d	: Diameter verstuivernaald	[m]
F_{vs}	: De sluitkracht van de veer	[N]
F_{vo}	: De openingskracht van de veer	[N]
p_o	: De openingsdruk van de verstuiver	[N/m ²]
p_s	: De sluitdruk van de verstuiver	[N/m ²]

Voor het moment van openen kunnen we stellen:

$$p_o \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = F_{vo}$$

Voor het moment van sluiten kunnen we stellen:

$$p_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = F_{vs}$$

De lichthoogte van de naald bedraagt circa 1 mm, dus kunnen we stellen:

$$\begin{aligned} F_{vo} &= F_{vs} \\ p_o \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) &= p_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \\ p_s &= p_o \cdot \left(\frac{D^2 - d^2}{D^2} \right) \\ p_s &= p_o \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right) \end{aligned}$$

Verder heerst er in de hoge druk brandstofleiding altijd een bepaalde restdruk. De restdruk moet aanwezig zijn om het inspuitstelsel zo kort mogelijk te houden.

Voor de restdruk (p_r) kunnen we globaal stellen:

$$p_r = \pm 0,7 \cdot p_s$$

A7.3 Voorbeelden

Voorbeeld 1

Gegeven:

Van een verstuiver is het volgende gegeven:

De openingsdruk $p_0 = 700 \text{ bar}$
 Grootste diameter $D = 12,5 \text{ mm}$
 Kleinste diameter $d = 8 \text{ mm}$

Gevraagd:

Bereken de sluitdruk van de verstuiver.

Oplossing:

$$p_s = p_o \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) \Rightarrow p_s = 700 \cdot \left(1 - \frac{0,008^2}{0,0125^2}\right) = 413,28 \text{ bar}$$

Voorbeeld 2

Gegeven:

Van een verstuiver is het volgende gegeven:

De openingsdruk $p_0 = 850 \text{ bar}$
 Grootste diameter $D = 14 \text{ mm}$
 Kleinste diameter $d = 9 \text{ mm}$

Gevraagd:

Bereken:

- De veerkracht om de naald te openen, dit wordt ook wel de kracht op de naald genoemd.
- De sluitdruk.
- De sluitkracht van de veer.
- De restdruk.

Oplossing:

a)

$$F_{vo} = p_o \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$$

$$F_{vo} = 850 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,014^2 - 0,009^2)$$

$$F_{vo} = 7677,26 \text{ N}$$

b)

$$p_s = p_o \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)$$

$$p_s = 850 \cdot \left(1 - \frac{0,009^2}{0,014^2}\right) = 498,72 \text{ bar}$$

c)

$$F_{vs} = p_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$$F_{vs} = 498,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,014^2 = 7677,19 \text{ N}$$

d)

$$p_r = 0,7 \cdot p_s$$

$$p_r = 0,7 \cdot 498,72 = 349,1 \text{ bar}$$

Voorbeeld 3**Gegeven:**

Van een tweeslag dieselmotor is bekend:

- | | |
|--|-------------------------------|
| - het aantal cilinders | $z = 7$ |
| - de diameter van de cilinders | $d = 0,76 \text{ m}$ |
| - de zuigerslag | $s = 1,60 \text{ m}$ |
| - de rotatiefrequentie | $n = 2,0 \text{ Hz}$ |
| - de gemiddelde geïndiceerde druk | $p_i = 16,23 \text{ bar}$ |
| - het mechanisch rendement | $\eta_m = 0,9$ |
| - de brandstof inspuitsboog in krukgraden | $\alpha_i = 18^\circ$ |
| - het effectieve brandstofverbruik | $b_e = 0,058 \text{ kg/MJ}$ |
| - de dichtheid van de brandstof | $\rho_b = 850 \text{ kg/m}^3$ |
| - het totale aantal verstuivergaatjes per cilinder | $z_g = 15$ |
| - de diameter van de verstuivergaatjes | $d_g = 1,0 \text{ mm}$ |
| - de contractiecoëfficiënt (uitstroomgetal) van de verstuivergaatjes | $\mu = 0,92$ |
| - de gemiddelde snelheid van de pompplunjer | $v_p = 0,9 \text{ m/s}$ |
| - het volumetrisch rendement van de brandstofpomp | $\eta_v = 0,85$ |
| - de inspuittijd (t_i) mag gelijk aan de effectieve pomptijd (t_e) worden gesteld. | |

Gevraagd:

Bereken:

- De tijdsduur (t_i) van de brandstofinspuiting.
- Het effectieve vermogen (P_e) van de dieselmotor.
- De opbrengst (V_p in mm^3) van de brandstofpomp per slag.
- De gemiddelde snelheid (v_i) waarmee de brandstof wordt ingespoten.
- De effectieve slag (s_p) van de brandstofpompplunjer.
- De diameter (d_p) van de pompcilinder.

Oplossing:

$$\begin{aligned} \alpha &= t \cdot n \cdot 360 \\ 18 &= t \cdot 2 \cdot 360 \\ t &= 0,025 \text{ sec.} \end{aligned}$$

$$b) \quad P_e = p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot n \cdot z$$

$$P_e = p_i \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot n \cdot z$$

$$P_e = 16,23 \cdot 10^2 \cdot 0,9 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,76^2 \cdot 1,6 \cdot 2 \cdot 7$$

$$P_e = 14843,15 \text{ kW}$$

$$c) \quad v_p = 0,9 \text{ m/s} \quad \eta_v = 0,85$$

$$\frac{\dot{V}_{\text{injectie}}}{\frac{n}{a} \cdot z \cdot \rho} = \frac{mb/s}{\frac{n}{a} \cdot z \cdot \rho} = \frac{b_e \cdot P_e}{\frac{n}{a} \cdot z \cdot \rho} \quad \text{per cilinder}$$

$$\dot{V}_{\text{injectie}} = \frac{0,058 \cdot 14,84315}{2 \cdot 7 \cdot 850} = 7,2344 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ per slag} \Rightarrow 72344 \text{ mm}^3 \text{ per slag}$$

$$d) \quad v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \text{ of } \dot{m} \cdot SV = A \cdot v \cdot \mu$$

Per verstuiver :

$$\rho \cdot \frac{\dot{V}}{t} \cdot SV = A \cdot v \cdot \mu$$

$$850 \cdot \frac{7,2344 \cdot 10^{-5}}{0,025} \cdot \frac{1}{850} = 15 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1 - 10^{-3})^2 \cdot 0,92 \cdot v$$

$$v = 266,98 \text{ m/s}$$

$$e) \quad v = \frac{s_e}{t} \Rightarrow s_e = 0,9 \cdot 0,025 = 0,0225 \text{ m}$$

$$f) \quad \dot{V} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s_e \cdot \eta_v \Rightarrow D = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{\pi \cdot s_e \cdot \eta_v}} = \sqrt{\frac{7,2344 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{\pi \cdot 0,0225 \cdot 0,85}}$$

$$D = 0,069 \text{ m}$$

A7.4 Soorten pompen

Om de brandstof in de cilinder te persen maken we gebruik van zogenaamde hoge druk brandstofpompen. Deze pompen zijn zonder enige uitzondering plunjerpompen. Met plunjerpompen kunnen namelijk zeer hoge drukken bereikt worden. Deze pompen worden aangedreven door een nok die op de nokkenas gemonteerd is. Op de hoge druk brandstofpomp is dan verder een hoge druk leiding aangesloten die op zijn beurt met de verstuiver verbonden is.

De taak van de hoge druk brandstofpomp is:

- Het zeer snel op druk brengen van de brandstof, met piekdrukken van wel 2000 bar.
- Het inspuiten van de brandstof op het juiste moment.
- De hoeveelheid brandstof die ingespoten wordt moet regelbaar zijn en tijdens bedrijf te veranderen zijn.

Brandstofpompen werken ook met een bepaalde regeling, bij de ene motor maken we aan het begin van de persslag gebruik van een regeling, de zogenaamde beginregeling, bij de andere op het eind van de slag, deze noemen we uiteraard de eindregeling. En weer bij andere motoren maken we gebruik van begin en eindregeling, dit noemen we de gecombineerde regeling.

Beginregeling:

Bij de beginregeling wordt de hoeveelheid brandstof die ingespoten moet worden aan het begin van de persslag geregeld. Het beginnen van de inspuiting wordt dan bijvoorbeeld met een zuigklep geregeld. Zodra de zuigklep, ook wel suction valve genoemd, sluit, begint de inspuiting. Deze regeling werd toegepast bij de oudere typen langzaam lopende motoren. Deze motoren worden aan boord van schepen gebruikt voor de voortstuwing.

Eindregeling:

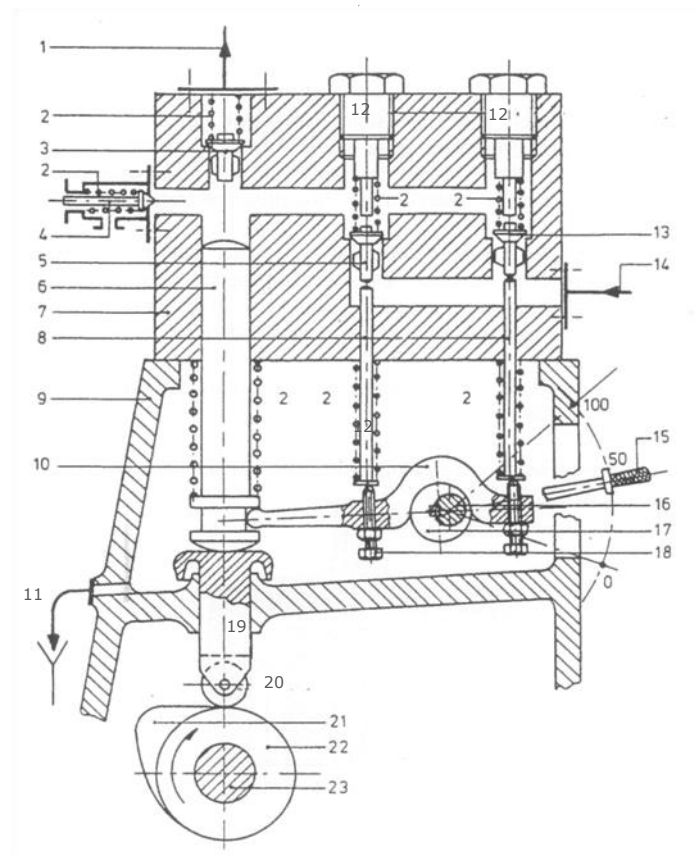
Bij de eindregeling wordt de in te spuiten hoeveelheid aan het eind van de slag geregeld. Deze regeling geschiedt door de overstroom klep, ook wel Spill valve genoemd, te openen, hierbij ligt dan tevens het eindpunt van de inspuiting vast. Bij het openen van de overstroomklep valt namelijk direct de brandstofdruk weg, waardoor ook de inspuiting

direct stopt. De eindregeling wordt toegepast bij motoren die op een constant toerental draaien, dit zijn de motoren bij het generatorbedrijf.

Gecombineerde regeling:

Bij deze regeling wordt het begin van de effectieve persslag van de brandstofpomp geregeld door het tijdstip van het sluiten van de zuigklep, terwijl het einde van de effectieve persslag bepaald wordt door het tijdstip van openen van de overstroomklep. Deze regeling vinden we bij de moderne langzaam lopende motoren met variabel toerental. Deze motoren worden aan boord van schepen toegepast als voortstuwingsmotor.

A7.5 Klepgeregelde pomp



Afbeelding 7. Klepgeregelde pomp. Bron Sulzer.

Legenda behorende bij afbeelding 7.

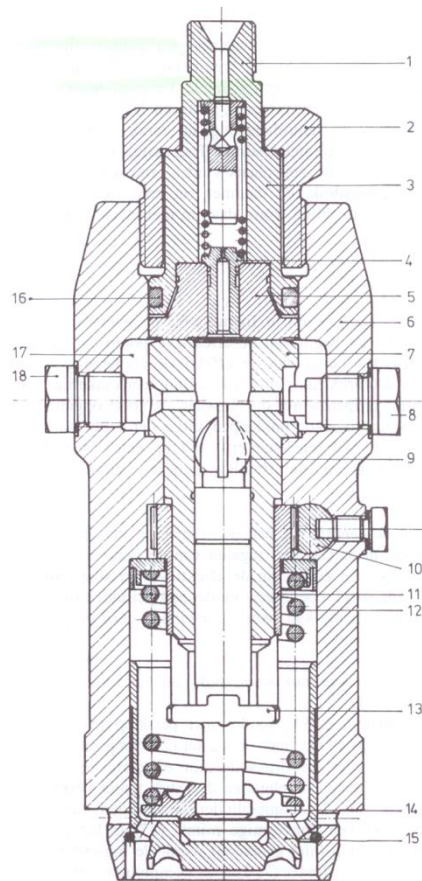
- | | | |
|--------------------|----------------------------|----------------------|
| 1. Naar verstuiver | 9. Fundatie | 17. Excentriekschijf |
| 2. Schroefveren | 10. Regelhefboom | 18. Stelbouten |
| 3. Persklep | 11. Lekolie afvoer | 19. Roldrager |
| 4. Veiligheid | 12. Schroefprop | 20. Rol |
| 5. Overstroomklep | 13. Zuigklep | 21. Nok |
| 6. Plunjer | 14. Van L.D. brandstofpomp | 22. Nokschijf |
| 7. Pompblok | 15. Brandstofhendel | 23. Nokkenas |
| 8. Stootstangen | 16. Brandstof regelas | |

Als de plunjer (6) omhoog beweegt wordt de regelhefboom (10) meegenomen. Het gedeelte rechts van de excentriekschijf (17) beweegt dan omlaag en op een zeker moment zal dan de zuigklep (13) sluiten. Zodra deze zuigklep gesloten is, begint de effectieve persslag van de brandstofpomp, want de overstroomklep is dan nog gesloten.

Het vroeger of later sluiten van de zuigklep bepaald tevens de opbrengst van de brandstofpomp. Als de plunjer (6) verder omhoog beweegt zal de overstroomklep (5) openen. Dit is tevens het einde van de inspuiting. De brandstofregelas (16) is draaibaar, waardoor de excentriekschijf meer of minder omhoog bewogen kan worden, hierdoor wordt het tijdstip van sluiten zuigklep en openen overstroomklep gewijzigd. De persklep (3) zorgt ervoor dat, tijdens wegvallen van de persdruk, de druk in de hoge druk verstuiverleiding zoveel mogelijk gehandhaafd blijft, waardoor het inspuitstelsel niet teveel wijzigt.

A7.6 Plunjergeregelde pomp

De regeling van de opbrengst van de pomp wordt hier gedaan door de plunjer te verdraaien. Het beginpunt van inspuiten en het eindpunt van inspuiten worden hier dan door de plunjer zelf bepaald. De plunjer kan bij deze pompen om zijn lengteas gedraaid worden.



Afbeelding 8. Plunjergeregelde brandstofpomp.

Legenda behorende bij afbeelding 8

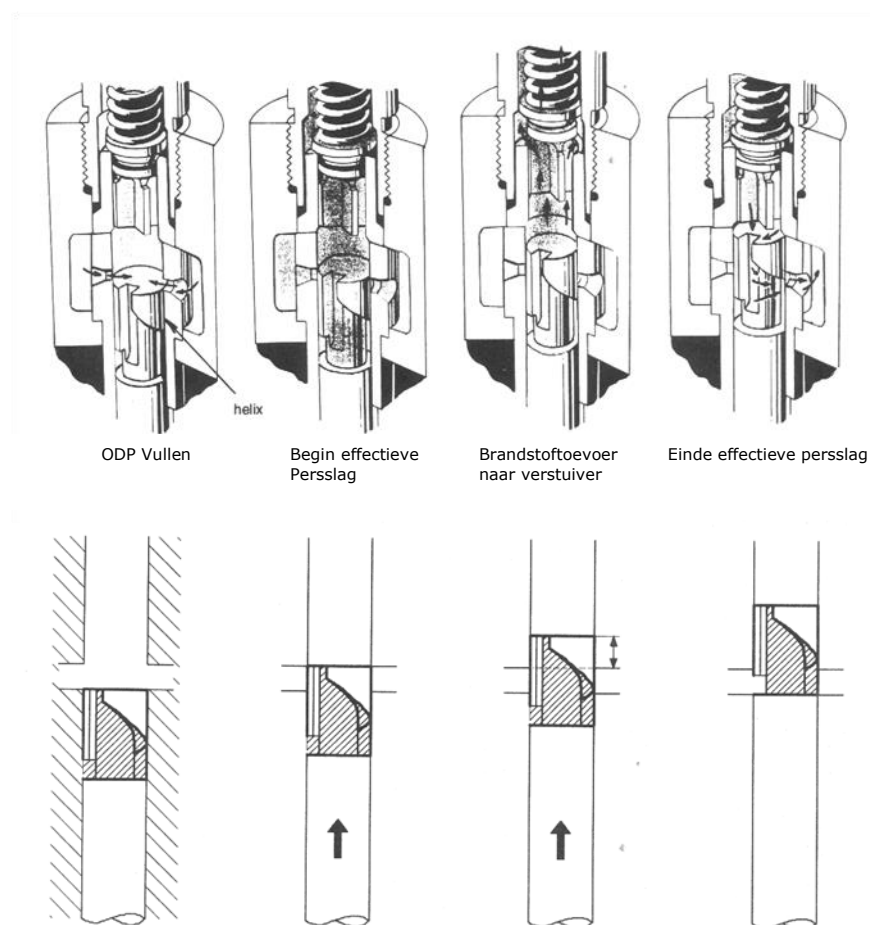
- | | |
|--|----------------------------------|
| 1. Aansluiting HD leiding van brandstofpomp. | 10. Tandheugel |
| 2. Wartel voor persklep | 11. Stelbus |
| 3. Drukstuk | 12. Veer |
| 4. Persklepje | 13. Dwarsbalk |
| 5. Klephouder | 14. Veerschotel |
| 6. Pomphuis | 15. Geleidebus |
| 7. Pompcilinder | 16. Oliebestendige rubberen ring |
| 8. Borgbout voor cilinder | 17. Zuigruimte |
| 9. Plunjer | 18. Anti cavitatie bout |

De plunjer (9) wordt in het huis (6) opgesloten gehouden door aan de bovenkant het drukstuk (3) met de wartel (2) en aan de onderkant de borgring, deze is net zichtbaar onder geleidebus (15).

De afdichting tussen pomphuis en drukstuk wordt verkregen door de oliebestendige rubberen ring (16). De vlakken tussen de pompcilinder (7), de klephouder met het persklepje (5) en het drukstuk met de hoge druk leiding aansluiting zijn heel erg pas geslepen en worden op deze manier zonder pakking afgedicht.

De brandstof wordt aan de pomp toegevoerd via de zuigruimte (17). Vaak gebeurt dit met behulp van een Lage druk brandstofpomp die via de motor wordt aangedreven of met behulp van een elektromotor. Als de plunjer van de brandstofpomp omlaag beweegt en bij het gaatje komt wil de brandstof als het ware naar binnen "stormen" hierdoor neemt de snelheid van de brandstof toe en de druk neemt af. Als gevolg van deze drukafname ontstaan dampbellen die later tijdens de drukverhoging imploderen, het gevolg hiervan is cavitatie-erosie. Om dit te voorkomen is het anticavitatieboutje gemonteerd, deze zorgt ervoor dat er geen te grote drukstoten ontstaan.

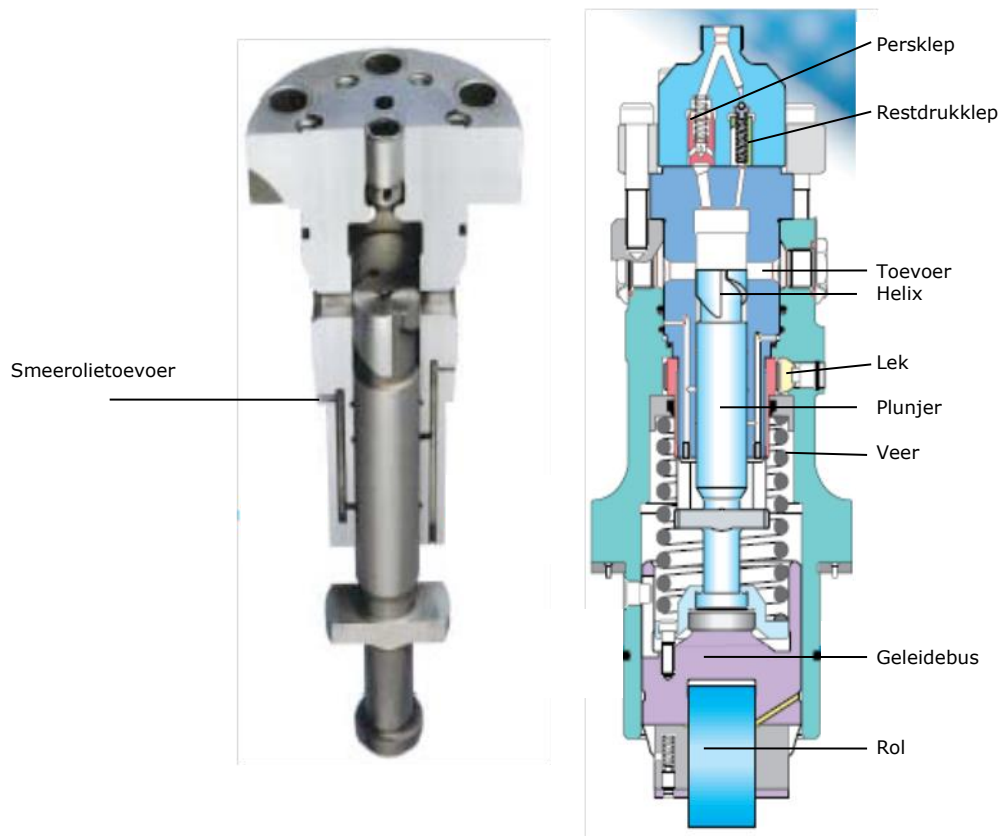
Aan de onderkant is de plunjer voorzien van een zogenaamde dwarsbalk (13) die in de stelbus (11) past. De bus (11) kan in het pomphuis vrij draaien, de bus is van een tandkrans voorzien die door een tandheugel (10) verdraaid kan worden. Als de tandheugel wordt bewogen, dat is in dit geval in langsrichting, dan worden zowel de bus (11) als de plunjer (9) verdraaid.



