



TECHNISCH TALENT  
KRIJGT TOEKOMST  
mechanica/elektriciteit - hout - auto

VERY

TECHNICAL

INDEED

# INDUSTRIËLE WETENSCHAPPEN

## Theorie vloeistofpompen

Leerling(en) :  
Tonny Verkin  
Davy Vermeersch

Mentor:  
De Laere Miranda

2004 - 2005

VTI Torhout Sint-Aloysius | Papebrugstraat 8a, 8820 Torhout  
Telefoon: 050 23 15 15 | Fax: 050 23 15 25  
E-mail: [vti@sint-rembert.be](mailto:vti@sint-rembert.be) | Site: <http://vtiweb.sint-rembert.be/>  
Site GIP'S 6IW: [www.gip6iw.be](http://www.gip6iw.be)

# I Inhoudstafel

1	Voorwoord.....	6
2	Doel van vloeistofpompen.....	6
3	Vloeistoffen.....	6
3.1	Algemeen.....	6
3.1.1	Bouw van een stof.....	6
3.1.2	Energiebalans.....	8
3.1.3	Transportverschijnselen.....	8
4	Stroming.....	9
4.1	Continuïteitsregel.....	9
4.2	Behoud van impuls.....	9
4.3	De wet van Bernoulli.....	10
4.4	Viscositeit.....	11
4.5	Laminaire en turbulente stroming.....	12
4.5.1	Laminaire stroming.....	12
4.5.2	Turbulente stroming.....	17
4.5.3	De kengrootheid van Reynolds en de frictiefactor.....	18
5	Hydrostatica.....	20
5.1	De hydrostatische wet.....	20
5.2	Metten van de druk en piëzometrische hoogte.....	23
6	Smering.....	25
6.1	Inleiding.....	25
6.2	Vetsmering.....	25
6.2.1	Vetsmering zonder nasmeermogelijkheid.....	25
6.2.2	Vetsmering met nasmeermogelijkheid.....	25
6.3	Oliesmering.....	27
6.4	Vloeistofsmering.....	28
6.5	Zelfsmerende lagers.....	28
7	Aandrijving pompen.....	29
7.1	Verbrandingsmotoren.....	29
7.1.1	Mengselmotoren.....	31
7.1.2	Dieselmotoren.....	31
7.2	Elektromotoren.....	32
7.2.1	Elektriciteit.....	32
7.2.2	De synchrone motor.....	33
7.2.3	De asynchrone motor.....	35
7.2.4	Gelijkstroommotoren.....	37
8	Energieverbruik van de pomp.....	38
8.1	Inleiding.....	38
8.2	Capaciteit (of debiet) en leidingweerstand.....	38
8.2.1	Capaciteit.....	38
8.2.2	Leidingweerstand.....	38
8.3	Opvoerhoogte.....	40
8.4	Pompsystemen.....	42
8.5	Dampspanning en cavitatie en net positive suction head (NPSH).....	42
8.5.1	Dampspanning.....	42
8.5.2	Cavitatie.....	43
8.5.3	NPSH.....	44
8.6	Toepassingsgebied pomptypes.....	45
8.7	Pompsystemen.....	47
8.7.1	Soorten.....	48