Afbeelding 9. Pompelement in diverse standen getekend.

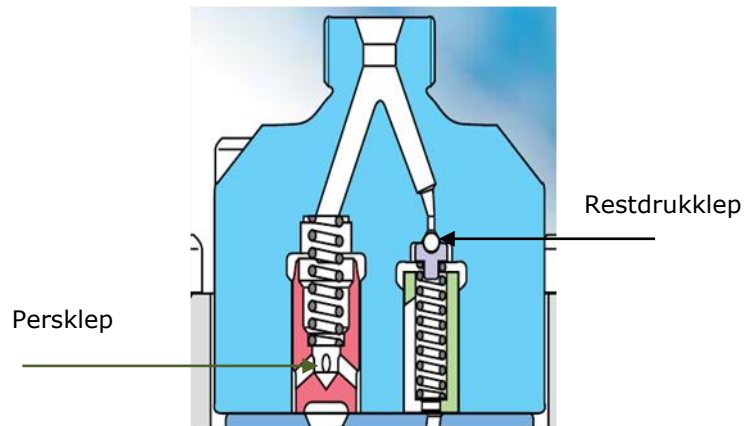
Op afbeelding 9 is het pompelement van een brandstofpomp met eindregeling los getekend. In de linkertekening staat de plunjer in het Onderste Dode Punt (ODP), hier wordt de ruimte boven de plunjer met brandstof gevuld. Als de plunjer omhoog beweegt dan sluit deze op een bepaald moment de toevoeropening af, dit is het moment van begin effectieve persslag van de brandstofpomp. Bij het verder omhoog bewegen van de plunjer neemt de brandstofdruk boven de plunjer toe en wordt de restdrukklep geopend, de verstuiver krijgt nu brandstof toegevoerd. In de gehele rechter stand maakt de helix een verbinding tussen de ruimte boven de plunjer en het toevoergat, de druk valt hierdoor plotseling weg en de persklep sluit. Dit is einde persslag.

Op afbeelding 10 is de brandstofpomp nogmaals weergegeven met nu ernaast los het pompelement.



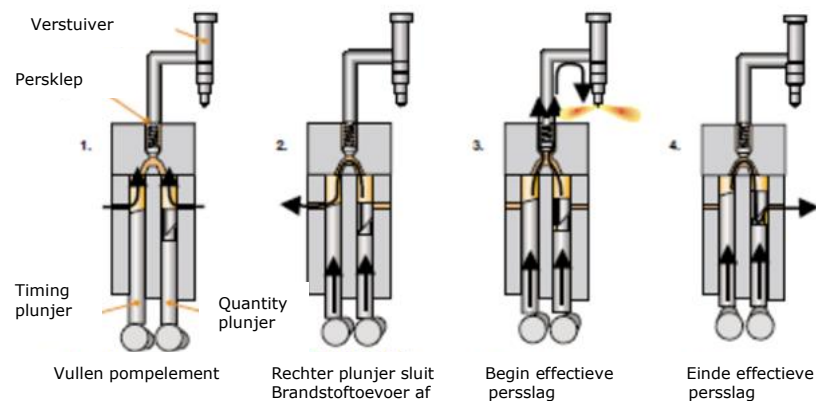
Afbeelding 10. Plunjergeregelde brandstofpomp. Bron Wärtsilä.

Op afbeelding 11 is een geïntegreerde persklep en restdrukklep getekend.



Afbeelding 11. Blok met geïntegreerde restdruk en persklep.

Op afbeelding 12 zien we nog een andere uitvoering van de zogenaamde Bosch pomp. Dit is een ontwerp van Wärtsilä. In deze afbeelding zien we een pomp met twee plunjers. De rechterplunjer is de plunjer met de helix, de zogenaamde quantity plunjer, terwijl de linker plunjer de timing plunjer wordt genoemd.



Afbeelding 12. Pompelement met twee plunjers. Bron Wärtsilä.

Links in de afbeelding (1) staan beide plunjers in het Onderste Dode Punt en wordt de ruimte boven de plunjers gevuld met brandstof. Op de tweede afbeelding van links (2) is de plunjer met de helix zover omhooggekomen dat de brandstoftoevoeropening afgesloten wordt. Het teveel aan brandstof kan nu nog via de timing plunjer wegstromen. In de derde tekening van links (3), hebben beide plunjers de toevoerpoort afgesloten en begint de effectieve persslag. Helemaal rechts in de afbeelding (4) zorgt de helix op de rechterplunjer ervoor dat er een open verbinding ontstaat tussen de ruimte boven de plunjer en de brandstof toevoerleiding, dit is tevens het moment van einde effectieve persslag. Deze pomp heeft dus een begin en eindregeling, ofwel een gecombineerde regeling.

A7.7 Rookgrens en rookgetal

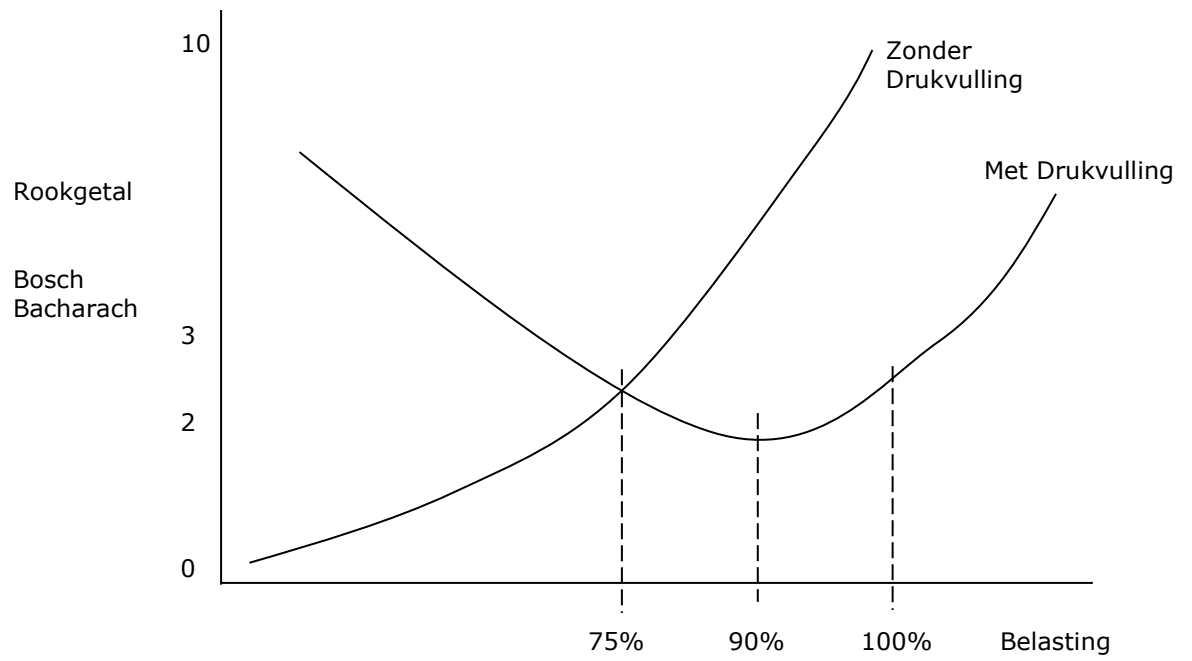
Rookgedrag dieselmotor:

Een klein deel, 1 a 2 milligram per gram ingespoten brandstof wordt in rook omgezet in een gebied van 75-100% belasting.

Bij deellast en overbelasting kan deze waarde aanzienlijk hoger liggen. Rondom het ingespoten brandstofdeeltje ontstaat een gebied wat alleen met damp gevuld is.

Nu kan:

1. Door ΔV tussen damp en lucht een brandbaar mengsel ontstaan dat vervolgens verbrand.
2. Dat de damp niet mengt met de lucht maar kraakt, dit hangt in sterke mate af van de temperatuur. Na dit kraken treedt polymerisatie op, deze grote moleculen hebben een kleinere verdampingssnelheid en kunnen niet meer op tijd verbranden en zijn daardoor als roetdeeltjes in het gas zichtbaar. Behalve de temperatuur is de verhouding lucht/brandstof ook van invloed op het kraken. Is het aandeel lucht kleiner, dan is de neiging tot kraken, dus roeten, groter. Het verbrandingsproces is zodanig dat tijdens de verdamping steeds een gebied doorlopen wordt, waarin de neiging tot kraken groot is. Men tracht, door de lucht te laten wervelen, de menging zo snel mogelijk te laten plaatsvinden. Bij vollast is dit meestal in orde maar bij deellast over het algemeen wat minder.
Bij motoren zonder drukvulling treedt bij overbelasting een toename van roet op. Dit is dan het gevolg van luchttekort, ondanks voldoende werveling.
Bij drukvulling gebeurt dit ook maar in mindere mate en dat heeft een andere oorzaak. Luchtgebrek is hier niet, want de drukvulgroep past zich aan de belasting aan. De extra brandstof wordt ingespoten in een reeds brandend mengsel, dus bij een hogere temperatuur en dus zal er een groter deel kraken en dus meer roet vormen.
Bij deellast neemt de roetvorming ook toe, maar dit komt omdat de rotatiesnelheid van de lucht afneemt, zodat de brandstof nu minder snel met de lucht wordt vermengd, waardoor ook meer brandstof wordt gekraakt dan bij vollast. De afnemende rotatiesnelheid bij deellast komt doordat de blowers minder leveren in dezelfde ruimte, waardoor de spoelluchtdruk daalt en de drukval over de inlaatorganen afneemt en dus ook de snelheid. Bij mechanisch aangedreven spoelpompen is de drukval niet van de belasting afhankelijk. Het rookgetal is weergegeven op afbeelding 13.



Afbeelding 13. Het rookgetal volgens Bosch – Bacharach.

A7.8 Samenvatting

Ontstekingsuitstel:

Dit is de tijd die verloopt tussen begin brandstofinspuiting en de verbranding.

Factoren die dit ontstekingsuitstel beïnvloeden zijn:

1. Soort, temperatuur (viscositeit) van de brandstof.
2. Eindtemperatuur van de gecomprimeerde lucht.
3. Mate van verstuiwing.
4. Rotatiesnelheid van de lucht.
5. Vorm van de verbrandingsruimte.

Inspuittuitstel:

Dit is de tijd die verloopt tussen het begin van de effectieve persslag van de brandstofpomp en begin inspuiting.

Factoren die dit beïnvloeden zijn:

1. Volume brandstof dat zich bevindt tussen naald en brandstofpomp. (Dit is dus de diameter en de lengte van de brandstofleiding.)
2. De samendrukbaarheid van de brandstof.
3. Het materiaal brandstofleiding.
4. De restdruk en de openingsdruk (verschil daar tussen).
5. De plunjer snelheid (dus de vorm van de brandstofnok).

Voor een goede verstuiwing is de gewenste viscositeit bij langzaamlopers circa 22 cSt en bij snellopers circa 15 cSt.

Voor de inspuittijd geldt:

$$t_{inspuit} = \frac{\alpha}{360 \cdot n}$$

Voor het moment van openen geldt:

$$p_o \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = F_{vo}$$

Voor het moment van sluiten geldt:

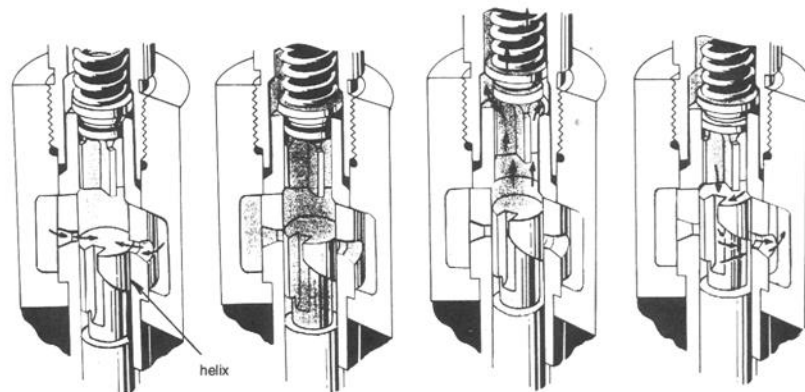
$$p_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = F_{vs}$$

Voor de restdruk (p_r) geldt:

$$p_r = \pm 0,7 \cdot p_s$$

A7.9 Vragen

- Wat wordt verstaan onder het ontstekingsuitstel?
- Wat wordt verstaan onder het inspuituitstel?
- Wat is voor een goede verstuing de gewenste viscositeit bij langzaamlopers bij snellopers bij de verstuivernaald?
- Wat is de taak van de hoge druk brandstofpomp?
- Wat verstaat u onder beginregeling en waar wordt dit toegepast?
- Wat verstaat u onder eindregeling en waar wordt dit toegepast?
- Wat verstaat u onder gecombineerde regeling en waar wordt dit toegepast?
- Beschrijf bij onderstaande figuur wat er bij elke pompslag gebeurt.



Appendix 8 Theoretische beschouwing van de gemiddelde effectieve druk

A8.1 Inleiding

In dit hoofdstuk zullen we ingaan op de factoren die bepalend zijn voor de gemiddelde effectieve druk. In de vermogensformule hebben we gezien dat voor het effectief vermogen geldt:

$$P_e = p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

De factoren zoals: boring, slag, toerental en het aantal cilinders liggen voor een bestaande motor vast, dit zijn constante waarden. We kunnen om deze reden de vermogensformule ook noteren als:

$$P_e = p_e \cdot c$$

We zien nu dat het vermogen recht evenredig is met de gemiddelde effectieve druk. Reden te meer om er in onze bedrijfsvoering en in het onderhoud rekening mee te houden dat deze druk zo hoog mogelijk blijft. We zullen aan de hand van een theoretische beschouwing laten zien waar de gemiddelde effectieve druk door bepaald wordt.

A8.1.1 Gebruikte grootheden en eenheden

P_e	: Effectief vermogen	: W
p_e	: Gemiddelde effectieve druk	: N/m ²
D	: Cilinderdiameter, boring	: m
s	: Slag	: m
n	: Toerental	: omw/s
z	: Aantal cilinders	: ----
a	: Arbeidsfactor	: 1 of 2
	Bij vierslag $a = 2$, bij tweeslag $a = 1$	
M_{Lth}	: De theoretische hoeveelheid lucht die nodig is om een kilogram brandstof volledig te verbranden	: kg/kg
λ	: De luchtfactor	: ---
$\dot{m}_b$	: Massa brandstof per tijdseenheid	: kg/s
$\dot{m}_l$	: Massa lucht per tijdseenheid	: kg/s
b_e	: Het specifiek brandstofverbruik	: Kg/J
H_0	: Stookwaarde van de brandstof	: J/kg
η_{tot}	: het totaal rendement van de motor	: %
α	: Inhoud compressieruimte	: % van V_s
β	: Doorlopen zuigerweg vanuit ODP tot begin effectieve compressie	: % van V_s
V_s	: Het slagvolume	: m ³
ρ_0	: Soortelijke massa van de lucht bij Normaalcondities	: 1,291 kg/m ³
η_{spool}	: Het spoelrendement	: %

$\dot{V}_l$	: Volumestroom lucht per tijdseenheid	: m ³ /s
t	: De werkelijke temperatuur van de spoellucht, eigenlijk de temperatuur van de lucht bij begin compressie	: °C
p ₁	: De spoelluchtdruk, eigenlijk is dit de druk van de lucht bij begin compressie	: Bar absoluut
p ₀	: De luchtdruk bij Normaalconditie	: 1,013 Bara

A8.2 Afleiding van de factoren

Uit het voorgaande is bekend dat voor het effectief vermogen geldt:

$$(0.1) \quad P_e = p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

Voor de massa lucht die de motor per tijdseenheid verbruikt geldt:

$$(0.2) \quad \dot{m}_l = M_{Lth} \cdot \dot{m}_b \cdot \lambda$$

Tevens geldt voor de massa lucht per tijdseenheid:

$$(0.3) \quad \dot{m}_l = \dot{V}_l \cdot \rho_0 \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \eta_{spoel}$$

Voor het volume lucht per tijdseenheid geldt:

$$(0.4) \quad \dot{V}_l = (V_s + \alpha \cdot V_s - \beta \cdot V_s) \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

$$(0.5) \quad \dot{V}_l = (1 + \alpha - \beta) \cdot V_s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

$$(0.6) \quad \dot{V}_l = (1 + \alpha - \beta) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

Als we vervolgens vergelijking 0.6 invullen in vergelijking 0.3 krijgen we:

$$(0.7) \quad \dot{m}_l = (1 + \alpha - \beta) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z \cdot \rho_0 \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \eta_{spoel}$$

Uit vergelijking 0.2 weten we:

$$\dot{m}_l = M_{Lth} \cdot \dot{m}_b \cdot \lambda$$

Voor het brandstofverbruik per tijdseenheid geldt:

$$(0.8) \quad \dot{m}_b = b_e \cdot P_e$$

Voor het specifiek brandstofverbruik geldt dat:

$$(0.9) \quad b_e = \frac{1}{\eta_{tot} \cdot H_0}$$

Als we nu vergelijking 0.8 invullen in vergelijking 0.9 vinden we:

$$(0.10) \quad \dot{m}_b = \frac{1}{\eta_{tot} \cdot H_0} \cdot P_e$$

Nu vullen we vergelijking 0.10 in vergelijking 0.2 in en vinden dat:

$$(0.11) \quad \dot{m}_l = M_{Lth} \cdot \frac{1}{\eta_{tot} \cdot H_0} \cdot P_e \cdot \lambda$$

Vervolgens vullen we vergelijking 0.1 in vergelijking 0.11 in en daaruit volgt:

$$(0.12) \quad \dot{m}_l = M_{Lth} \cdot \frac{1}{\eta_{tot} \cdot H_0} \cdot p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z \cdot \lambda$$

We zien dat vergelijking 0.12 gelijk is aan vergelijking 0.7. Als we deze aan elkaar gelijk stellen vinden we:

$$M_{Lth} \cdot \frac{1}{\eta_{tot} \cdot H_0} \cdot p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z \cdot \lambda = (1 + \alpha - \beta) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z \cdot \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t} \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \eta_{spoel}$$

Na wegstrepen van gelijke termen vinden we:

$$M_{Lth} \cdot \frac{1}{\eta_{tot} \cdot H_0} \cdot p_e \cdot \lambda = (1 + \alpha - \beta) \cdot \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t} \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \eta_{spoel}$$

Nu vinden we voor de gemiddelde effectieve druk:

$$p_e = \frac{(1 + \alpha - \beta) \cdot \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t} \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \eta_{spoel} \cdot \eta_{tot} \cdot H_0}{M_{Lth} \cdot \lambda}$$

Na vereenvoudiging vinden we:

$$p_e = \frac{(1 + \alpha - \beta) \cdot \rho_0 \cdot 273 \cdot p_1 \cdot \eta_{spoel} \cdot \eta_{tot} \cdot H_0}{M_{Lth} \cdot \lambda \cdot (273 + t) \cdot p_0}$$

A8.3 De analyse van de factoren

1	: Vaste waarde
α	: Inhoud compressieruimte, deze ligt vast met de nieuwbouw en is enkel te wijzigen met behulp van de vulplaten, shims, onder de drijfstangvoet.
β	: Deze is afhankelijk van het tijdstip waarop de inlaatklep, tijdens de compressieslag sluit.
ρ_0	: Vaste waarde $\rho_0 = 1,291 \text{ kg/m}^3$
273	: Vaste waarde
p_1	: De druk van de lucht bij begin compressie, deze is afhankelijk van de vuldruk.
η_{spoel}	: Deze is afhankelijk van het spoelsysteem, maar er geldt ongeveer dat: $\eta_{\text{spoel}} = 0,98$
η_{tot}	: Voor een moderne, goed onderhouden, dieselmotor geldt ongeveer $\eta_{\text{tot}} = 48 - 50 \%$
H_0	: De stookwaarde ligt vast met de gebruikte brandstof. Voor motoren die op zware olie draaien bedraagt $H_0 = 42.000 \text{ kJ/kg}$
273	: Vaste waarde
t	: De temperatuur van de spoellucht bij begin compressie
p_0	: Deze ligt vast en bedraagt: $p_0 = 1,013 \text{ Bar}$ absoluut
λ	: De luchtfactor ligt vast bij het type motor. Voor een 4-slag motor geldt: $\lambda = 2,8$ Voor een 2-slag motor geldt: $\lambda = 3,2$
M_{Lth}	: Deze is afhankelijk van de samenstelling van de brandstof.

A8.4 Conclusie

- Tijdens onderhoudswerkzaamheden aan de drijfstangvoet is het zeer belangrijk dat de shims bij dezelfde drijfstangvoet blijven. Op deze manier is gewaarborgd dat de inhoud van de compressieruimte niet wijzigt. Verder is het zeer belangrijk dat indien er een drijfstang vernieuwd wordt de maat exact gelijk gemaakt moet worden aan de originele drijfstang. (α)
- Verder is het belangrijk dat de kleptiming goed gecontroleerd wordt en goed afgesteld wordt. (β)
- Onderhoud, spoelen, van het uitlaatgassengedeelte en het luchtgedeelte van de turbogroep blijkt zeer belangrijk te zijn, deze zijn immers verantwoordelijk voor een juiste vuldruk. Verder is het belangrijk de luchtfilters van de compressor schoon te houden, de reinheid van het filter is eveneens bepalend voor de vuldruk. Een hoge vuldruk resulteert in een hoge gemiddelde druk. (p_1)
- Het schoonhouden van de luchtkoelers blijkt eveneens belangrijk te zijn, hier hangt de temperatuur van de spoellucht van af, dus de temperatuur van de lucht bij begin compressie. Een te hoge temperatuur resulteert in een lagere gemiddelde effectieve druk. Een te lage temperatuur is schadelijk in verband met te sterke afkoeling van de cilinderwand en condensvorming waardoor de smeerfilm tussen zuigerveer en voering aangetast wordt. (t)

A8.5 Voorbeeld

Van een moderne medium speed 4-slag motor is het volgende gegeven:

De inhoud van de compressieruimte, verbrandingsruimte, bedraagt 6 % van het slagvolume.

De effectieve compressieslag begint als de zuiger 11 % van zijn slag vanuit het Onderste Dode Punt heeft afgelegd.

De spoeldruk bedraagt 3,8 bar absoluut, dit is 2,8 bar op de manometer, of 0,38 MPa.

Het spoelrendement bedraagt 95 %.

Het specifiek brandstofverbruik bedraagt 53 gram/MJ.

De luchtfactor bedraagt 2,8.

De spoelluchttemperatuur bedraagt 65 °C.

Van de samenstelling van de brandstof is uit analyse van het laboratorium het volgende bekend:

- massa % Koolstof bedraagt 86 %
- massa % Waterstof bedraagt 10 %
- massa % Zwavel bedraagt 2 %
- massa % gebonden Zuurstof bedraagt 1 %
- massa % Water bedraagt 0,1 %

Gevraagd:

Bereken uitgaande van deze gegevens, de gemiddelde effectieve druk van de motor.

Oplossing:

$$H_0 = 340 \cdot \%C + 1440 \cdot (\%H - \frac{\%O_2}{8}) + 105 \cdot \%S - 25 \cdot (9 \cdot \%H + \%H_2O) = \dots kJ / kg$$

$$H_0 = 340 \cdot 86 + 1440 \cdot \left(10 - \frac{1}{8}\right) + 105 \cdot 2 - 25 \cdot (9 \cdot 10 + 0,1)$$

$$H_0 = 41417,5 kJ / kg$$

$$b_e = \frac{1000}{\eta_{totaal} \cdot H_0} \Rightarrow \eta_{totaal} = \frac{1000}{b_e \cdot H_0}$$

$$\eta_{totaal} = \frac{1000}{53 \cdot 41,4175} = 0,4555$$

$$M_{\ell th} = \frac{1}{23} \cdot \left\{ \frac{32}{12} \cdot \%C + 8 \cdot \left(\%H - \frac{\%O_2}{8} \right) + \%S \right\} \frac{kg \text{ lucht}}{kg \text{ Brandstof}}$$

$$M_{\ell th} = \frac{1}{23} \cdot \left\{ \frac{32}{12} \cdot 86 + 8 \cdot \left(10 - \frac{1}{8} \right) + 2 \right\} \frac{kg \text{ lucht}}{kg \text{ Brandstof}}$$

$$M_{\ell th} = 13,492 \text{ kg lucht / kg Brandstof}$$

$$p_e = \frac{(1 + \alpha - \beta) \cdot \rho_0 \cdot 273 \cdot p_1 \cdot \eta_{spoel} \cdot \eta_{tot} \cdot H_0}{M_{Lth} \cdot \lambda \cdot (273 + t) \cdot p_0}$$

$$p_e = \frac{(1 + 0,06 - 0,11) \cdot 1,291 \cdot 273 \cdot 3,8 \cdot 10^5 \cdot 0,95 \cdot 0,4555 \cdot 41417,5 \cdot 10^3}{13,492 \cdot 2,8 \cdot (273 + 65) \cdot 1,013 \cdot 10^5}$$

$$p_e = \frac{2,280229985 \cdot 10^{15}}{1293482357} = 1762915,3$$

$$p_e = 1762915,3 \text{ N/m}^2$$

$$p_e = 17,62 \text{ bar absoluut}$$

A8.6 Samenvatting

Voor een bestaande motor is het vermogen recht evenredig met de gemiddelde effectieve druk.

Uit onderstaande vergelijking volgt van welke factoren de gemiddelde effectieve druk afhankelijk is.

$$p_e = \frac{(1 + \alpha - \beta) \cdot \rho_0 \cdot 273 \cdot p_1 \cdot \eta_{spoel} \cdot \eta_{tot} \cdot H_0}{M_{Lth} \cdot \lambda \cdot (273 + t) \cdot p_0}$$

In de vergelijking staat de uitkomst voor de gemiddelde effectieve druk in N/m².

De Shims, dit zijn de vulplaten onder de drijfstangvoet.

De shims bepalen de inhoud van de verbrandingsruimte (α).

- Tijdens onderhoudswerkzaamheden aan de drijfstangvoet is het zeer belangrijk dat de shims bij dezelfde drijfstangvoet blijven. Op deze manier is gewaarborgd dat de inhoud van de compressieruimte niet wijzigt. Verder is het zeer belangrijk dat indien er een drijfstang vernieuwd wordt de maat exact gelijk gemaakt moet worden aan de originele drijfstang.

De kleptiming, het sluiten van de inlaatklep bepaald het tijdstip van begin effectieve compressie (β).

- Verder is het belangrijk dat de kleptiming goed gecontroleerd wordt en goed afgesteld wordt.

De vuldruk (p_1).

- Onderhoud, spoelen, van het uitlaatgassengedeelte en het luchtgedeelte van de turbogroep blijkt zeer belangrijk te zijn, deze zijn immers verantwoordelijk voor een juiste vuldruk. Verder is het belangrijk de luchtfilters van de compressor schoon te houden, de reinheid van het filter is eveneens bepalend voor de vuldruk. Een hoge vuldruk resulteert in een hoge gemiddelde druk.

De spoelluchttemperatuur (t).

- Het schoonhouden van de luchtkoelers blijkt eveneens belangrijk te zijn, hier hangt de temperatuur van de spoellucht van af, dus de temperatuur van de lucht bij begin compressie. Een te hoge temperatuur resulteert in een lagere gemiddelde effectieve druk. Een te lage temperatuur is schadelijk in verband met te sterke afkoeling van de cilinderwand en condensvorming waardoor de smeerfilm tussen zuigerveer en voering aangetast wordt.

A8.7 Vragen

- Welke relatie bestaat er tussen het effectief vermogen en de gemiddelde effectieve druk?
- Van welke factoren is de gemiddelde effectieve druk afhankelijk? Geef hierbij ook argumenten waarom deze van belang zijn.
- Van welke factoren is de stookwaarde afhankelijk?
- Waar dient u op te letten bij het demonteren, monteren en het eventueel vernieuwen van een drijfstang?
- Wat is (zijn) de reden(en) dat de spoelluchttemperatuur op circa 65 à 70 °C gehandhaafd wordt?
- Van een moderne medium speed 4-slag motor is het volgende gegeven:

De valse compressieverhouding (ϵ_0) bedraagt 21.

De effectieve compressieslag begint als de zuiger 10 % van zijn slag vanuit het Onderste Dode Punt heeft afgelegd.

De spoeldruk bedraagt 3,5 bar absoluut.

Het spoelrendement bedraagt 97 %.

Het specifiek brandstofverbruik bedraagt 198 gram/kWh.

De luchtfactor bedraagt 2,8.

De spoelluchttemperatuur bedraagt 70 °C.

De stookwaarde bedraagt 41668 kJ/kg

De theoretische hoeveelheid lucht voor de verbranding bedraagt 14,2 kg/kg

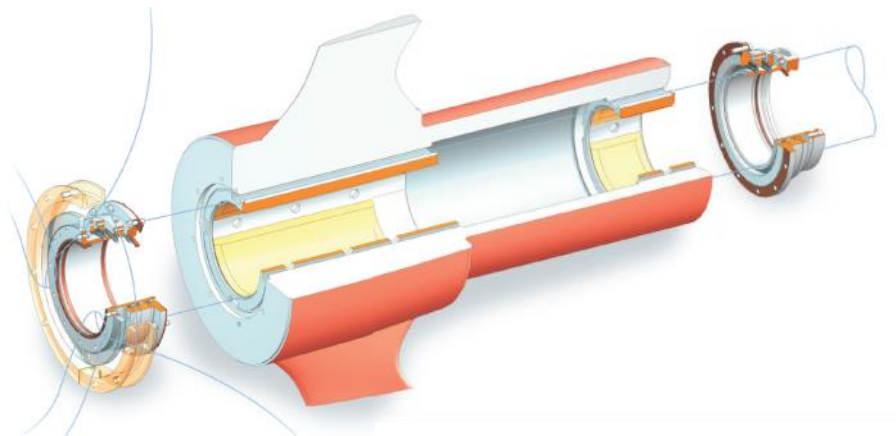
Gevraagd:

- Bereken uitgaande van deze gegevens, de gemiddelde effectieve druk van de motor. (14,9 bar absoluut)

Appendix 9 Asleiding, toebehoren en schroef

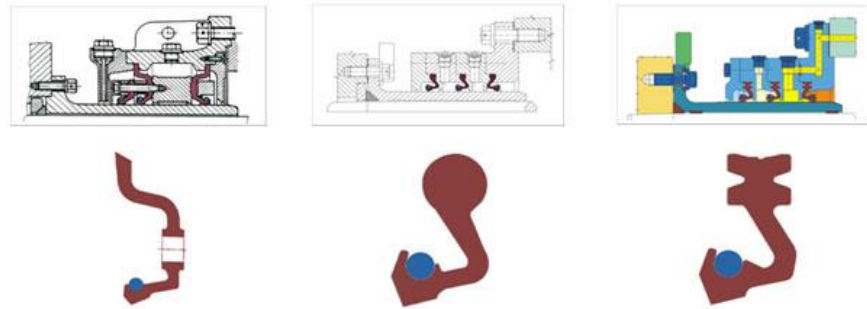
A9.1 Inleiding

Het laatste gedeelte van de asleiding is de schroefas. Deze is zo genoemd omdat door deze as de schroef gedragen wordt. De schroefas begint binnenboord in de eventuele tunnel en eindigt buitenboord bij de schroef. Om deze reden moet de schroef waterdicht door het achterpiekschot gevoerd worden. De schroefas gaat van binnenboord naar buitenboord via de schroefaskoker. Het laatste gedeelte, links op afbeelding 1, dit is het dikste gedeelte, wordt de knoop genoemd.



Afbeelding 1. Voorbeeld van een Simplex afdichting. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Bij de knoop wordt de schroefas naar buiten gevoerd, het laatste stuk van de as is flauw taps. Bij schroeven die van een spie voorzien zijn, ouderwets, bedraagt de tapsheid ongeveer 1 : 12. Bij spie-loze schroeven meestal 1 : 20, hierdoor wordt een zeer vaste passing van de schroef op de as verkregen. Een tapsheid van 1 : 12 is hetzelfde als de tangens = $1/24$. Bij een tapsheid van 1 : 20 is dus de tangens $1/40$. De schroef wordt na het vastzetten geborgd met een moer. Het gedeelte van de schroefas dat buiten het schip uitsteekt draait in zeewater en is dus onderhevig aan corrosie. Om deze reden is dit stuk as voorzien van een bus. Deze bus werd vroeger van brons gemaakt, maar is tegenwoordig vervaardigd van Chroom Nikkel staal, Chroom Nikkel Molybdeen staal of Chroom Nikkel Molybdeen met een Keramische laag. Op deze bus worden dan de afdichtingen gemonteerd, die moeten voorkomen dat er water naar binnen lekt. De eerste Simplex afdichtingen stammen uit 1936. Op afbeelding 2 is een kort overzicht te zien over de ontwikkeling van deze afdichting.



Afbeelding 2. Ontwikkeling van de simplex afdichting. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

A9.2 De stroomafnemer

Ondanks het feit dat bronzen schroefschroeven bestand zijn tegen corrosie door zeewater kan de schroef beschadigingen oplopen als gevolg van elektro-chemische corrosie. Deze corrosie ontstaat als gevolg van het draaien van de schroef. Omdat dit proces elektrisch ontstaat, kan het ook elektrisch worden tegengewerkt ofwel worden opgeheven.

Watersnelheid

Tijdens het draaien van de schroef ontstaan er grote verschillen in de watersnelheid tussen de uiteinden van de schroefbladen en de naaf van de schroef. Als gevolg van deze verschillen in watersnelheid gaan er meer metaalionen van de uiteinden van de schroefbladen in oplossing dan die van de naaf. Dit fenomeen resulteert in een verplaatsing van een elektrische lading van de schroefbladen naar de schroefnaaf. Dit leidt er toe dat er een versnelde corrosie op treedt aan die delen waar de watersnelheid het hoogst is. Gelijktijdig gaan deze lokale verschillen in watersnelheid gepaard met, ook lokaal, hevige turbulentie, dit leidt er vervolgens weer toe dat de gepolijste laag van de schroefbladen beschadigd wordt. Het kapot gaan van deze laag leidt tot corrosie en een verbetering van het transport van de elektrische lading, waardoor het corrosieproces sterk versneld wordt. Deze vorm van elektrochemische corrosie kan voorkomen worden door de elektrische stroom als gevolg van het materiaal van de schroef te onderdrukken. De oplossing hiervoor is om een externe tegenwerkende stroom op te wekken. In bijna alle gevallen is er een natuurlijke bron aanwezig, in dit geval is dit de scheepshuid. Om dit zeker te weten volstaat een eenvoudige meting met een millivoltmeter die het spanningsverschil meet tussen de scheepshuid en de draaiende schroefas. De positieve klem van de voltmeter wordt op de draaiende schroefas aangesloten en de negatieve klem aan de binnenkant van de scheepshuid. Deze meting levert gemiddeld enkele honderdsten van millivolts op. Dit betekent dat de scheepshuid in staat is de benodigde stroomsterkte aan de schroef te leveren en dit ook daadwerkelijk zal doen als deze via een zeer lage weerstand is aangesloten aan de schroefas. Tijdens bedrijf maak de schroefas geen, of slecht contact met de scheepshuid omdat deze in de schroefaskoker draait die met olie gesmeerd wordt. Om deze reden worden er op de schroefas slepringen met koolborstels aangebracht, deze koolborstels worden via een meetinstrument met de scheepshuid verbonden, als gevolg hiervan zal het potentiaalverschil van ongeveer 350 mV gereduceerd worden tot circa 60 mV of minder. Dit is voldoende om de elektro-chemische corrosie van de schroef tot een minimum te beperken. Als de millivolt meter tijdens bedrijf meer dan 60 mV aangeeft, is het aan te raden de slepringen en of de koolborstels te controleren of te vernieuwen.

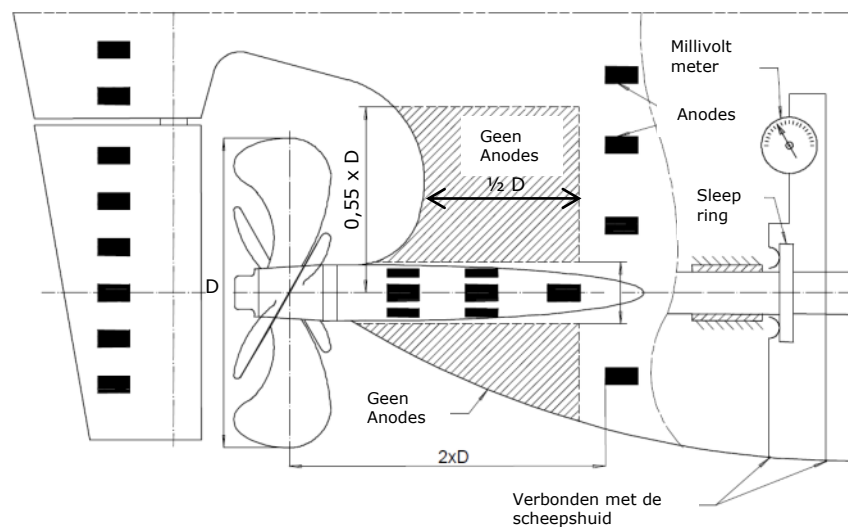
Als de scheepshuid bedekt is met een laag beschermende verf, is het in theorie mogelijk dat het potentiaalverschil tussen de scheepshuid en de schroef te laag is en dat dan de stroomsterkte te laag is om corrosie te voorkomen.

In de praktijk is het zo dat het achterschip onderhevig is aan aantasting door zeewater dat veel lucht bevat en dus erg corrosief is, dit zorgt als bijkomstig voordeel voor de benodigde stroomsterkte.

Als gevolg hiervan neemt de corrosie van de scheepshuid toe. Omdat het oppervlak van de scheepshuid in verhouding met het oppervlak van de schroef erg groot is valt de corrosie van de scheepshuid in de praktijk erg mee.

Ondanks dat wordt de scheepshuid altijd voorzien van zinkanodes of van anodes die van een ander materiaal gemaakt zijn, om het onttrekken van elektronen aan de scheepshuid te compenseren.

Op afbeelding 3 is schematisch weergegeven waar wel en juist geen anodes worden geplaatst. Om cavitatie erosie te voorkomen worden er op het gearceerde deel geen anodes geplaatst.



Afbeelding 3. Stroomafnemer en plaats van de anodes. Bron: Wärtsilä.

De anodes dienen goed contact te maken met de huid, ze dienen aan onbehandelde uitstekende delen van de huid vast gemaakt te worden. Uiteraard mogen de anodes zelf niet geschilderd worden. Speciale aandacht is vereist bij verstelbare schroeven, de elektrische geleidbaarheid tussen bladen en naaf moet te allen tijde gewaarborgd zijn.

Voor anodes geldt in het algemeen:

- Koopvaardij schepen, Ro-Ro schepen en Passagiersschepen: $I_s = 0,7 \text{ A/m}^2$
- Sleepboten, baggerschepen en vissersschepen: $I_s = 1,0 \text{ A/m}^2$
- Ijsbrekers: $I_s = 1,4 \text{ A/m}^2$

Capaciteit van Zink anodes: $I_z = 11,5 \text{ A/m}^2$

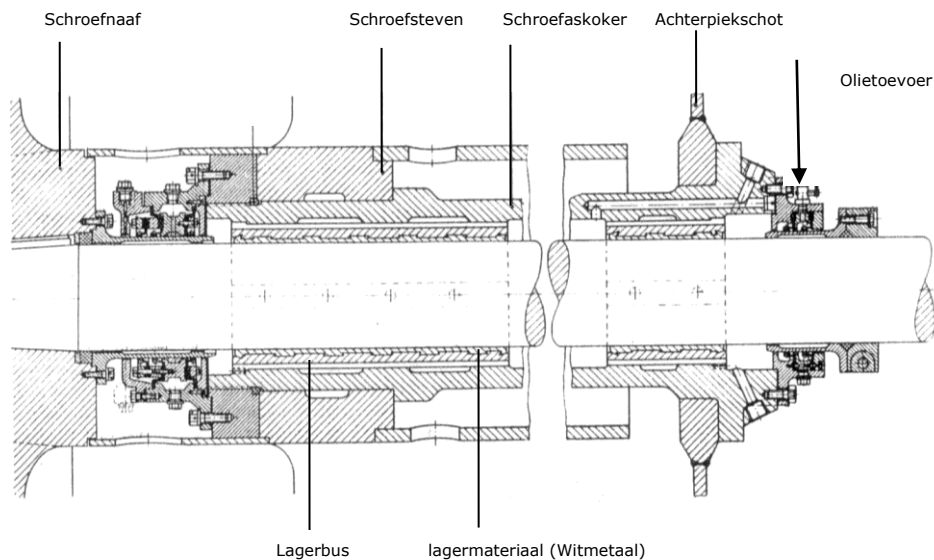
Capaciteit van Aluminium anodes: $I_a = \text{Conform opgave leverancier.}$

Het totale oppervlak dat met zink anodes bedekt moet zijn, wordt berekend volgens:

$$A_{\text{Zink}} = A_{\text{Schroef onbeschermd}} \cdot \frac{I_s}{I_z} \quad \text{m}^2 \text{ aan Zink anodes}$$

A9.3 De asdoorvoer

Op afbeelding 4 is een mogelijke uitvoering weergegeven van de asdoorvoer. Eerst is in de scheepsconstructie een stalen schroefaskoker gelast, deze koker wordt zeer zorgvuldig en nauwkeurig in lijn met de gehele asleiding uitgekotterd. Vaak zijn er twee lagerbussen aangebracht, de achterste is veel langer dan de voorste. Het achterste lager moet namelijk het gewicht van de schroef en de daardoor veroorzaakte krachten opvangen.



Afbeelding 4. Een "oudere" uitvoering van de Simplex afdichting.

Op afbeelding 5 is een foto van diverse maten lagerbussen weergegeven.



Afbeelding 5. Lagerbussen. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Grijs gietijzer

De standaard lagerbussen zijn vervaardigd van gietijzer met daarin witmetaal met een hoog lood – tin gehalte. Witmetaal is een legering van Tin, Antimoon, Koper en Lood. De bussen zijn zodanig behandeld dat het witmetaal zeer goed hecht.