8.7.2	Energieverbruik .....	49
8.8	Aanbeveling om energie te besparen .....	56
9	Pompen voor de chemische industrie .....	58
9.1	Soorten en toepassingen .....	58
9.2	Materialen en afdichting .....	58
10	Pompen voor verontreinigde vloeistoffen .....	59
10.1	Toepassingen .....	59
10.2	Aanpassing van de waaier .....	59
10.3	Vrijstroom- of wervelwaaierpomp .....	60
10.3.1	Constructie en werking .....	60
10.3.2	Toepassingen .....	61
10.3.3	Enkele technische gegevens .....	61
11	Centrifugaalpompen .....	63
11.1	Principe en constructie.....	63
11.2	Het opheffen van de axiale krachten .....	66
11.2.1	Inleiding.....	66
11.2.2	Ontlastboringen .....	67
11.2.3	Rugschoepen.....	67
11.2.4	Ontlastinrichting .....	68
11.2.5	Tweezijdige instroming .....	69
11.3	Voordelen t.o.v. de verdringerpompen:.....	70
11.4	Het vergroten van de opvoerdruk .....	70
11.4.1	Indeling naar de opvoerdruk.....	70
11.4.2	In serie schakelen.....	71
11.4.3	Opstellingen om de axiale krachten op te heffen .....	72
11.4.4	Het vergroten van de volumestroom .....	73
11.5	De opstelling van centrifugaalpompen .....	74
11.5.1	Horizontale centrifugaalpompen .....	74
11.5.2	Verticale centrifugaalpompen.....	75
11.5.3	Pompen met vrij aseinde en monoblokpompen.....	75
11.5.4	Centrifugaalpompen in natte opstelling.....	76
11.5.5	Normalisatie .....	78
11.6	De constructie van centrifugaalpompen .....	78
11.6.1	Algemeen en deling van het pomphuis .....	78
11.6.2	De constructie van de HCA-pomp van Stork .....	81
11.6.3	De centrifugaalpomp type A van KNM .....	83
11.7	Waaiers .....	85
11.7.1	Doel .....	85
11.7.2	Invloed van waaier op opvoerdruk en volumestroom. ....	85
11.7.3	Waaiertypen.....	85
11.8	Pomphuis .....	92
11.8.1	Slakkenhuis.....	92
11.8.2	Centrisch huis .....	93
11.9	Bediening en bedrijf van centrifugaalpompen.....	94
12	Centrifugaalschroefpompen en halfaxiale pompen en propellerpompen .....	95
12.1	Centrifugaalschroefpompen.....	95
12.2	Halfaxiale pompen.....	97
12.3	Axiale pomp of propellerpompen.....	99
13	Zelfaanzuigende waaierpompen .....	103
13.1	Voorzieningen .....	103
13.2	De vloeistofringpomp .....	103
13.2.1	Werking .....	103

13.2.2	Toepassing in combinatie met een centrifugaalpomp .....	104
13.3	Zelfaanzuigende centrifugaalpomp met spiraalhuis .....	105
13.4	Zelfaanzuigende zijkanaalpomp .....	106
13.4.1	Ontwikkeling .....	106
13.4.2	Toepassingen .....	108
13.5	De Sihi-zijkanaalpomp .....	109
13.5.1	Constructie .....	109
13.5.2	Werking .....	110
13.5.3	Karakteristiek .....	110
14	Vleugel- of schottenpomp .....	112
14.1	Principe .....	112
14.2	Het regelen van de volumestroom .....	112
14.3	Vleugelpomp van Vickers .....	113
14.4	Stroming van de vloeistof .....	115
14.5	Zuig- en perszone .....	115
14.6	Afdichting .....	115
14.7	Drukbereik en volumestroom .....	115
14.8	Hogedrukpompen met intra-vleugel .....	116
15	Windketels .....	117
15.1	Doel .....	117
15.2	Werking .....	120
15.2.1	De zuigwindketel .....	120
15.2.2	De perswindketel .....	122
16	Plunjer- en zuigerpompen .....	123
16.1	Enkelwerkende pompen .....	123
16.1.1	Bouw en werking .....	123
16.1.2	Aandrijving .....	124
16.1.3	Zuigkorf en voetklep .....	125
16.1.4	Volumestroom en volumetrisch rendement .....	125
16.1.5	Verticale enkelwerkende plunjerpomp .....	126
16.2	Dubbelwerkende pompen .....	127
16.2.1	Bouw en werking .....	127
16.2.2	Volumestroom .....	127
16.3	Uitvoeringen van plunjerpompen .....	128
16.3.1	Kleine horizontale enkelwerkende plunjerpomp .....	128
16.3.2	Constructie .....	129
16.3.3	Enkelwerkende driecilinderplunjerpomp .....	129
16.4	Uitvoeringen van de zuigerpompen .....	130
16.4.1	Constructie .....	131
16.4.2	Aandrijving .....	132
16.4.3	Dubbelwerkende tweecilinderzuigerpomp .....	132
16.4.4	De Pelgerpomp .....	133
17	Axiale plunjerpomp .....	135
17.1	Indeling .....	135
17.2	Pompen met schuingesteld roterend cilinderblok .....	136
17.3	Pompen met roterende tuimelschijf .....	137
17.4	Pompen met stilstaande tuimelschijf .....	138
17.5	Nadere beschouwing van de hydropomp met schuin gesteld cilinderblok en instelbare zwenkhoek .....	140
17.5.1	Invloed van de zwenkhoek op de slaglengte .....	140
17.6	De plunjersnelheid .....	142
17.7	Het verdrongen volume per omwenteling .....	143