Voor de koopvaardijsschepen worden lagerbussen gebruikt die vervaardigd zijn uit EN-GJL-200 (GG-20), dit is Grijs Gietijzer met een minimale treksterkte van 0,2 kN/mm². Het witmetaal bevat dan een hoog loodgehalte.

Nodulair gietijzer

Voor oorlogsschepen en ijsbrekers wordt EN-GJS-400-15 (GGG-40) gebruikt, dit is Ferritisch, ook wel Nodulair gietijzer genoemd, met een minimum treksterkte van 0,4 kN/mm². De lagerbussen hebben in het witmetaal een hoger tin gehalte. De lengte van de lagerbussen wordt bepaald door de classificatiebureaus.

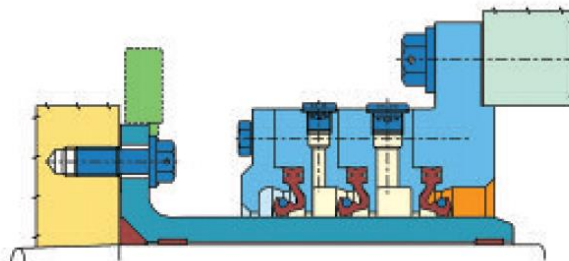
Opvallend zijn de groeven in de lagerbussen. Deze groeven moeten de circulatie van smeerolie, waar de koker volledig mee is gevuld, mogelijk maken.

Op afbeelding 6 is te zien hoe de lagerbus gemonteerd is en zijn de groeven duidelijk zichtbaar.



Afbeelding 6. Gemonteerde lagerbus met groeven. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

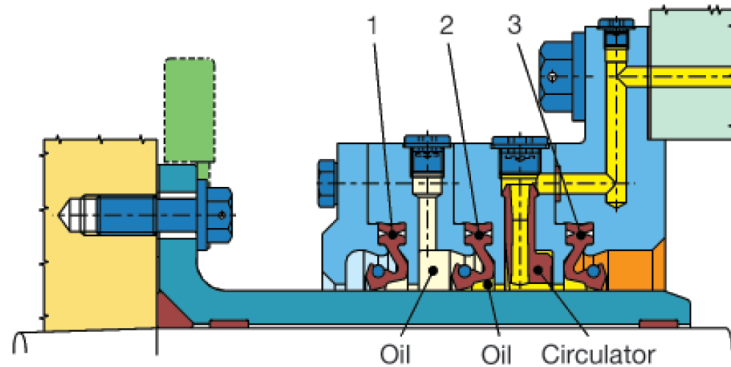
Op afbeelding 7 is een standaard, klassiek, Simplex Seal weergegeven. De weergegeven afdichting is voor buitenboord, dus de achterste.



Afbeelding 7. Klassiek Simplex Seal voor kleinere assen, type SC-2-A. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Het huis is vervaardigd van Gietijzer, de bus waarop de manchetten afdichten is van Chroom Nikkel staal, de manchet zelf is van Perbunan-S rubber vervaardigd. Voor anodes wordt Zink voorgeschreven.

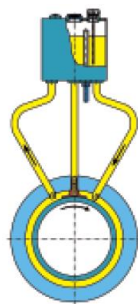
Een ander type, het zogenaamde SC-2-Z Seal "Leakproof" is weergegeven op afbeelding 8.



Afbeelding 8. Het Simplex Compact Leakproof Seal. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Circulator

Bij dit systeem is een zogenaamde "circulator" geïnstalleerd. Dit apparaat was eerst enkel in het voorste seal te vinden, maar nu ook op de achterste seals. Het circulatiesysteem, de circulator, bestaat uit een tank met koelvinnen. De tank is met pijpen verbonden met de circulatieruimte. De aansluitingen zijn voorzien van speciaal gevormde doorstroom openingen. Als de schroef draait zal door de natuurlijke trillingen in het systeem de oliedruk in het circulatiesysteem gaan pulseren, dit heeft tot gevolg dat er een stroming in het systeem gaat plaatsvinden. Bij normale diensnelheid van het schip is de oliecirculatie circa 2 liter per minuut. De in afbeelding 9 weergegeven circulator is voor een afdichting in de tunnel, dus voor een voorste afdichting.



Afbeelding 9. Circulatiesysteem. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Dit systeem heeft als groot voordeel dat er geen apart aangedreven circulatiepomp in het systeem benodigd is.

A9.3.1 De afdichting

4 m/s

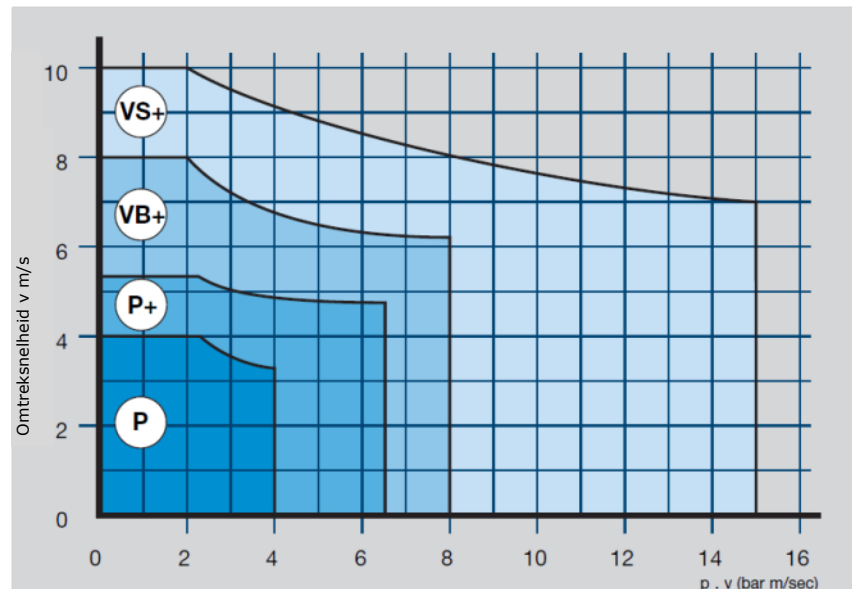
De manchetten van de Simplex afdichting worden standaard uit Perbunan-S rubber vervaardigd.

Als de omtreksnelheid van de schroefas groter wordt dan 4 m/s dan worden de manchetten van Viton Blank vervaardigd. Is de bus die om de schroefas heen zit en waar de manchetten op afdichten vervaardigd van materiaal dat ook keramisch behandeld is, dan worden manchetten gebruikt die van Viton Superlip vervaardigd zijn.

Op de onderstaande grafiek is weergegeven welke soort rubber moet worden toegepast.

In de grafiek is op de verticale as de omtreksnelheid van de bus die om de schroefas zit weergegeven in m/s. Op de horizontale as is het product van de oliedruk in de schroefaskoker en de omtreksnelheid van de bus weergegeven.

Het product is in bar · m/s. Want $p \cdot v = \text{bar} \cdot \text{m/s}$.



De volgende formules worden gebruikt:

$$v = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60.000} \quad [m / s]$$

$$p = 0,1 \cdot H + 0,25 \quad [bar]$$

Waarin:

- v = Omtreksnelheid van de bus in m/s
- p = Oliedruk in de schroefaskoker in bar
- D = Diameter van de manchet in millimeter
- H = Afstand van hart schroefas tot de waterlijn in beladen toestand in meter
- n = Toerental van de as in toeren per minuut
- P = Perbunan-S serie zonder drukregeling, $p_{\max} = 1,0$ bar
- P+ = Perbunan-S serie met drukregeling in de sealkamer met behulp van een aparte olietank, $p_{\max} = 1,6$ bar
- VB+ = Viton Blank serie met drukregeling in de sealkamer met behulp van een aparte olietank, $p_{\max} = 2,4$ bar
- VS+ = Viton Superlip serie met drukregeling in de sealkamer met behulp van een aparte olietank, $p_{\max} > 2,4$ bar

Perbunan-S:

Dit is olie en zeewaterbestendig Nitriël rubber met goede looieigenschappen.

Viton Blank:

Dit is een olie en zeewaterbestendig Fluoreen rubber voor zwaardere bedrijfsomstandigheden. Deze worden toegepast als de omtreksnelheid van de bus groter is dan 4 m/s.

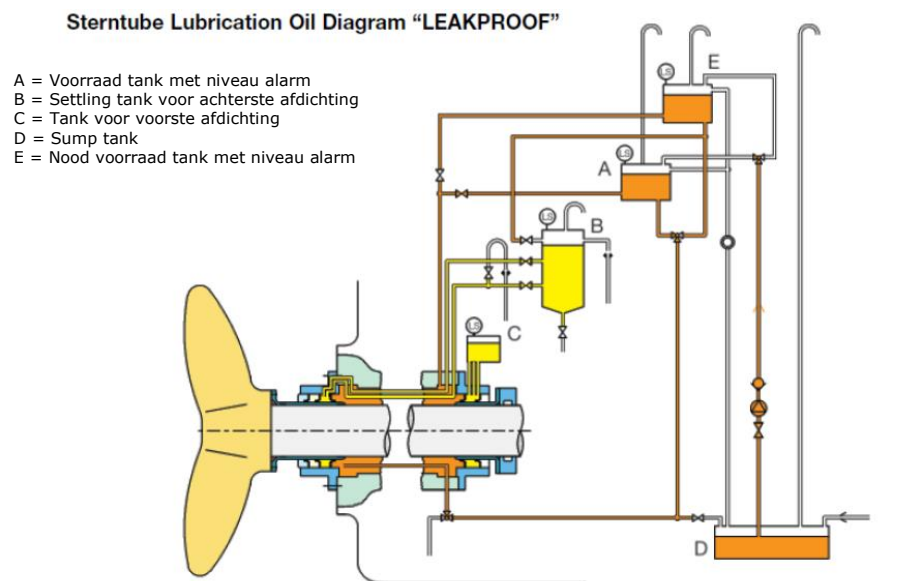
Viton-Superlip:

Dit is een olie en zeewaterbestendig Fluoreen rubber met een speciaal materiaal in de afdichtinglip dat bestand is tegen de zwaarste bedrijfsomstandigheden.

Deze worden toegepast als het materiaal van de bus ook behandeld is met een keramische laag.

A9.4 Smeeroliesysteem schroefaskoker

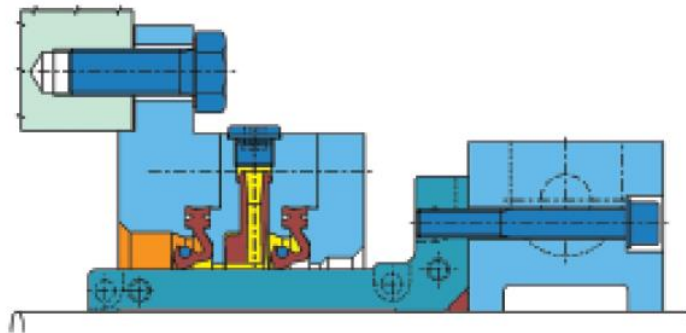
Op afbeelding 10 is een compleet schroefaskoker smeeroliesysteem weergegeven. Dit systeem heet het "Leakproof" systeem.



Afbeelding 10. Smeerolie systeem schroefaskoker. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Bij dit systeem is de oliedruk in de schroefaskoker net iets lager dan de zeewaterdruk. De oliekamer van de achterste manchet is met behulp van twee leidingen verbonden met een 50 liter tank. Deze twee leidingen lopen dwars door de schroefaskoker. Zodra de as draait wordt met behulp van het circulatiesysteem, de circulator, olie gecirculeerd. Tegelijkertijd zal eventueel binnentredend zeewater, als gevolg van optredende bedrijfscondities, met de olie naar de settlingtank worden meegevoerd. Hier kan het water naar de bilge worden afgevoerd. Bij dit systeem kan er dus nooit olie naar buiten lekken.

Op afbeelding 11 is een afdichting weergegeven zoals deze aan de binnenzijde van het schip gebruikt wordt.



Afbeelding 11. Een voorbeeld van een binnenafdichting. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

De afdichting op afbeelding 11 is radiaal deelbaar, het huis is van Gietijzer, de axiaal deelbare bus is van Chroomstaal vervaardigd. De manchetten zijn van Perbunan-S rubber, Viton blank of Viton Superlip gemaakt, afhankelijk van de omtreksnelheid van de schroefas en de gebruikte materialen. Dit seal is uitgevoerd met een circulator en een 15 of 30 liter tank. Gebruikte coderingen.

Standaard Achterste afdichtingen, buitenboord:

- A = Zonder drukregeling
- B = Met drukregeling
- Z = "Leakproof" met drukregeling, circulator en verlaagde schroefaskokerdruk
- M = "Multisafe" met drukregeling
- S = "Non-Pollution Seal Airspace" met luchtkamer en drukregeling

Standaard Voorste afdichtingen, binnenboord:

- Z = Met circulator en olietank
- ZW = Water gesmeerd met circulator en watertank

Deelbare achterste en voorste afdichtingen:

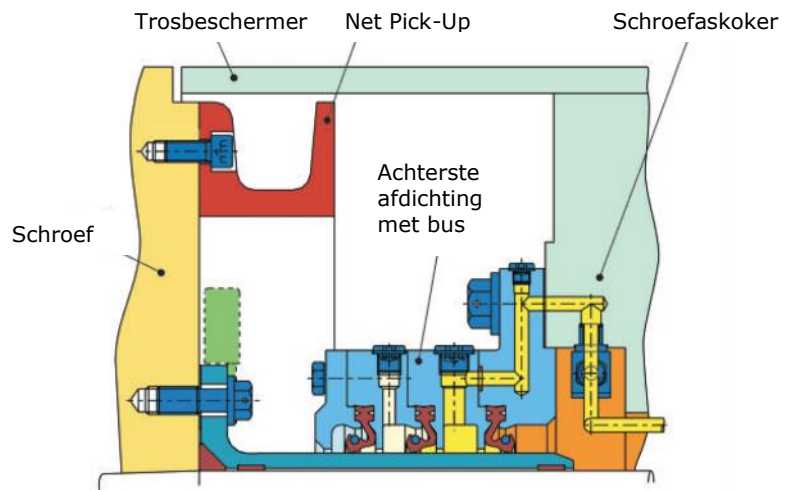
- E = Volledig deelbaar
- F = Enkel de bus is deelbaar
- G = Enkel het huis is deelbaar

Opties:

- C = Keramisch gecoate bus
- SI = "Airspace" zonder diepgangsensor
- SII = "Airspace" met diepgangsensor

Net Pick-Up

Op afbeelding 12 is een achterste afdichting weergegeven met een trosbeschermer en met een Net beschermer, de zogenaamde Net Pick-Up.



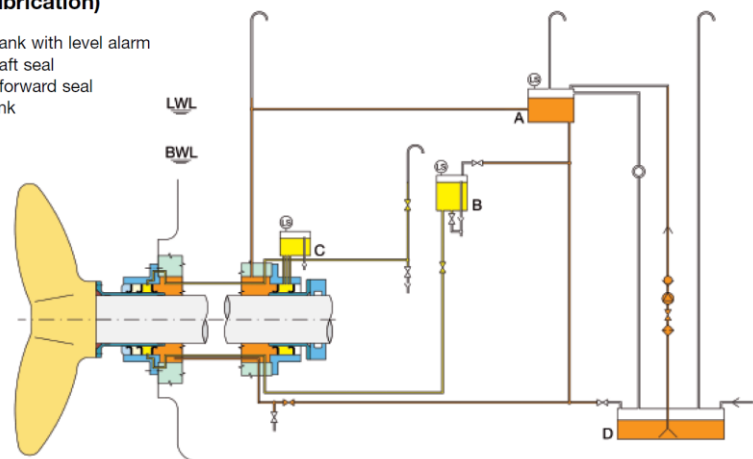
Afbeelding 12. Net Pick-Up. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

De Net Pick-Up is een optie. Dit voorkomt indraaien van netten en vislijnen in de achterste afdichting. De Net Pick-Up is gemaakt van een U profiel. Met een toename van het aantal netten en vislijnen raakt het U-vormige gedeelte vol en sluit de ingang volledig af.

Op afbeelding 13 zijn tot slot nog twee smeeroliesystemen weergegeven. De eerste is natuurlijke circulatie en de tweede is gedwongen circulatie.

Stern tube Lubrication Oil Diagram (natural lubrication)

- A = Header tank with level alarm
- B = Tank for aft seal
- C = Tank for forward seal
- D = Sump tank



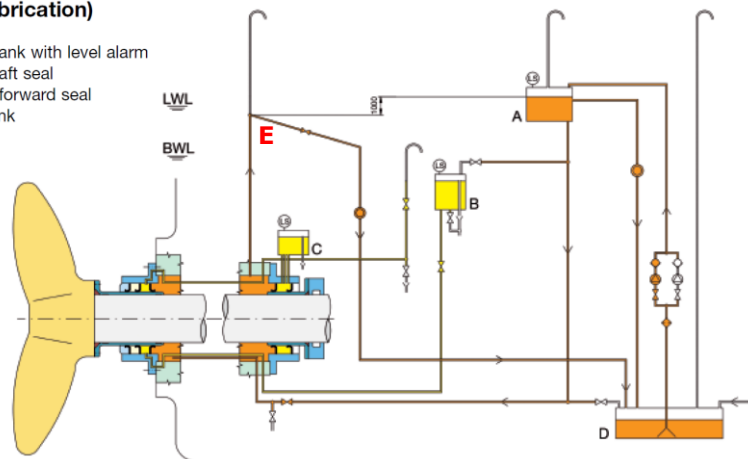
- A = Voorraad tank met niveau alarm
- B = Tank voor achterste afdichting
- C = Tank voor voorste afdichting
- D = Sumptank of aflooptank

LWL = Loaded Water Line, waterlijn bij beladen schip.
BWL = Ballast Water Line, waterlijn bij schip in ballast.

Natural lubrication = Natuurlijke smering
Forced lubrication = Geforceerde smering

Sternube Lubrication Oil Diagram (forced lubrication)

- A = Header tank with level alarm
B = Tank for aft seal
C = Tank for forward seal
D = Sump tank



Afbeelding 13. Schroefaskoker smeersystemen. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Bij het tweede systeem wordt met behulp van een pomp olie uit de sumptank D gezogen en naar de voorraad tank A gepompt. De voorraadtank "drukt" de olie onderin de schroefaskoker en de olie wordt er aan de bovenkant weer uitgedrukt. Via **E** loopt de olie A vanzelf onder vrij verval terug naar de sumptank D. Tussen het hoogste punt van de overloop E en het hoogste niveau van tank A zit ongeveer 1 meter hoogteverschil. (Punt E ligt 1 meter lager dan hoogste niveau tank A).

A9.4.1 Airguard systeem

Voor een volledig lekvrije toepassing heeft Wärtsilä het airguard systeem ontwikkeld. Dit is een antivervuiling lip seal dat wordt gebruikt in combinatie met oliegesmeerde schroefaskokers. Het is speciaal ontworpen voor toepassingen waar extra veiligheid tegen lekkage is vereist.

Lekvrij

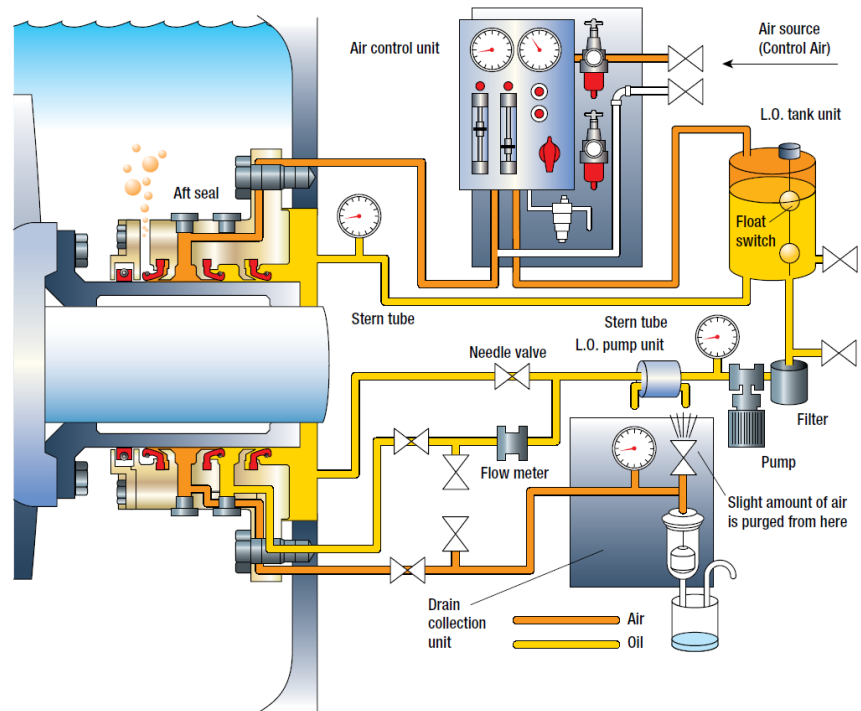
Volledig lekvrij, wordt hier mogelijk gemaakt door gebruik te maken van een zogenaamde sperluchtkamer die de zeewaterzijde volledig afschermt van de oliezijde.

Gecomprimeerde lucht wordt aan de sperluchtkamer toegevoerd. De luchtdruk wordt automatisch geregeld en wel zodanig dat deze net iets hoger is dan de zeewaterdruk.

Doordat er een constante hoeveelheid lucht in de sperluchtkamer geblazen wordt, "lekt" er constant lucht naar de zeewaterzijde.

De sperluchtkamer is verbonden met een speciaal water aftapsysteem. Zeewater en of olie dat in de sperluchtkamer komt, wordt dan automatisch afgevoerd naar het water aftapsysteem.

Hiermee wordt voorkomen, dat er olie naar buiten lekt en water naar het oliesysteem lekt. Het systeem is weergegeven op afbeelding 14.



Afbeelding 14. Het airguard systeem. Bron: Wärtsilä.

Legenda afbeelding 14:

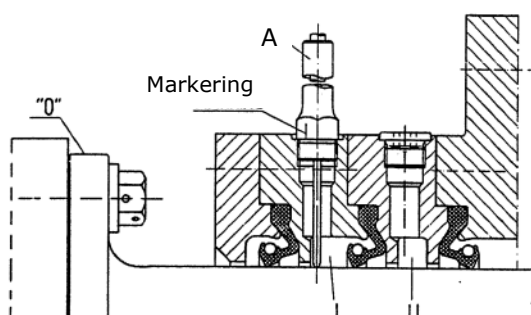
Aft seal	Achterste afdichting
Stern tube	Schroefaskoker
Air control Unit	Luchtverzorging eenheid
Air source	Toevoer lucht
L.O. tank unit	Smeerolietank
Stern tube L.O. pump unit	Smeeroliepomp schroefaskoker
Needle valve	Naaldafsluiter
Flow meter	Debietmeter
Drain collection unit	Water/Olie aftap
Air	Lucht
Oil	Olie
Pump	Pomp
Filter	Filter
Float switch	Niveau schakelaar
Slight amount of air is purged from here	Vanaf hier wordt een kleine hoeveelheid lucht afgeblazen

A9.5 Meten van de slijtage

Tijdens de reis wordt op uurbasis regelmatig een oliemonster van de schroefaskoker genomen en opgestuurd ter controle. De scheepvaartmaatschappij krijgt van het laboratorium dan het advies wat te doen met de olie.

Als het schip in dok ligt, wordt de schroefas gecontroleerd op slijtage. In de achterste Simplex afdichting is een controleprop aangebracht waarin een meetinstrument geplaatst kan worden.

De plaats waar de prop zit, is boven kamer I. Nu zit in de verwijderde prop het meetinstrument A al gemonteerd.



*Afbeelding 15. Plaats van de meetprop op de achterste afdichting.
Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.*

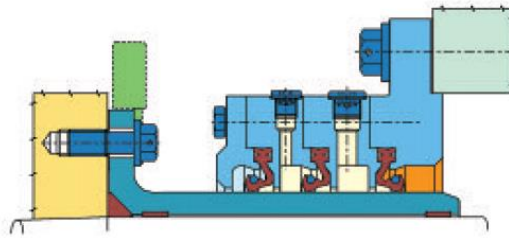
Het meetinstrument wordt gebruikt om de speling in het lager te meten. De meting is een relatieve meting en geeft enkel de wijziging in de speling aan ten opzichte van de eerste meting.

De eerste meting van de lagerspeling vindt onmiddellijk plaats na de definitieve montage van de afdichting. De meting vindt plaats in kamer I zowel aan de bovenzijde als de onderzijde van de afdichting. Hier wordt dan een zogenaamde basiswaarde vastgesteld. Deze waarde dient als referentie voor latere metingen.

Aangezien het belangrijk is dat er altijd op dezelfde plaats gemeten wordt is er op het meetapparaat en op de afdichting een merkteken (in afbeelding 1 aangeduid met "Markering") geplaatst. Dit merkteken wordt tijdens de eerste meting aangebracht. Het meetapparaat wordt bovenin en onderin de afdichting geplaatst om te meten.

Bij alle metingen dient er op gelet te worden dat het "O" merk altijd in dezelfde positie staat. Het "O" teken is ingeslagen op de omtrek van de flens van de bus. Het is aan te bevelen het merkteken zo te plaatsen dat dit overeenkomt met het eerste schroefblad. Na elke revisie of vernieuwing, van de afdichting dient de meting uitgevoerd te worden. Als de meting is uitgevoerd, worden de gevonden maten genoteerd in de tabel die in het kistje zit waarin het meetinstrument bewaard wordt. Voor een juiste meting dient er op gelet te worden dat tijdens het plaatsen van de afdichting de meetpropfen exact vertikaal geplaatst worden.

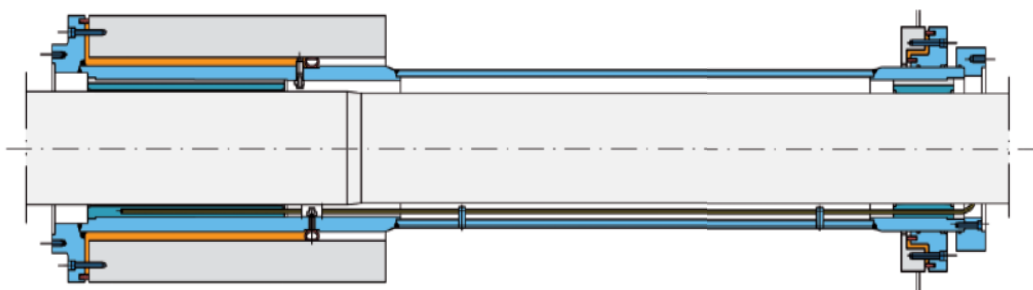
Na het meten worden de propfen weer teruggeplaatst, zie afbeelding 16.



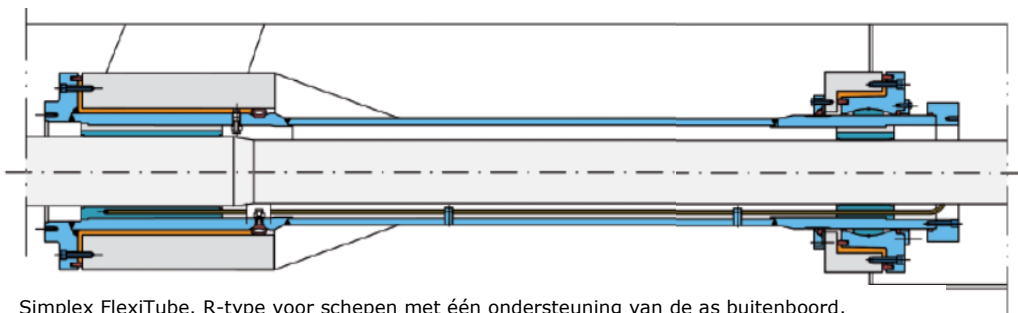
*Afbeelding 16. De pluggen zijn na meten teruggeplaatst.
Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.*

A9.6 Simplex FlexiTube

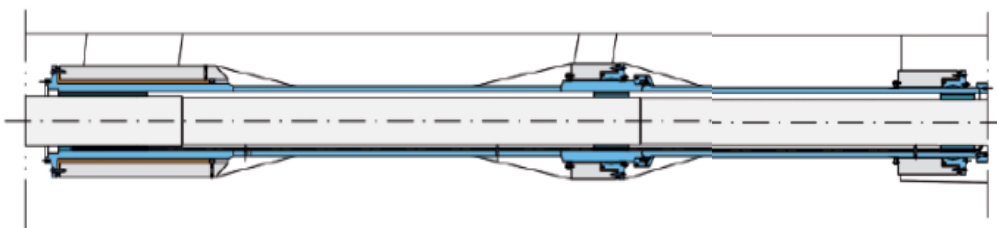
Een ontwikkeling van de laatste jaren is de zogenaamde Simplex FlexiTube. Dit is een complete schroefaskoker met lagers, afdichtingseals en inbouw. Dit systeem wordt van te voren kant-en-klaar aangeleverd en kan binnen 8 uur volledig geïnstalleerd worden. Onderstaand zijn drie uitvoeringen weergegeven, de bovenste tekening van de schroefas is buitenboord niet ondersteund, de middelste tekening heeft één ondersteuningspunt buitenboord en de onderste tekening twee. Het grote voordeel van dit systeem is dat het exact op maat kotteren nu komt te vervallen, de schroefaskoker wordt met speciale bevestiging compound in het schip bevestigd. Hierdoor komen tevens materiaalspanningen te vervallen. Op afbeelding 17 is het geheel wat meer in detail weergegeven.



Simplex FlexiTube. Standaard uitvoering voor schepen zonder as ondersteuning buitenboord.

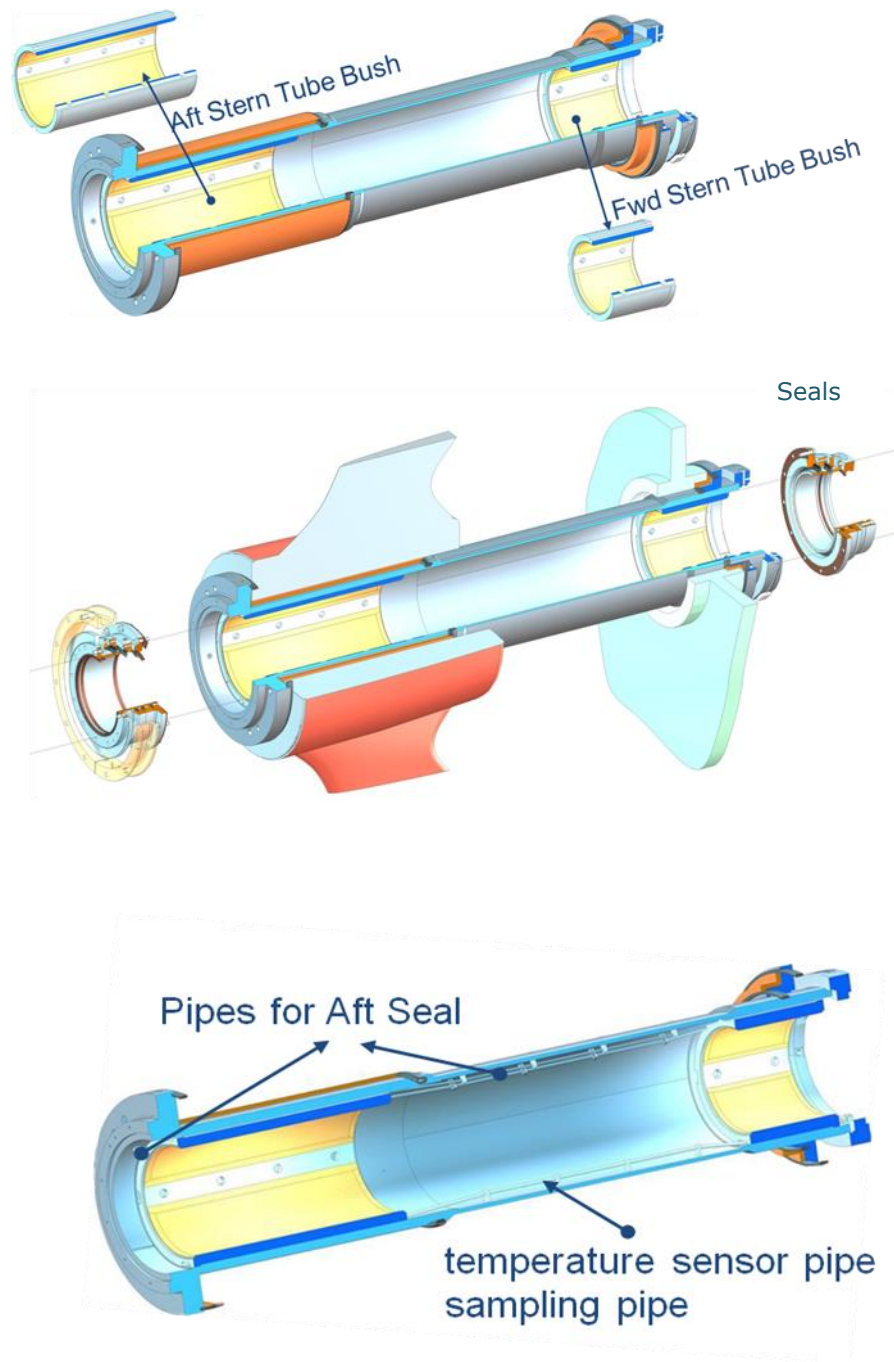


Simplex FlexiTube. R-type voor schepen met één ondersteuning van de as buitenboord.



Simplex FlexiTube. SR-type voor schepen met twee ondersteuningspunten voor de as buitenboord.

*Afbeelding 17. Diverse uitvoeringen van het Simple FlexiTube systeem.
Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.*



Afbeelding 18. Simple FlexiTube systeem. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

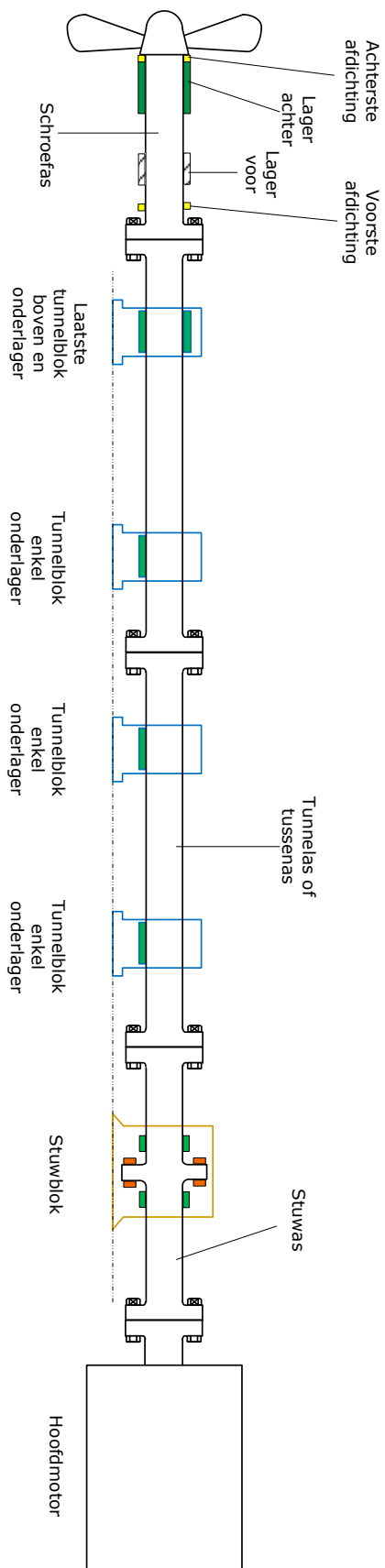
De asleiding van een schip dat wordt voortbewogen door een motor of turbine bestaat uit de volgende onderdelen:

- Het geheel is schematisch weergegeven op afbeelding 19.

Op de volgende pagina is afbeelding 19 nog eens vergroot weergegeven.

Stuwblok

Bij schepen waarbij de machinekamer volledig in het achterschip geplaatst is ontbreken de tunnelassen of is er slechts één geplaatst.



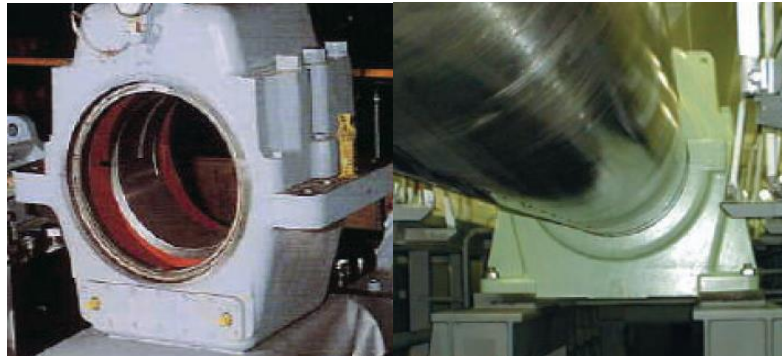
Afbeelding 19. Schroef en asleiding.

Op afbeelding 20 is een foto te zien van een tunnelblok, met daarnaast de as die in het lager ligt.

De tunnelblokken kunnen als looplager of als draaglager worden uitgevoerd. Als looplager heeft het tunnelblok alleen een onder lagerschaal en als draaglager zowel een onder als een boven lagerschaal. Waar de loop- of draaglagers worden gepositioneerd wordt bepaald door de elastische belastinglijn van de schroefasleiding. Op afbeelding 20 is een lager afgebeeld met de bevestigingsfundatie op de hartlijn van het lager, waardoor dit lager zeer geschikt is voor inbouw in de astunnel.

Tunnellagers voorzien van boven- en onderschaal dienen o.a. ook om het eventueel "zwiepen" van de as op te vangen.

Zwiepen

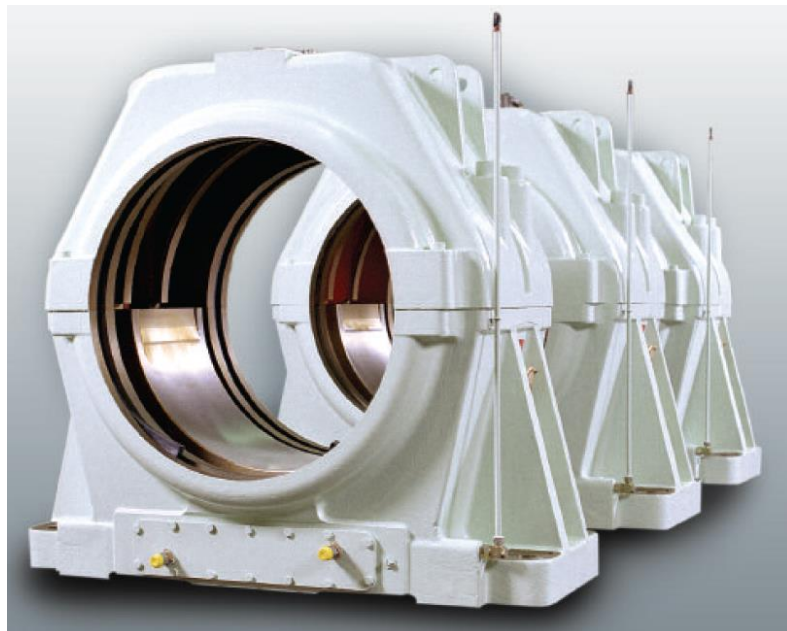


Afbeelding 20. Laatste tunnelblok. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Op afbeelding 21 is een lager afgebeeld met enkel een ondermetaal, dit zijn dus de tussenblokken.

De lagers zijn allen uitgevoerd als glijlager vervaardigd van witmetaal met een hoog gehalte aan lood of tin.

Glijlager

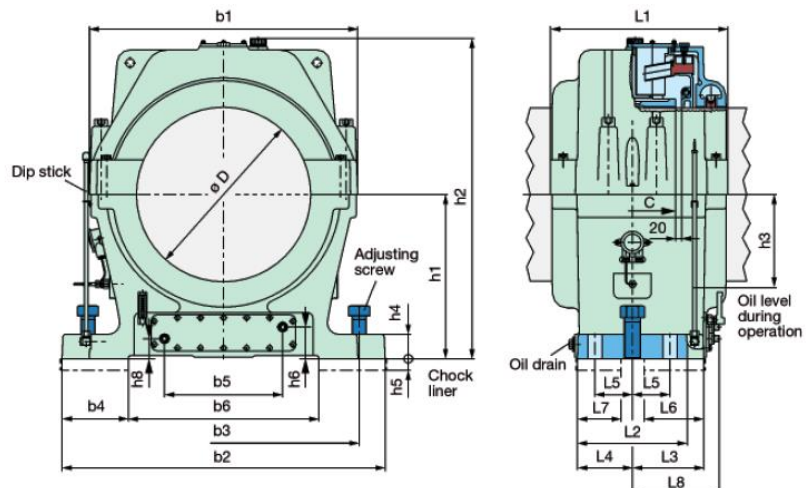


Afbeelding 21. Tunnelblok voorzien van enkel ondermetalen. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Op afbeelding 22 is een doorsnede weergegeven van het lager zoals afgebeeld op afbeelding 21.

De tunnelblokken zijn met behulp van een fundatie op de dubbele bodem gelast. Het lager is voorzien van een losse kap. Op de as is een stalen ring geklemd die uit twee delen bestaat, de ring wordt door de draaiende as meegenomen en draait door de onderkant van het lager door een oliebad. De ring "sleept" de olie mee naar boven en wordt daar met behulp van een schraper van de ring geschrapt.

De schraper zorgt dat de olie, al dan niet via een olie verzamelbak, over het bovenste deel van de as wordt verspreid en zo meehelpt aan hydrodynamische smering van de tunnelblokken. Op deze manier vindt er een constante circulatie van olie in het tunnelblok plaats.

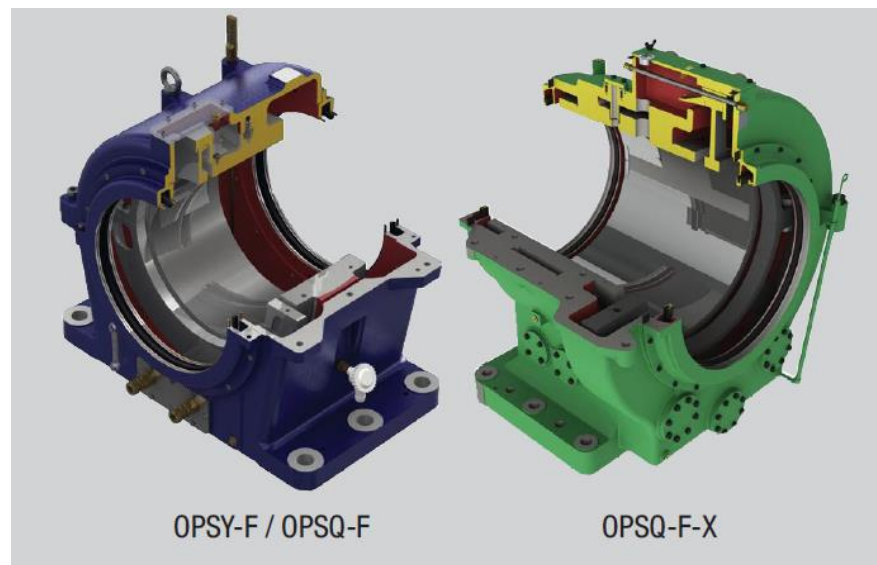


Maximale belasting
Lager op lood basis 2 – 2,5 N/mm²
Lager op tin basis 2 – 4,5 N/mm²

Als een tunneller is er enkel een onder lager gemonteerd. Vereiste tolerantie van de as ISO H6

Afbeelding 22. Doorsnede tunnelblok. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Op afbeelding 23 is een tunneller weergegeven zoals deze door Wärtsilä worden vervaardigd.