17.8	De volumestroom .....	143
18	Radiale plunjerpomp .....	146
18.1	Principe .....	146
18.2	Radiale plunjerpomp van Bosch .....	147
18.2.1	Constructie en werking .....	147
18.2.2	Technische gegevens .....	149
19	Tandwielpompen .....	150
19.1.1	Principe .....	150
19.1.2	Voordelen .....	152
19.1.3	Ontlastgroef .....	153
19.1.4	Uitvoeringsvormen .....	154
19.1.5	Bouwwijze .....	156
19.1.6	Pompen met flens en aandrijfvas .....	158
19.1.7	Pompen met voet en aandrijfvas .....	159
19.1.8	Pompen met flens en aandrijfvas .....	161
19.1.9	De volumestroom .....	161
19.1.10	Het regelen van de volumestroom .....	162
19.1.11	De aandrijving .....	162
19.2	Hogedruktandwielpomp van Voith .....	163
19.2.1	Principe .....	163
19.2.2	Constructie .....	164
19.2.3	Afdichting .....	164
19.2.4	De elastische lagering .....	165
19.2.5	Enkele belangrijke punten .....	166
19.3	Duo-tandwielpomp van Bosch .....	167
19.3.1	Principe .....	167
19.3.2	Constructie en uitvoering .....	169
19.3.3	Afdichting in axiale richting .....	170
19.3.4	Afdichting in radiale richting .....	171
19.4	Tandwielpomp 'systeem Truninger' van Bucher .....	172
19.4.1	De binnenvertanding .....	173
19.4.2	Het speciale tandprofiel .....	174
19.4.3	De schakelmogelijkheid .....	174
20	Wormpompen .....	176
20.1	Eenassige pomp .....	176
20.2	Wormpomp met twee assen .....	176
20.2.1	Constructie en werking .....	176
20.2.2	Toepassingen .....	177
20.2.3	Technische gegevens .....	178
20.3	Wormpomp met drie assen .....	179
20.3.1	Constructie en werking .....	179
20.3.2	Toepassingen .....	179
20.3.3	Technische gegevens .....	180
21	Defecten aan de pomp .....	181
22	Bronnen .....	183
23	Logboek .....	184
24	Dankwoord .....	186
25	Praktische gedeelte .....	186
25.1	Technische gegevens van de centrifugaalpomp .....	187
25.2	Schakeling .....	188
25.3	Meetresultaten .....	189

# 1 Voorwoord

Vorig jaar werd er ons gevraagd om een GIP-voorstel in te dienen. We hadden niet onmiddellijk een idee, maar uiteindelijk viel onze keuze op pompen. Het leek ons interessant om de werking ervan te bestuderen want het zijn toch vaak voorkomende toestellen in de industrie en in het dagelijks leven. Maar omdat het onderwerp pompen natuurlijk nogal vaag is, besloten we het bij het pompen van vloeistoffen te houden. Daardoor vallen gassen weg. Dit betekent dat we eerst de kenmerken van vloeistoffen zullen bespreken die onrechtstreeks van belang zijn bij het pompen. Vervolgens gaan we over op de pompen zelf en we bespreken de bijzonderste types: hoe werken ze, wat is hun capaciteit, opvoerhoogte, energieverbruik, rendement, maximale aanzuighoogte en natuurlijk waar kan men ze gebruiken? Verder bestuderen we ook het schakelen van pompen: wat gebeurt er bijvoorbeeld als men twee of meerdere pompen in parallel schakelt? We bekeken dan ook nog het energieverbruik van pompsystemen. Daarin willen we bekijken hoe we de pompcapaciteit door regelafsluiting en asafdichting kunnen verbeteren, maar ook hoe men de pompen kan aandrijven en wat de hydraulische verliezen zijn. Tot slot willen we ook de defecten van de pomp bespreken.