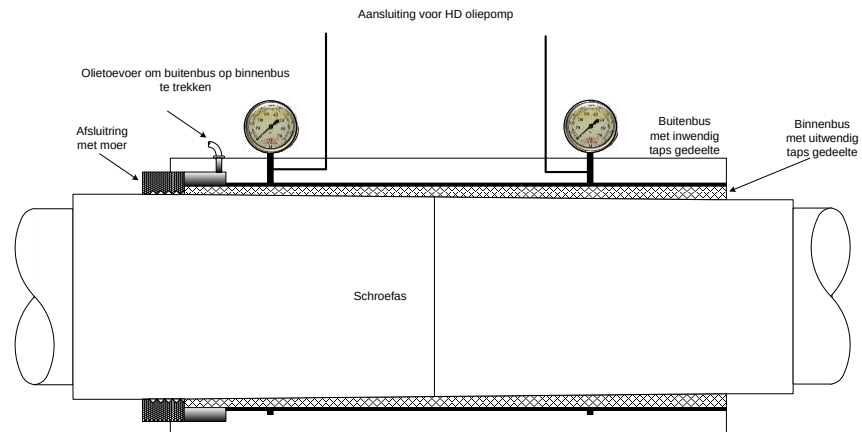


Afbeelding 23. Doorsnede tunnelblok. Bron: Wärtsilä.

Op de tunnelblokken zijn of oliepeilglazen of peilstokken gemonteerd. Sommige tunnelblokken zijn voorzien van geforceerde smering en ook is het mogelijk om tunnelblokken op het koelwatercircuit aan te sluiten.

Klembus

In het voorgaande is er van uit gegaan dat de tunnelassen met behulp van flenzen aan elkaar vastgezet zijn. Een andere manier om de assen met elkaar te verbinden is met behulp van een klembus. De klembus is schematisch weergegeven op afbeelding 24.



Afbeelding 24. Hydraulische bevestiging van tunnelassen.

De koppeling is zo uitgevoerd dat de binnenbus met geringe speling over de beide assdelen geplaatst kan worden. Zodra de volledige koppeling geplaatst is, wordt tegelijkertijd olie gepompt in de ringvormige kamer achter de moer en tussen de buitenbus en de binnenbus. Op deze manier wordt de buitenbus nagenoeg "wrijvingsloos" over de binnenbus getrokken. Met merktekens is aangegeven hoe ver de buitenbus over de binnenbus dient te worden getrokken.

A9.8 Het stuwblok

Als de schroef draait dan drukt deze een kolom water naar achteren toe. Als gevolg hiervan ontstaat een reactiekracht die de schroef en de daaraan bevestigde schroefas met tunnelas naar voren toe drukt. Deze kracht naar voren wordt ook wel de stuwkracht genoemd. Als er geen voorziening is getroffen om deze kracht op te nemen dan moet de voortstuwing dit doen. Omdat deze krachten ontzettend groot kunnen zijn, moet een voorziening getroffen zijn om deze kracht op te vangen en af te voeren naar de scheepsfundatie. Dit geschiedt met behulp van een stuwblok.

De stuwkracht is als volgt gedefinieerd:

$$F_{\text{stuw}} = \frac{P_e \cdot \eta_{\text{as}} \cdot \eta_{\text{schroef}}}{v_{\text{schip}}} \quad [N]$$

Waarin:

F_{stuw} = De stuwkracht in Newton

P_e = Het asvermogen dat de voortstuwing aan de as levert na een eventuele tandwielkast in Watt

η_{as} = Het rendement van de gehele tunnelas

η_{schroef} = Het rendement van de schroef

v_{schip} = De snelheid waarmee het schip door het water vaart in m/s

Voorbeeld:

Een schip vaart met een snelheid van 20 mijl per uur, het geleverde asvermogen bedraagt 18 MW, het rendement van de tunnelas bedraagt 96% en het schroefrendement bedraagt 80%.

Gevraagd:

Bereken de stuwkracht. (1 zeemijl = 1 nautische mijl = 1852 meter)

Oplossing:

$$P_e = 18 \cdot 10^6 \text{ Watt}$$

$$\eta_{as} = 0,96$$

$$\eta_{schroef} = 0,8$$

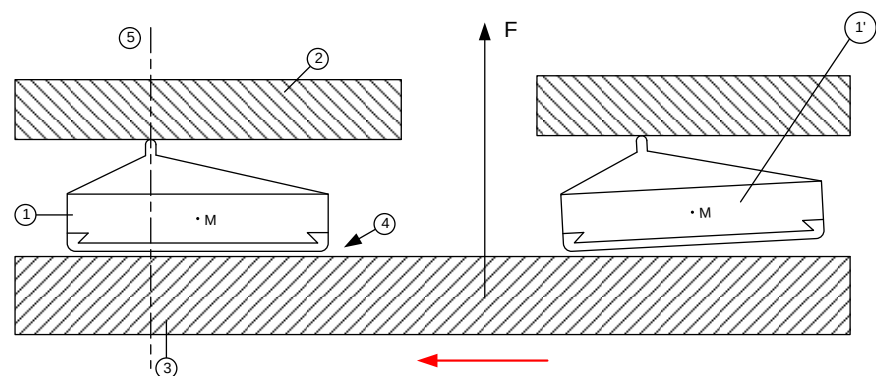
$$v_{schip} = \frac{20 \cdot 1852}{3600} = 10,288 \text{ m/s}$$

$$F_{stuw} = \frac{P_e \cdot \eta_{as} \cdot \eta_{schroef}}{v_{schip}} = \frac{18 \cdot 10^6 \cdot 0,96 \cdot 0,8}{10,288} = 1.343.701 \text{ N}$$

$$F_{stuw} = 1344 \text{ kN}$$

Voor de verklaring van de werking van het stuwblok gebruiken we de afbeeldingen 25 en 26.

We nemen aan dat een rechthoekig blokje 1 aan de bovenkant steunt tegen een vast vlak 2. Onder het blokje 1 beweegt een vlak 3 in de richting van de rode pijl. Het vlak 3 beweegt overigens evenwijdig aan het vlak 2. Als er bij punt 4 voldoende olie aanwezig is en het blokje goed afgerond is aan deze zijde, dan zal de smeerolie die zich hecht aan het bewegend vlak 3 automatisch worden meegenomen in de ruimte tussen 1 en 3.

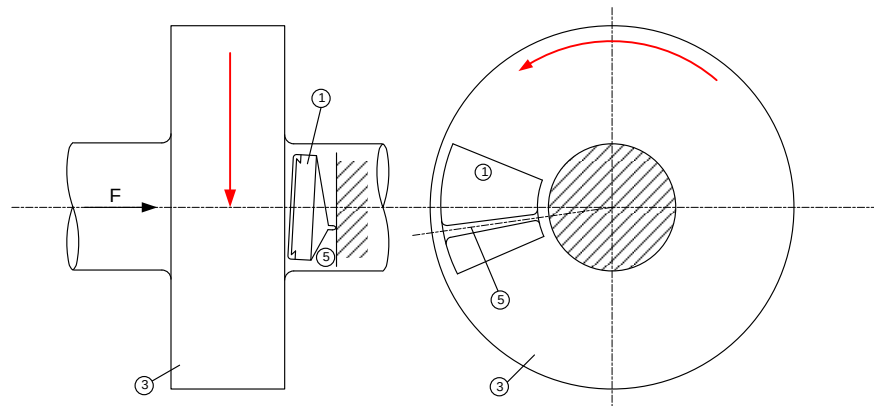


Afbeelding 25. Bewegend vlak met kantelblokje

Stuwkracht

Als het vlak 3 bij de beweging volgens de rode pijl ook nog een kracht F ondervindt in de getekende richting, dit zou in werkelijkheid, de "stuwkracht" zijn, dan zal op de laag olie die tussen het blokje 1 en het vlak 3 zit ook dezelfde kracht werken die op de olie een druk uitoefent. De olie krijgt dan een inwendige druk. De achterkant van het kantelblokje is voorzien van een "rug" 5. Het blokje kan om deze rug heen een klein beetje kantelen. De hartlijn die door de rug 5 loopt staat dus uit het midden en deze is verplaatst in de bewegingsrichting van het vlak 3, in de afbeelding is dit links van het middelpunt M.

Door de kracht F ontstaat er een inwendige druk op de olie. Omdat de hartlijn 5 uit het midden ligt zal het blokje kantelen, het oppervlak rechts is groter dan links. Het blokje neemt dan de stand 1' aan zoals getekend in afbeelding 25.



Afbeelding 26. Principeschets werking stuwblok.

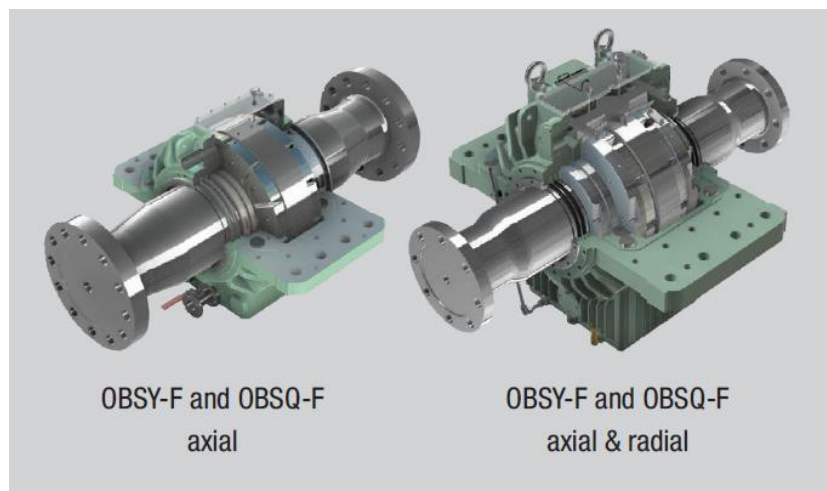
Tussen het blokje 1' en het vlak 3 is nu een wigvormige ruimte ontstaan waardoor de olie continu de gelegenheid heeft ertussen te stromen. Omdat de spleet in bewegingsrichting steeds kleiner, nauwer, wordt zal ook de druk steeds hoger worden. Als gevolg van de steeds hoger wordende druk zal voorkomen worden dat de vlakken 1 en 3 elkaar raken.

Hydrodynamisch

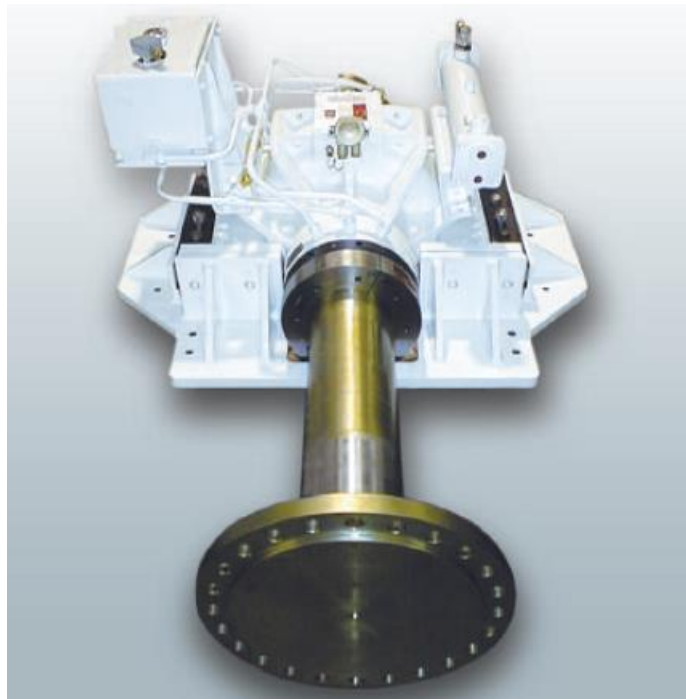
Hierdoor ontstaat enkel en alleen zuivere vloeistofwrijving die ook wel hydrodynamische smering wordt genoemd.

In de praktijk bij het stuwblok is nummer 3 de kraag en nummer 1 is het kantelblok, zoals weergegeven in afbeelding 2. Als de kraag hier in de richting van de rode pijl draait, dan moet de hartlijn door 5 dus beneden het midden van het blokje geplaatst worden.

Bij achteruit draaien draait de draairichting en de kracht om, om die reden zullen er aan de andere zijde van de kraag 3 ook een stel kantelblokjes moeten zitten om de asdruk op te vangen.

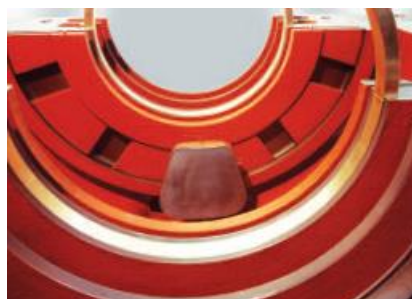


Afbeelding 27. Stuwblok. Bron: Wärtsilä.



Afbeelding 28. Stuwblok. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

Op de onderstaande afbeelding 29 is de kraag van het stuwblok te zien met de kantelblokjes, op de onderste afbeelding is een kantelblokje weergegeven.



Afbeelding 29. Stuwblok. Bron: Technisch Bureau Uittenbogaart.

De grootte van het stuwblok is afhankelijk van het vermogen van de voortstuwingsinstallatie.

A9.9 Schroefsnelheid en slip

We stellen ons de schroef voor als een bout. De bout heeft een bepaalde maat schroefdraad met een bijbehorende spoed die we afgekort (H) noemen. De bout draaien we in een moer die het omringende water van de schroef voorstelt. De moer is vast opgesteld. Als we de bout, in de moer, een slag draaien, dan heeft de bout een weg afgelegd die gelijk is aan de spoed van de schroefdraad. Als we vervolgens de bout met een bepaald toerental (n) per seconde laten draaien, dan is de snelheid van de bout in de stilstaande moer gelijk aan:

$$v_{th} = n \cdot H$$

Waarin:

- v_{th} = De snelheid van de bout in de stilstaande moer in m/s. Deze snelheid wordt de theoretische schroefsnelheid of de translatiesnelheid genoemd.
 n = Het toerental van de bout, straks de schroef, in omwentelingen per seconde.
 H = De spoed van de schroefdraad, straks de schroef, in meter.

De theoretische schroefsnelheid ten opzichte van het omringende water is dus:

$$v_{th} = n \cdot H \quad [m / s]$$

of

$$v_{th} = \frac{n \cdot H \cdot 3600}{1852} \quad [mijl / h]$$

Het getal 1852 stelt een zeemijl voor en die is gelijk aan 1852 meter.

In werkelijkheid drukt de schroef, tijdens het draaien, het water naar achter, de reactiekracht die hierdoor ontstaat drukt de schroef naar voor.

De verplaatsingsnelheid van de schroef in de asrichting is dus kleiner dan de theoretische schroefsnelheid. Het verschil van deze twee snelheden wordt de slip genoemd.

Schijnbare slip

De slip die we vinden, wordt ook wel de schijnbare slip genoemd en is gelijk aan:

$$s_s = v_{th} - v$$

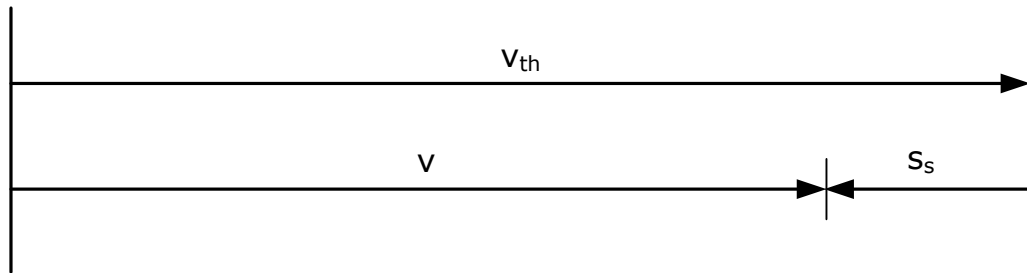
Waarin:

- s_s = Schijnbare slip in m/s
 v_{th} = Theoretische schroefsnelheid in m/s
 v = Verplaatsingsnelheid van de schroef in asrichting in m/s.

De schijnbare slip wordt doorgaans uitgedrukt in procenten van de theoretische schroefsnelheid. Hier vinden we dan voor de schijnbare slip:

$$s_s = \frac{v_{th} - v}{v_{th}} \cdot 100\%$$

Het geheel is grafisch weergegeven op afbeelding 30.



Afbeelding 30. Theoretische snelheid en schijnbare slip.

Voorbeeld 1

Een motorschip heeft een schroef met een spoed van 6 meter.
Het toerental van de schroef bedraagt 2 omw/s.
Het schip heeft een snelheid van 21 mijl/h.

Gevraagd:

Bereken de schijnbare slip van de schroef.

Oplossing:

De theoretische schroefsnelsheid bedraagt:

$$v_{th} = n \cdot H = 6 \cdot 2 = 12 \text{ m / s}$$

De vaarsnelheid van het schip, dit is de verplaatsingssnelheid van de schroef in asrichting bedraagt 21 mijl/h, dit is dan:

$$v = \frac{21 \cdot 1852}{3600} = 10,8 \text{ m / s}$$

De schijnbare slip wordt dan:

$$s_s = \frac{v_{th} - v}{v_{th}} \cdot 100\%$$

$$s_s = \frac{12 - 10,8}{12} \cdot 100\%$$

$$s_s = 10\%$$

Voorbeeld 2

De schroefas van een motorschip heeft een toerental van 122 omw/minuut.
Er wordt rekening gehouden met een schijnbare slip van 11,5 %.
Het schip moet een vaarsnelheid hebben van 22 mijl/h.

Gevraagd:

Bereken de vereiste spoed van de schroef.

Oplossing:

$$v = 22 \text{ mijl} / h = \frac{22 \cdot 1852}{3600} = 11,32 \text{ m} / s$$

$$n = 122 \text{ omw} / \text{min} = \frac{122}{60} = 2,03 \text{ Hz}$$

$$s_s = \frac{v_{th} - v}{v_{th}} \cdot 100\%$$

$$s_s \cdot v_{th} = 100 \cdot v_{th} - 100 \cdot v$$

$$11,5 \cdot v_{th} = 100 \cdot v_{th} - 100 \cdot 11,32$$

$$(100 - 11,5) \cdot v_{th} = 1132$$

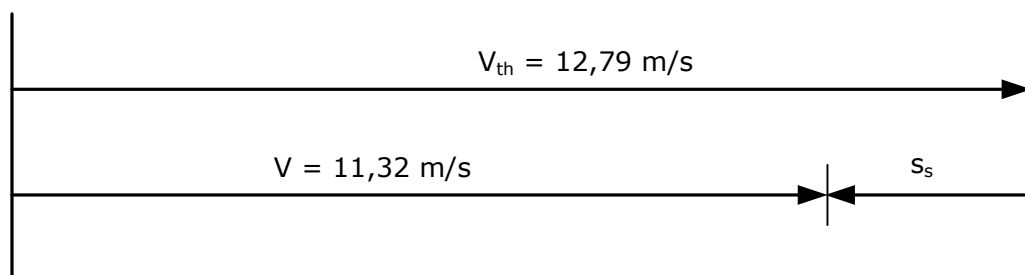
$$v_{th} = \frac{1132}{(100 - 11,5)} = 12,79 \text{ m} / s$$

$$v_{th} = n \cdot H$$

$$n = 2,03 \text{ Hz}$$

$$H = \frac{12,79}{2,03} = 6,3 \text{ m}$$

Als we het geheel grafisch uitzetten vinden we het onderstaande diagram, afgebeeld op afbeelding 31.



Afbeelding 31. Grafische voorstelling van rekenvoorbeeld 2.

De slipsnelheid is dus:

$$s_s = v_{th} - v = 12,79 - 11,32 = 1,47 \text{ m} / s$$

Let op: De slipsnelheid werkt dus in tegengestelde richting!

In werkelijkheid is een schip aan de achterkant smaller dan het stuk ervoor. Hierdoor neemt het smaller wordende achterschip het omringende water mee.

De schroef draait dan in werkelijkheid in water dat al een bepaalde voorwaartse snelheid heeft. Deze voorwaartse snelheid wordt de volgstroom (v_v) genoemd.

Er geldt dan:

$$v_e = v - v_v \quad [m / s]$$

Waarin:

v_e = Voorwaartse snelheid van de schroef in de volgstroom in m/s.

v = Werkelijke scheepssnelheid ten opzichte van het stilstaande water in m/s.

v_v = Snelheid van de volgstroom in m/s.

Volgstroom

Voor de volgstroom wordt de volgstroomfactor Ψ ingevoerd.