## 2 Doel van vloeistofpompen

Vloeistofpompen dienen als transportmiddel voor vloeistoffen. De verplaatsing van de vloeistof gebeurt d.m.v. drukkracht of een middelpuntvliegende kracht, zodat de weerstanden die een vloeistof bij transport ondervindt overwonnen kunnen worden. De verplaatsing van een vloeistof kan in verscheidene richtingen plaatsvinden. Bij een horizontale verplaatsing bestaan de weerstanden uit wrijvingen en wervelingen. De wrijvingsweerstand nemen toe met de snelheid en de lengte van de leiding. De wervelingen zijn vooral afhankelijk van de snelheid en van de bochten en andere discontinuïteiten in de leiding(en). Bij een verticaal transport moeten dezelfde weerstanden overwonnen worden, maar moet bovendien de weerstand, die ontstaat door het hoogteverschil van zuig- en perspiegel, overwonnen worden. De belangrijkste types pompen waarmee de vloeistoftransport gebeurt zijn de zuiger- of plunjerpompen en de centrifugaalpompen. Er zijn ook andere soorten in gebruik, de voornaamste worden in het hierna volgende deel ook besproken.

De vloeistofpompen kunnen ook gebruikt worden voor het overbrengen van vermogens zoals bij hydraulische overbrengingen en dergelijke.

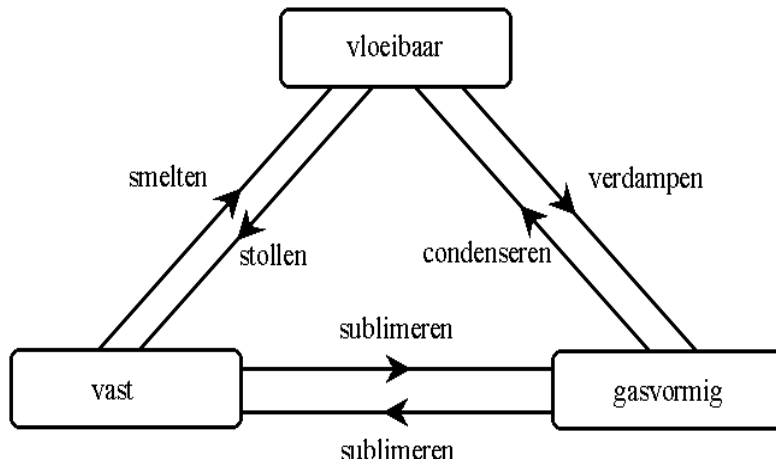
## 3 Vloeistoffen

### 3.1 *Algemeen*

#### 3.1.1 **Bouw van een stof**

De meeste stoffen kunnen we macroscopisch (zonder optische hulpmiddelen) in drie groepen opdelen

- vast: de vaste stoffen zijn stevig en hebben een vaste structuur, zonder externe factoren hebben ze een constant volume.
- vloeibaar: vloeistoffen hebben geen vaste vorm, het vrije vloeistofoppervlak is steeds vlak, zonder externe factoren hebben ze een constant volume.
- gasvormig: gassen hebben geen vaste vorm, ze proberen zo groot mogelijk in volume te zijn.



**Figuur 1: aggregatietoestanden**

Door een warmteverandering kan een stof van fases veranderen. Tijdens de faseovergang blijft de temperatuur constant. (zie figuur 2)

Hierdoor kan je constateren dat er twee soorten warmtes zijn:

- merkbare warmte (de warmte die de kinetische energie van de deeltjes van de stof verhoogt): die de temperatuur van de stof doet toenemen.
- latente warmte (de warmte die de potentiële energie van de deeltjes verhoogt): dit is de warmte die nodig is voor een faseovergang.

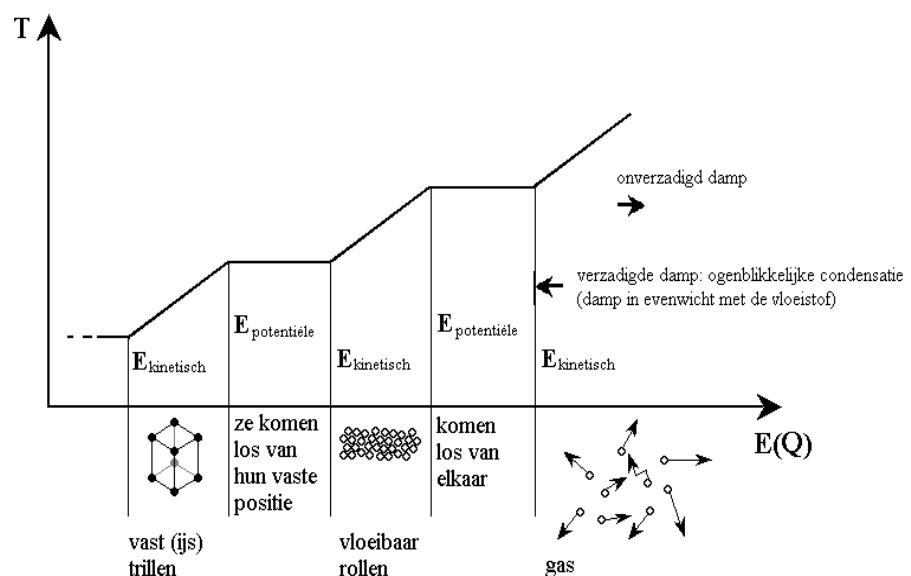
Tijdens het veranderen van aggregatietoestand verandert het volume van de stof en hierbij ook meteen de corresponderende massadichtheid.