De volgstroomfactor:

Dit is de verhouding van de volgstroomsnelheid en de werkelijke scheepssnelheid.

$$\Psi = \frac{V - V_e}{V} = 1 - \frac{V_e}{V}$$

of :

$$\Psi = \frac{V_V}{V} \Rightarrow V_V = \Psi \cdot V$$

Ware slip

Uit het bovenstaande blijkt dat de schroef in water draait dat een bepaalde snelheid v_e heeft. Nu heeft de schroef ten opzichte van dit water een bepaalde slip, die vervolgens de ware slip (s_w) wordt genoemd. De schroef vertoont ten opzichte van dit water werkelijk deze slip.

De ware slip (s_w) wordt net als de schijnbare slip (s_s) uitgedrukt in procenten van de theoretische schroefsnelsnelheid of theoretische vaarsnelheid v_{th} .

$$s_w = \frac{v_{th} - v_e}{v_{th}} \cdot 100\%$$

$$v_e = v - v_v \quad [m / s]$$

$$v_v = v_e - v \quad [m / s]$$

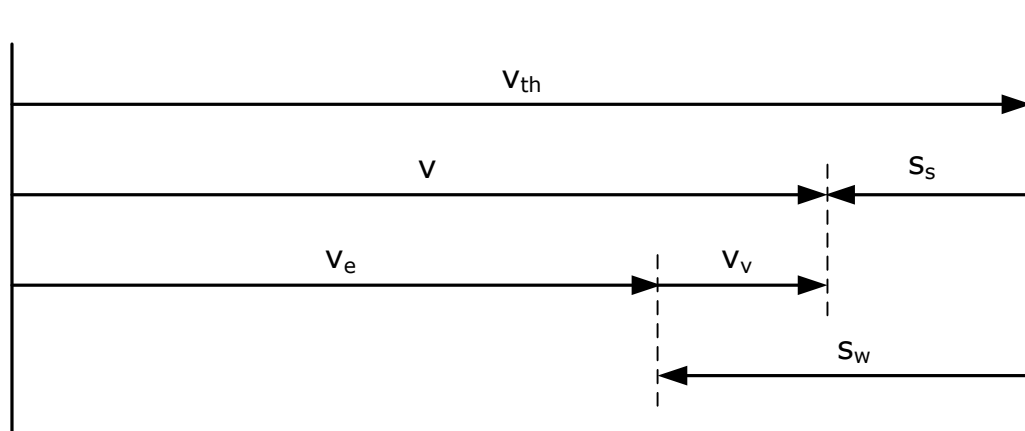
$$s_w = \frac{v_{th} - (v - v_v)}{v_{th}} \cdot 100\%$$

$$v_v = \Psi \cdot v$$

$$(v - v_v) = v \cdot (1 - \Psi)$$

$$s_w = \frac{v_{th} - v \cdot (1 - \Psi)}{v_{th}} \cdot 100\%$$

Het geheel is weergegeven op afbeelding 32.



Afbeelding 32. Het verband tussen de theoretische vaarsnelheid, en slip.

Voorbeeld 3

Een motorschip heeft een schroef met een spoed van 6 meter.

Het toerental van de schroef bedraagt 2 omw/s.

Het schip heeft een snelheid van 21 mijl /h.

De volgstroom bedraagt 2,2 mijl/h.

Gevraagd:

- Bereken de schijnbare slip.
- Bereken de ware slip.
- Bereken de volstroom factor.
- Stel dat de ware slip 25% bedraagt, bereken dan de grootte van de volgstroom en de volgstroom factor.

Oplossing:

a.

$$v_{th} = n \cdot H = 2 \cdot 6 = 12 \text{ m / s}$$

$$v = \frac{21 \cdot 1852}{3600} = 10,8 \text{ m / s}$$

$$s_s = \frac{v_{th} - v}{v_{th}} \cdot 100\% = \frac{12 - 10,8}{12} \cdot 100\% = 10\%$$

b.

$$v_{th} = 12 \text{ m / s}$$

$$v = 10,8 \text{ m / s}$$

$$v_v = 2,2 \text{ mijl / h} = \frac{2,2 \cdot 1852}{3600} = 1,13 \text{ m / s}$$

$$v_e = v - v_v = 10,8 - 1,13 = 9,67 \text{ m / s}$$

$$s_w = \frac{v_{th} - v_e}{v_{th}} \cdot 100\% = \frac{12 - 9,67}{12} \cdot 100\% = 19,4\%$$

c.

$$\psi = \frac{v - v_e}{v} = \frac{v_v}{v} = \frac{1,13}{10,8} = 0,1046$$

d.

$$s_w = 25\%$$

$$s_w = \frac{v_{th} - v_e}{v_{th}} \cdot 100\%$$

$$\frac{25}{100} = \frac{12 - v_e}{12}$$

$$12 \cdot 0,25 = 12 - v_e$$

$$v_e = 12 - (12 \cdot 0,25)$$

$$v_e = 9 \text{ m / s}$$

$$v_e = v - v_v$$

$$9 = 10,8 - v_v$$

$$v_v = 1,8 \text{ m / s}$$

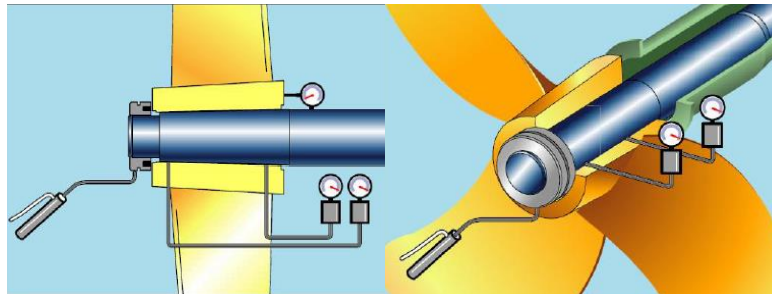
$$\psi = \frac{v_v}{v} = \frac{1,8}{10,8} = 0,166$$

A9.10 De schroef

Bij de schroef kennen we twee soorten, de schroef met een vast spoed, deze wordt in het Engels "Fixed Pitch Propeller" genoemd, afgekort FPP en de verstelbare schroef. De verstelbare schroef is een schroef met variabele spoed, deze wordt in het Engels "Controllable Pitch Propeller" genoemd, afgekort CPP. Beide schroeven zijn op dezelfde manier op de as bevestigd. De as heeft een bepaalde tapsheid waar vervolgens de schroef opgedrukt wordt. Een verouderde manier is de as met spie, de spie zat er enkel op om ervoor te zorgen dat de schroef er weer op dezelfde manier terug op kwam te zitten. Tegenwoordig zijn alle schroeven spieloos bevestigd.

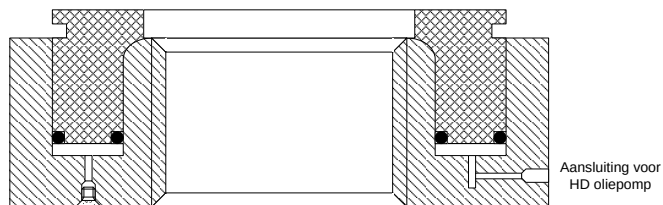
Hydraulisch

Op afbeelding 33 is weergegeven hoe de schroef hydraulisch wordt bevestigd. Als de schroef op de as zit wordt deze eerst vastgezet met een hydraulische moer. Tussen de naaf van de schroef en de tapse as wordt oliedruk gezet. De druk tussen as en naaf wordt zo hoog opgevoerd dat er tussen as en naaf een oliefilm wordt gecreëerd, vervolgens wordt er op de moer oliedruk gezet en wordt de schroef "wrijvingsloos" over de as gedrukt tot deze vast genoeg zit.



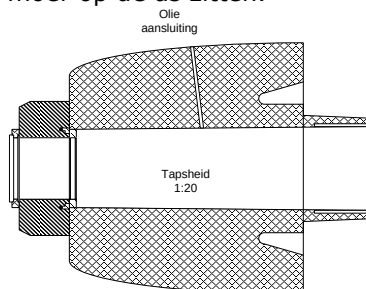
Afbeelding 33. Hydraulische bevestiging schroef. Bron: Wärtsilä.

Een schematische tekening van de hydraulische moer is weergegeven op afbeelding 34.



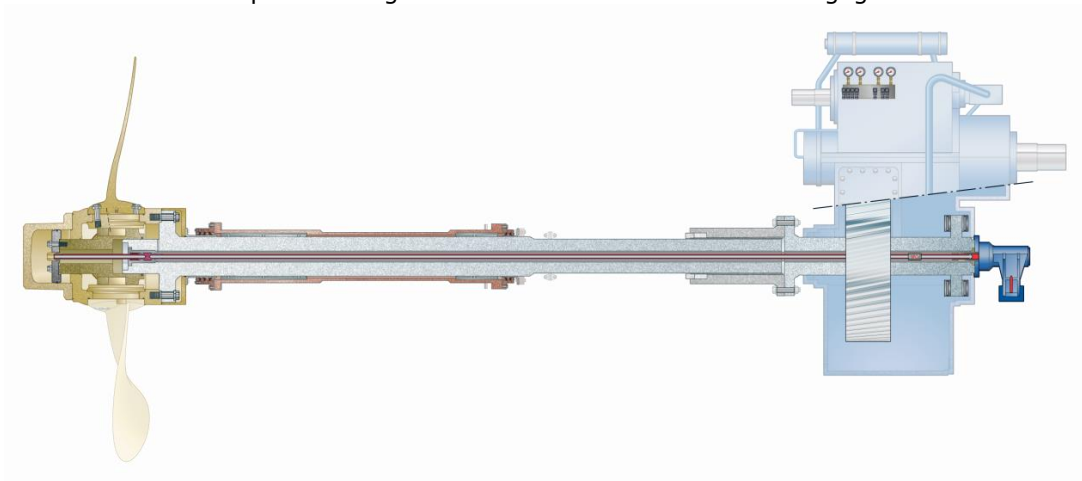
Afbeelding 34. Hydraulische moer.

Op afbeelding 35 is schematisch weergegeven hoe de schroef met de moer op de as zitten.

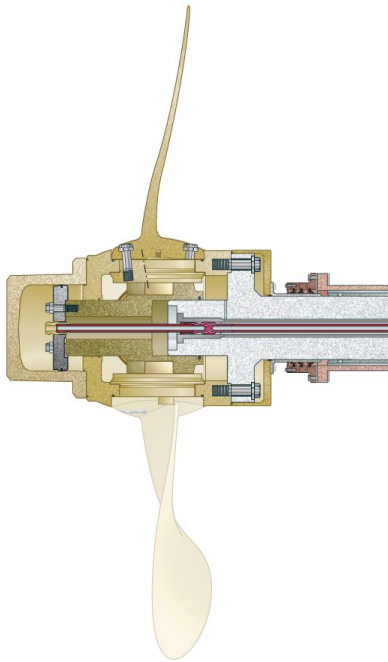


Afbeelding 35. Schroef bevestigd op de as.

Op afbeelding 36 is een verstelbare schroef weergegeven.

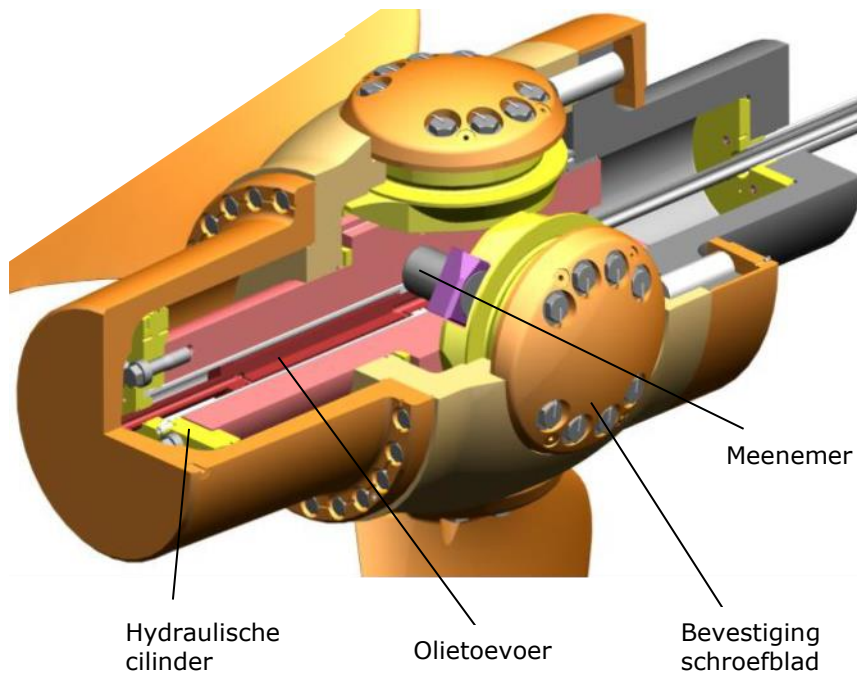


Afbeelding 36. Verstelbare schroef. Bron: Wärtsilä.



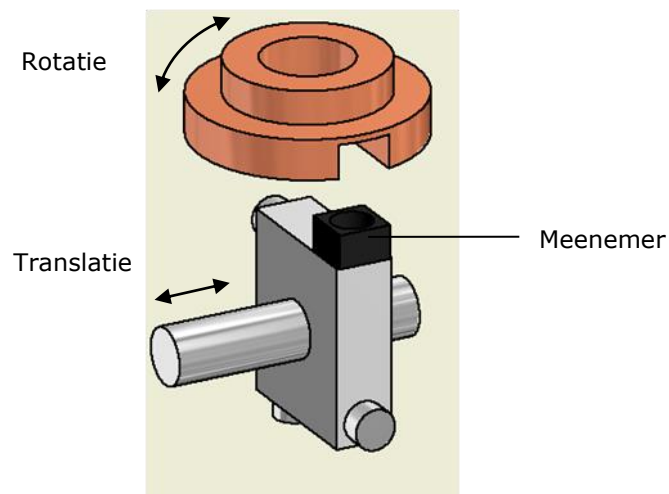
*Afbeelding 37. Detail verstelinrichting verstelbare schroef.
Bron: Wärtsilä.*

De hydraulische cilinder voor het verstellen van de schroef is in de schroef bevestigd, zie afbeelding 38. Deze cilinder is in axiale richting verplaatsbaar, naar achteren om de bladen in de vooruit positie te plaatsen en naar voren om de bladen in de achteruit positie te plaatsen. De hydraulische cilinder is verbonden met de meenemer die het schroefblad draait. De olietoevoer geschiedt via twee pijpen, de binnenpijp is vastgemaakt aan de hydraulische cilinder, de binnenpijp beweegt dus axiaal mee met de hydraulische cilinder. De buitenpijp is vast aangebracht in de schroefas en wel zodanig dat er via de ruimte tussen deze pijp en de schroefas olie toe en afvoer plaats kan vinden.



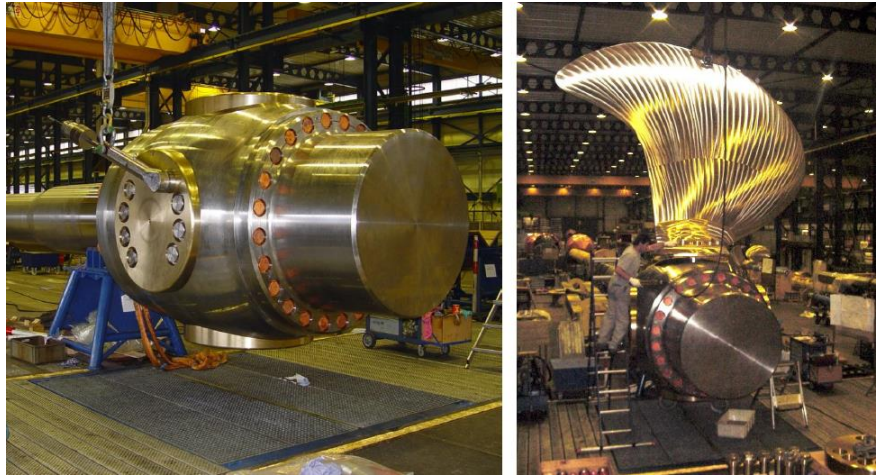
Afbeelding 38. Detail verstelinrichting schroef. Bron: Wärtsilä.

Op afbeelding 39 is het verstelmecanisme schematisch en iets meer in detail weergegeven. Op de afbeelding is goed te zien dat een lineaire beweging wordt omgezet in een roterende beweging.



Afbeelding 39. Verstelmecanisme verstelbare schroef.

Op afbeelding 40 is tot slot een foto weergegeven van de verstelbare schroef.



*Afbeelding 40. Verstelbare schroef, op de linker foto zijn de bladen nog niet gemonteerd. Op de rechter foto is één blad gemonteerd.
Bron: Wärtsilä.*

A9.11 Samenvatting

Bij schroeven die van een spie voorzien zijn, bedraagt de tapsheid ongeveer 1 : 12.

Bij spiegoze schroeven meestal 1 : 20.

Omdat de schroefas doorgaans van een ander materiaal is dan de bus bestaat de kans op galvanische corrosie. Om intering, corrosie, van de as te voorkomen is de as voorzien van een stroomafnemer.

Voor anodes geldt in het algemeen:

- Koopvaardijsschepen, Ro-Ro schepen en Passagiersschepen:
 $I_s = 0,7 \text{ A/m}^2$
- Sleepboten, baggerschepen en vissersschepen: $I_s = 1,0 \text{ A/m}^2$
- Ijsbrekers: $I_s = 1,4 \text{ A/m}^2$

Voor de koopvaardijsschepen worden lagerbussen gebruikt die vervaardigd zijn uit EN-GJL-200 (GG-20), dit is Grijs Gietijzer met een minimale treksterkte van $0,2 \text{ kN/mm}^2$. Het witmetaal bevat dan een hoog loodgehalte.

Voor oorlogsschepen en ijsbrekers wordt EN-GJS-400-15 (GGG-40) gebruikt, dit is Ferritisch, ook wel Nodulair gietijzer genoemd, met een minimum treksterkte van $0,4 \text{ kN/mm}^2$. De lagerbussen hebben in het witmetaal een hoger tin gehalte. De lengte van de lagerbussen wordt bepaald door de classificatiebureaus.

De manchetten van de Simplex afdichting worden standaard uit Perbunan-S rubber vervaardigd.

4 m/s

Als de omtreksnelheid van de schroefas groter wordt dan 4 m/s dan worden de manchetten van Viton Blank vervaardigd. Is de bus die om de schroefas heen zit en waar de manchetten op afdichten vervaardigd van materiaal dat ook keramisch behandeld is, dan worden manchetten gebruikt die van Viton Superlip vervaardigd zijn.

Perbunan-S:

Dit is olie en zeewaterbestendig Nitrielerubber met goede looieigenschappen.

Viton Blank:

Dit is een olie en zeewaterbestendig fluoreen rubber voor zwaardere bedrijfsomstandigheden. Deze worden toegepast als de omtreksnelheid van de bus groter is dan 4 m/s.

Viton-Superlip:

Dit is een olie en zeewaterbestendig fluoreen rubber met een speciaal materiaal in de afdichtinglip dat bestand is tegen de zwaarste bedrijfsomstandigheden.

Deze worden toegepast als het materiaal van de bus ook behandeld is met een keramische laag.

Als het schip in dok ligt, wordt de schroefas gecontroleerd op slijtage. In de achterste Simplex afdichting is een controleprop aangebracht waarin een meetinstrument geplaatst kan worden.

Het meetinstrument wordt gebruikt om de speling in het lager te meten. De meting is een relatieve meting en geeft enkel de wijziging in de speling aan ten opzichte van de eerste meting.

De eerste meting van de lagerspeling vindt onmiddellijk plaats na de definitieve montage van de afdichting. De meting vindt plaats in kamer I zowel aan de bovenzijde als de onderzijde van de afdichting. Hier wordt dan een zogenaamde basiswaarde vastgesteld. Deze waarde dient als referentie voor latere metingen.

Een ontwikkeling van de laatste jaren is de zogenaamde Simplex FlexiTube. Dit is een complete schroefaskoker met lagers, afdichtingseals en inbouw. Dit systeem wordt van te voren kant-en-klaar aangeleverd en kan binnen 8 uur volledig geïnstalleerd worden.

De asleiding van een schip dat wordt voortbewogen door een motor of turbine bestaat uit de volgende onderdelen:

- Een langzaam draaiende motor die rechtstreeks op de as gekoppeld is, of een mediumspeed motor die met behulp van een tandwielkast op de schroefas gekoppeld is of een stoom of gasturbine die met behulp van een tandwielkast op de schroefas gekoppeld is. (In ons voorbeeld gaan we uit van een langzaam draaiende motor die rechtstreeks op de schroefas gekoppeld is.
- Een stuwas, ook wel drukas of kraagas genoemd.
- Een of meerdere tunnellers ook wel tunnelblokken of kussenblokken genoemd.
- Een schroefas.

Bij schepen waarbij de machinekamer volledig in het achterschip geplaatst is ontbreken de tunnelassen of is er slechts één geplaatst.

De tunnelblokken kunnen als looplager of als draaglager worden uitgevoerd. Als looplager heeft het tunnelblok alleen een onder lagerschaal en als draaglager zowel een onder als een boven lagerschaal. Waar de loop- of draaglagers worden gepositioneerd wordt bepaald door de elastische belastinglijn van de schroefasleiding.

De lagers zijn allen uitgevoerd als glijlager vervaardigd van witmetaal met een hoog gehalte aan lood of tin.