Opmerking i.v.m. energie.

Bij een faseovergang wordt niet alle warmte gebruikt om de inwendige energie van het lichaam te veranderen. Een deel ervan wordt omgezet in een arbeid, omdat het volume van de stof verandert (als het volume bijvoorbeeld vergroot, dan moet er arbeid geleverd worden tegen de buitendruk)

$$Q = \Delta U + W$$

Hier ziet u de overgang van fases en het gebruik van energie ervoor nodig. We kunnen ook een temperatuur wijziging verwachten.



**Figuur 2: T-E grafiek**

### 3.1.2 Energiebalans

In 3.1.1 stond de *bouw* centraal. In deze paragraaf zal de aandacht gericht zijn op *energie*. Energie kan op verschillende manieren worden opgeslagen. Ze kunnen veelal in elkaar omgezet worden, al gaat daar vaak warmte aan verloren. In de onderstaande tabel vindt u energievormen.

Vorm	Concentratie van energie (uitgedrukt per massa-eenheid)
Kinetische energie( $E_k$ )	$v^2/2$
Potentiële energie( $E_p$ )	$g \cdot h$
Inwendige energie	$u$
Drukenergie	$p/\rho$
Enthalpie	$h (=u+ P/\rho)$

Indien we kleine lettertjes gebruiken voor energie gaat het om energieconcentraties. Hoofdletters verwijzen naar de totale inhoud aan energie (van een specifieke soort) van het beschouwde systeem.

De inwendige energie staat voor de energetische toestand van de individuele moleculen (zie figuur 2) die thermische bewegingen uitvoeren. Dit type energie is afhankelijk van de vorm en samenstelling van de moleculen.

De drukenergie staat voor de interactie van de moleculen: hoe dicht zitten ze op elkaar en hoe staat het met hun onderlinge botsingen (de druk). De enthalpie  $h$  neemt de twee vorige energievormen samen in een nieuwe toestandsgrootheid.

Bij de meeste transportverschijnselen heeft de enthalpie weinig invloed.

De totale energieconcentratie van een systeem is de som van de bovengenoemde afzonderlijke termen:

$$E = u + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot h$$

### 3.1.3 Transportverschijnselen

Tijdens het verpompen heeft vooral de stroming van een vloeistof een belang. We gaan van de volgende voorwaarden uit bij stroming van vloeistoffen.

- Het is een ideale vloeistof, d.w.z.:  
Je kunt de vloeistof niet samendrukken en er is geen wrijving tussen de deeltjes van de vloeistof.
- We gaan ervan uit dat de stroming stationair is. (In een willekeurig punt van de ruimte waardoor de vloeistof stroomt, is de snelheid in richting en grootte steeds dezelfde=homogeen snelheidsprofiel)

Een balans is praktisch bij het beschrijven van en rekening houden met transportverschijnselen. Bij het opstellen van de balans zijn er twee regels van belang:

1. de grootheid waarvoor de balans moet worden opgesteld
2. de vorm van elke balans is:  $\frac{d}{dt} = \text{in} - \text{uit} + \text{productie}$

De stroming bespreken we in de volgende puntjes.