Als de schroef draait dan drukt deze een kolom water naar achteren toe. Als gevolg hiervan ontstaat een reactiekracht die de schroef en de daaraan bevestigde schroefas met tunnelas naar voren toe drukt. Deze kracht naar voren wordt ook wel de stuwkracht genoemd. Als er geen voorziening is getroffen om deze kracht op te nemen dan moet de voortstuwing dit doen. Omdat deze krachten ontzettend groot kunnen zijn, moet een voorziening getroffen zijn om deze kracht op te vangen en af te voeren naar de scheepsfundatie. Dit geschiedt met behulp van een stuwblok.

De stuwkracht is als volgt gedefinieerd:

$$F_{stuw} = \frac{P_e \cdot \eta_{as} \cdot \eta_{schroef}}{V_{schip}} \quad [N]$$

Waarin:

F_{stuw} = De stuwkracht in Newton

P_e = Het asvermogen dat de voortstuwing aan de as levert na een eventuele tandwielkast in Watt

η_{as} = Het rendement van de gehele tunnelas

$\eta_{schroef}$ = Het rendement van de schroef

V_{schip} = De snelheid waarmee het schip door het water vaart in m/s

De theoretische schroefsnellheid ten opzichte van het omringende water is dus:

$$v_{th} = n \cdot H \quad [m / s]$$

of

$$v_{th} = \frac{n \cdot H \cdot 3600}{1852} \quad [mijl / h]$$

Waarin:

v_{th} = De snelheid van de bout in de stilstaande moer in m/s. Deze snelheid wordt de theoretische schroefsnellheid of de translatiesnellheid genoemd.

n = Het toerental van de bout, straks de schroef, in omwentelingen per seconde.

H = De spoed van de schroefdraad, straks de schroef, in meter.

De schijnbare slip wordt doorgaans uitgedrukt in procenten van de theoretische schroefsnellheid. Hier vinden we dan voor de schijnbare slip:

$$s_s = \frac{v_{th} - v}{v_{th}} \cdot 100\%$$

Waarin:

s_s = Schijnbare slip in m/s

v_{th} = Theoretische schroefsnellheid in m/s

v = Verplaatsingsnellheid van de schroef in asrichting in m/s.

De schroef draait in werkelijkheid in water dat al een bepaalde voorwaartse snelheid heeft. Deze voorwaartse snelheid wordt de volgstroom (v_v) genoemd.

Er geldt dan:

$$v_e = v - v_v \quad [m / s]$$

Waarin:

v_e = Voorwaartse snelheid van de schroef in de volgstroom in m/s.

v = Werkelijke scheepssnellheid ten opzichte van het stilstaande water in m/s.

v_v = Snelheid van de volgstroom in m/s.

De volgstroomfactor:

Dit is de verhouding van de volgstroomsnelheid en de werkelijke scheepssnellheid.

$$\psi = \frac{v - v_e}{v} = 1 - \frac{v_e}{v}$$

of :

$$\psi = \frac{v_v}{v} \Rightarrow v_v = \psi \cdot v$$

De ware slip (s_w) wordt net als de schijnbare slip (s_s) uitgedrukt in procenten van de theoretische schroefsnelheid of theoretische vaarsnelheid v_{th} .

$$s_w = \frac{v_{th} - v_e}{v_{th}} \cdot 100\%$$

$$v_e = v - v_v \quad [m / s]$$

$$v_v = v_e - v \quad [m / s]$$

Bij de schroef kennen we twee soorten, de schroef met een vast spoed, deze wordt in het Engels "Fixed Pitch Propeller" genoemd, afgekort FPP en de verstelbare schroef. De verstelbare schroef is een schroef met variabele spoed, deze wordt in het Engels "Controllable Pitch Propeller" genoemd, afgekort CPP.

Appendix 10 Formuleblad

$$\varepsilon_0 = \frac{V_s + \alpha \cdot V_s}{\alpha \cdot V_s} = \frac{1 + \alpha}{\alpha}$$

$$\varepsilon_e = \frac{V_s - \beta \cdot V_s + \alpha \cdot V_s}{\alpha \cdot V_s} = \frac{1 - \beta + \alpha}{\alpha} = \frac{1 + \alpha - \beta}{\alpha}$$

$$\varepsilon_e = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\left(\frac{1}{n-1} \right)}$$

$$\eta_{\text{Thermisch}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{(n-1)}}$$

$$C_{\text{gem}} = 2 \cdot s \cdot n$$

$$\text{Reductiefactor} = (a + b + c) \%$$

Waarvoor geldt:

a = 0,5 % voor elke graad dat de buitenluchttemperatuur hoger is dan de genoemde 25 °C (= 298 K)

b = 1 % voor elke 100 meter boven zeeniveau.

c = 0,4 % voor elke graad dat de koelwater intrede temperatuur voor de luchtkoeler hoger is dan de genoemde 25 °C (= 298 K)

$$P_{th} = \dot{m}_b \cdot H_0$$

$$P_i = p_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z$$

$$\eta_{th} = \frac{P_i}{P_{th}}$$

$$P_e = p_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{a} \cdot z \qquad P_e = \dot{m}_b \cdot H_0 \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{mech}$$

$$\eta_{mech} = \frac{P_e}{P_i}$$

$$\eta_{\text{totaal}} = \frac{P_e}{P_{th}} \text{ en } \eta_{\text{totaal}} = \eta_{\text{thermisch}} \cdot \eta_{\text{mechanisch}}$$

$$b_e = \frac{\dot{m}_b}{P_e} = \frac{1}{\eta_{\text{totaal}} \cdot H_0} = \left[\frac{\text{kg}}{\text{MJ}} \right] \qquad b_e = \frac{1}{\eta_{\text{totaal}} \cdot H_0}$$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_{\text{totaal}} \cdot H_0} \quad [\text{gram} / \text{kWh}]$$

$$\ell_e = \frac{\dot{m}_l}{P_e} \qquad \ell_e = \lambda_t \cdot M_{Lth} \cdot b_e$$

$$\rho_t = \rho_{15} - 0,64 \cdot (t - 15) \quad \text{BN} = 7 + \%S \cdot 11$$

$$CCAI = \rho_{15} - 81 - \left(141 \cdot \log \log (\nu + 0,85) \right) - 483 \cdot \log \frac{t + 273}{323}$$

$$H_0 = 340 \cdot \%C + 1440 \cdot \left(\%H - \frac{\%O}{8} \right) + 105 \cdot \%S - 25 \cdot (9 \cdot \%H + \%H_2O) = \dots kJ / kg$$

$$\left\{ \frac{\%C}{100} \cdot \frac{32}{12} + \frac{\%H}{100} \cdot 8 + \frac{\%S}{100} \right\} kg \text{ O}_2 / kg \text{ Brandstof}$$

$$\text{Gereduceerde doortocht: } \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_u^2}}}$$

$$\dot{V}_v = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad [m^3 / s] \quad \dot{V} = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad m^3 / \text{seconde}$$

$$\alpha_{\text{spoel}} = 360 \cdot n \cdot t$$

$$\dot{m} = \frac{\mu}{720} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{kilogram/seconde} \quad 4 \text{ slag motor}$$

$$\dot{m} = \frac{\mu}{360} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_i - p_u)} \cdot A_{\text{Hoek}} \quad \text{kilogram/seconde} \quad 2 \text{ slag motor}$$

$$P_c = \dot{m}_{\text{lucht}} \cdot c_{\text{lucht}} \cdot (T_{na} - T_{\text{voor}}) \quad [kW]$$

$$P_{\text{Turbine}} = \dot{m}_{\text{gas}} \cdot c_{\text{gas}} \cdot (T_{\text{voor}} - T_{na}) \quad [kW]$$

$$P_{\text{Turbine}} = \frac{P_{\text{Motor}}}{A_{\text{antal Turbos}}} \cdot \ell_{\text{rookgas}} \cdot c_{\text{rookgas}} \cdot \Delta T$$

$$\ell_e = \frac{\dot{m}_l}{P_e}$$

$$\ell_e = \lambda_t \cdot M_{Lth} \cdot b_e$$

$$P_{\text{Motor } 1} : P_{\text{Motor } 2} = n_{\text{Turbine } 1} : n_{\text{Turbine } 2}$$

$$\Delta p_1 : \Delta p_2 = n_{\text{Turbine } 1}^2 : n_{\text{Turbine } 2}^2$$

$$Q(ltr / uur) = \frac{P(kW) \cdot b_e(gr / kWh) \cdot 24(uur)}{\rho(kg / m^3) \cdot 23(uur)}$$

$$P_{th}(kW) = \frac{Q(ltr / uur) \cdot \Delta t(^{\circ}C)}{1700}$$

Dampspanning			
°C	bara	°C	bara
- 50	0,41	5	5,15
- 40	0,71	10	6,15
- 30	1,19	15	7,25
- 20	1,86	20	8,60
- 15	2,28	25	10,05
- 10	2,91	30	11,65
- 5	3,55	40	15,60
0	4,32	50	20,25

Oplossingtabel bij een druk van 0,1013 MPa	
Temperatuur °C	Gram NH ₃ per gram water
- 10	1,24
0	0,89
10	0,68
20	0,53
30	0,41

Metalen	Weerstand t.o.v. Droge NH ₃	Weerstand t.o.v. Vochtige NH ₃
Aluminium legeringen	B	B
Koper en legeringen (Cu-Zn)	A	C
Koper-Silicium legeringen	B	C
Gewoon staal	C (met O ₂)	A
Austenitisch Inox staal	A	A
IJzer-Silicium staal (14,5 Fe)	A	A
Monel	A	C
Zilver en legeringen	A	C
Nikkel	A	C

Vergelijkingstabel				
Gas	Symbol	Stookwaarde in MJ/Nm ³	Stoichiometrische luchthoeveelheid in Nm ³ lucht / Nm ³ gas	Calorische waarde van het stoichiometrische mengsel in MJ/Nm ³
Methaan	CH ₄	35,88	9,671	3,362
Ethaan	C ₂ H ₆	64,35	17,056	3,564
Propan	C ₃ H ₈	93,21	24,652	3,634
n-Butaan	C ₄ H ₁₀	123,47	32,657	3,668
Koolmonoxide	CO	12,63	2,413	3,701
Waterstof	H ₂	10,78	2,410	3,161
Gronings aardgas	-----	31,68	8,527	3,325
Biogas	-----	21,53	5,803	3,165
LPG	-----	105,31	27,854	3,650

$$\eta = \frac{P_e}{\dot{m}_b \cdot H_0}$$

$$K_v = \frac{\text{Rendement van de opwekking van elektriciteit}}{\text{Rendement van de opwekking van warmte}}$$

$$\eta = \frac{P_e + K_v \cdot P_{th}}{\dot{m}_b \cdot H_0 + \dot{m}_k \cdot H_0}$$

$$\eta = \frac{\text{doel}}{\text{offer}} = \frac{\Sigma W}{Q_{toe}} = \frac{\Sigma Q}{Q_{toe}}$$

$$\eta_{Carnot} = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

$$\eta_{Otto} = 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{T_4}{T_3}$$

$$\frac{p \cdot V}{T} = \text{constant} \quad k = \frac{c_p}{c_v} \quad R_s = c_p - c_v$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{2 \cdot a + 3}{2 \cdot a + 1} \quad \frac{p \cdot V}{T} = m \cdot R_s$$

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \quad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{1-n}} \quad \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = \frac{p_2}{p_1} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1}$$

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta_{Otto} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}}$$

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

$$\eta_{\text{klassiek}} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{\text{klassiek}} = 1 - \frac{v^{\gamma} - 1}{\gamma \cdot \epsilon^{\gamma-1} \cdot (\nu - 1)}$$

$$\eta_{\text{Modern Diesel}} = \frac{\Sigma Q}{Q_{\text{toe}}} = \frac{Q_{2,3} + Q_{3,4} + Q_{5,1}}{Q_{2,3} + Q_{3,4}} = 1 - \frac{Q_{1,5}}{Q_{2,3} + Q_{3,4}}$$

$$\eta_{\text{Modern Diesel}} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + \gamma(T_4 - T_3)}$$

$$\eta_{\text{Stirling}} = \frac{W}{Q_{\text{toe}}} = \frac{\Sigma Q}{Q_{\text{toe}}} = \frac{mR_s T_2 \ln \frac{V_A}{V_B} - mR_s T_1 \ln \frac{V_A}{V_B}}{mR_s T_2 \ln \frac{V_A}{V_B}}$$

$$\eta_{\text{Stirling}} = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

$$\varphi = \frac{T \times L}{G \times I_p}$$

$$n_e = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c}{J}} \quad [\text{Hz}]$$

$$c = \frac{G \cdot I_p}{L} \quad n_e = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L \cdot J}}$$

$$n_e = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c}{J}}$$

$$\varphi = \varphi_{\text{max}} \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{c}{J}} \cdot t \right) \quad [\text{radialen}]$$

$$L = \left(\frac{L_1}{D_1^4} + \frac{L_2}{D_2^4} + \frac{L_3}{D_3^4} \right) \cdot D^4$$

$$f = \text{orde} \cdot n_{\text{motor}}$$

$$\text{orde} \cdot n_{\text{kritisch}} = n_{\text{eigen}}$$

$$\varphi = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} \quad [\text{radialen}]$$

$$\sigma_w = \frac{T_w}{W_w} \quad [\text{MPa}]$$

$$\dot{m}_b = b_e \cdot P_e \quad [\text{kg} / \text{s}]$$

$$p_i = p_w + p_e$$

$$\begin{aligned} \ell_e &= \ell_e \text{ sp} + \ell_e \text{ verbr} \\ \ell_e \text{ verbr} &= b_e \cdot \lambda_v \cdot L_{\text{th}} \end{aligned}$$

$$\ell_{espoel} = \frac{\dot{m}\ell_{sp}}{P_e}$$

$$\frac{r^2}{2L} = Brixfactor$$

$$s = r \cdot (1 - \cos \alpha) + \frac{r^2}{2L} \cdot \sin^2 \alpha$$

$$v_z = \omega \cdot r \left(\sin \alpha + \frac{r}{2 \cdot L} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

$$a_z = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot \left(\sin \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos 4\alpha \right)$$

$$F_g = (p_g - p_l) \cdot A_z$$

$$F_r = m_r \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$F_o = m_o \cdot a_z = m_o \cdot \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$G = m \cdot g$$

$$F_k = F_g - F_o + G_o$$

Waarbij:

$$F_o = m_o \cdot a_z$$

$$G_o = m_o \cdot g$$

$$T_d = F_t \cdot r \quad \text{Dus } T_d = F_k \cdot r \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

en

$$P_{mom} = T_d \cdot \omega$$

$$T_K = F_L \cdot z$$

$$T_d = F_t \cdot r$$

$$F_t = p_t \cdot A_z$$

$$T_d = p_t \cdot A_z \cdot r$$

$$A_z \cdot r = \text{constant}$$

δ = graad van oneenparigheid

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}$$

$$W_{1-2} = J \cdot \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min}) \cdot (\omega_{\max} - \omega_{\min})}{2}$$

Dus geldt:

$$W_{1-2} = J \cdot \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \cdot \omega_m \cdot \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$$

Ongeveer is het:

$$\frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \approx \omega_m$$

Dus:

$$W_{1-2} = J \cdot \delta \cdot \omega_m^2$$

$$\text{Scheepsschroeven: } \delta = \frac{1}{20} \text{ (eigen massa hoog!)}$$

$$\text{Gelijkstroomgenerator: } \delta = \frac{1}{100} - \frac{1}{200}$$

$$\text{Draaistroomgenerator: } \delta = \frac{1}{300}$$

$$\text{Opp} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot dr$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot R^2 \quad [\text{kgm}^2]$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R_1^2 + R_2^2) \quad [\text{kgm}^2]$$

$$\Delta \ell = \frac{F \cdot \ell}{A \cdot E}$$

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\frac{\Delta \ell}{\ell} = \sigma \cdot \frac{1}{E}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\Delta \ell}{\ell}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{1}{m} \cdot \frac{\sigma_2}{E}$$

$$\frac{1}{m} = \mu \text{ constante van Poisson}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \cdot (1 - \mu) \text{ als } \sigma_1 = \sigma_2$$

$$\Delta \ell = \ell_o \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

$$\frac{\Delta \ell}{\ell_o} = \varepsilon = \alpha \cdot \Delta t$$

$$\frac{\sigma}{E} \cdot (1 - \mu) = \alpha \cdot \Delta t$$

$$\sigma = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \mu} \cdot \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{t_i - t_u}{2} \quad ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = \alpha \cdot \frac{t_i - t_u}{2}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma_d}{E} \cdot (1 - \mu)$$

$$\sigma_{dinw} = \frac{\alpha \cdot E}{2(1 - \mu)} \cdot (t_i - t_u) \quad [N / m^2]$$

$$\sigma_u = \frac{\alpha \cdot E}{2(1 - \mu)} \cdot (t_i - t_u) \quad [N / m^2]$$

$$\left(1 \pm \frac{2s}{3D}\right) \quad (s = \text{dikte voering})$$

Zodat deze formules overgaan in:

$$\sigma_{ti} = \frac{\alpha \cdot E}{2(1 - \mu)} \cdot (t_i - t_u) \cdot \left(1 + \frac{2s}{3D}\right)$$

$$\sigma_{tu} = \frac{\alpha \cdot E}{2(1 - \mu)} \cdot (t_i - t_u) \cdot \left(1 - \frac{2s}{3D}\right)$$

$$q_w = \lambda \cdot \frac{t_i - t_u}{s} \quad [W / m^2]$$

$$t_i - t_u = c \cdot s$$

$$\sigma_{di} = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot c \cdot s \cdot \left(1 + \frac{2s}{3D}\right)$$

$$\sigma_{tu} = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot c \cdot s \cdot \left(1 - \frac{2s}{3D}\right)$$

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2 \cdot s}$$

$$\sigma_t = \frac{c}{s} \quad \text{oftewel} \quad \sigma_t \cdot s = \text{constant} \quad (\text{hyperbool})$$

$$E_k = E_p$$

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = m \cdot g \cdot \Delta h$$

$$\Delta h \cdot g \cdot \rho = \Delta p$$

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{g \cdot \rho}$$

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = m \cdot g \cdot \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}$$

$$\frac{1}{2} \cdot v^2 = \frac{\Delta p}{\rho}$$

$$v^2 = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad [m / s]$$

$$\ell = 400 \cdot d \Rightarrow \frac{1}{2} \cdot D_{cil} = 400 \cdot d \Rightarrow d = \frac{1}{800} \cdot D_{cil}$$

$$m \cdot SV = A \cdot v \Rightarrow A = m \cdot \frac{SV}{v}$$

$$t_{inspuit} = \frac{\alpha}{360 \cdot n}$$

$$t_{verbr} = \frac{\alpha}{360 \cdot n}$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad [m / s]$$

$$\Delta p = p_o - p_c$$

$$p_o \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = F_{vo}$$

$$p_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = F_{vs}$$

$$F_{vo} = F_{vs}$$

$$p_o \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = p_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$$p_s = p_o \left(\frac{D^2 - d^2}{D^2} \right)$$

$$p_s = p_o \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)$$

$$p_r = \pm 0,7 \cdot p_s$$

$$\frac{\dot{V}}{\text{injectie}} = \frac{\text{mb/s}}{\frac{n}{a} \cdot z \cdot \rho} = \frac{b_e \cdot P_e}{\frac{n}{a} \cdot z \cdot \rho} \quad \text{per cilinder}$$

$$\rho \cdot \frac{\dot{V}}{t} \cdot SV = A \cdot v \cdot \mu$$

$$\dot{m}_l = M_{Lth} \cdot \dot{m}_b \cdot \lambda$$

$$\dot{m}_l = \dot{V}_l \cdot \rho_0 \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \eta_{spoel}$$

$$p_e = \frac{(1 + \alpha - \beta) \cdot \rho_0 \cdot 273 \cdot p_1 \cdot \eta_{spoel} \cdot \eta_{tot} \cdot H_0}{M_{Lth} \cdot \lambda \cdot (273 + t) \cdot p_0}$$

A10.1 Grootheden en eenheden

Grootheid	Symbool	Eenheid
Oppervlak	A	m ²
Stralingsconstante	C _{str}	W/(m ² ·K ⁴)
Soortelijke warmte bij constante druk	c	kJ/(kg·K)
Massa	m	kg
Massastroom per tijdseenheid	$\dot{m}$	kg/s
Volume	V	m ³
Volumestroom per tijdseenheid	$\dot{V}$	m ³ /s
Warmtestroom per tijdseenheid	$\dot{Q}$	kW of kJ/s
Warmtestroom per tijdseenheid en per vierkante meter	q	kW/m ²
Temperatuur in °C	t	°C
Temperatuur in Kelvin	T	K
Warmteoverdrachtcoëfficiënt	α	W/(m ² ·K)
Wanddikte	δ	m
Warmtegeleidingcoëfficiënt	λ	W/(m·K)
Warmtedoorgangcoëfficiënt	k	W/(m ² ·K)
Normaal kubieke meter		m ₀ ³ of Nm ³
Vermogen	P	kW
Arbeid	W	Nm
Snelheid	v	m/s
Contractiefactor	μ	Dimensieloos
Specifiek volume	ν	m ³ /kg
Dichtheid	ρ	kg/m ³
Dichtheid bij normaalconditie	ρ_0	kg/m ₀ ³
Enthalpie	h	kJ/kg
Entropie	s	kJ/(kg·K)
Relatieve stoomsnelheid	w	m/s
Absolute stoomsnelheid	c	m/s
Omtreksnelheid	u	m/s
Diameter	D	m
Straalbuiscoëfficiënt	φ	dimensieloos
Loopschoepcoëfficiënt	ψ	dimensieloos
Reactiegraad	R	dimensieloos
Theoretische warmteval	Δh_0	kJ/kg
Rendement	η	%