## 4 Stroming

### 4.1 Continuïteitsregel

De continuïteitsregel vloeit uit een balans van de massa uit.

$$\frac{d}{dt} = in - uit + productie$$

$$\frac{d}{dt} .m = \Phi_{m,in} - \Phi_{m,uit}$$

(De massa wijzigt niet bij een stroming van een vloeistof door een stroombuis ( $\frac{d}{dt} .m = 0$ ))

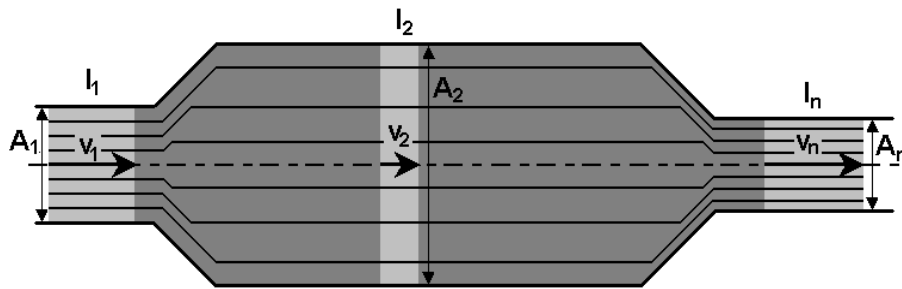
$$\Phi_{m,in} = \Phi_{m,uit}$$

Hierin geldt bij een homogeen snelheidsprofiel voor het massadebiet:

$$\Phi_m = v . A . \rho = \Phi_v . \rho$$

Bij een incompressibele stroming ( $\rho = \text{const}$ ) gaat de continuïteitsregel over in:

$$\Phi_{v,in} = \Phi_{v,uit} \Rightarrow v_{in} . A_{in} = v_{uit} . A_{uit}$$



Figuur 3: stroombuis met stationaire stroming

### 4.2 Behoud van impuls

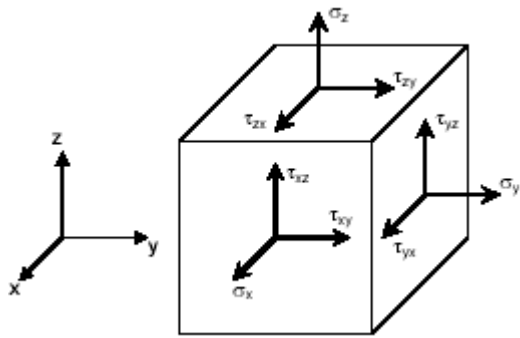
Het behoud van impuls is een uitdrukking van de tweede wet van Newton, die stelt dat een verandering in beweging een gevolg is van kracht(en) die inwerken op de materie. Deze wet wordt geformuleerd in vectorvorm, indien de traagheidsterm gelijk is aan alle verschillende krachten op het medium. Voor een volume  $V$  wordt dit dan:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho v dV = \int_V \rho f dV + \int_S T dS$$

Hierbij is  $f$  de uitwendige krachten die ingrijpen op het materiaal. Dit is uitgedrukt per massa van de vloeistof, zodat de dimensies  $F/M = T/L^2$  zijn.  $S$  is het omringende oppervlak van  $V$ , en  $T$  is de inwendige spanningen (per oppervlakte), namelijk krachten per oppervlakte, met dimensies  $[F/L^2]$ .  $T$  is de spanningtensor.

$$T = \begin{Bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{Bmatrix}$$

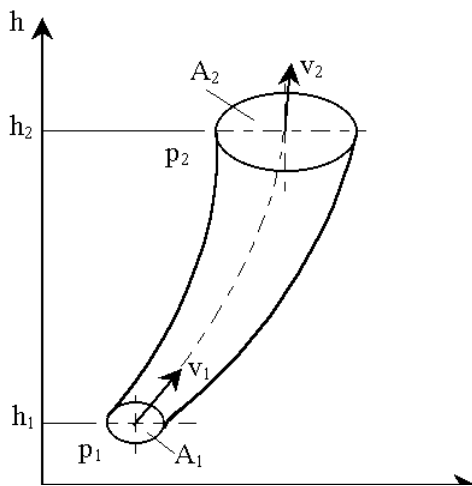
De componenten van de spanningtensor worden voorgesteld door  $\tau$ . Indien twee indices verschillend zijn, zijn er andere schuifspanningen dan de normaal. Dit wordt vaak voorgesteld als  $\sigma$ . De kracht op het elementaire oppervlak wordt dan weer gegeven door het tensorproduct  $dS^T . T$ .



**Figuur 4: componenten van de spanningstensor**

Wat nu duidelijk is, is dat de verandering van de beweging het gevolg is van uitwendige en inwendige krachten.

### 4.3 De wet van Bernoulli



**Figuur 5: stroombuis**

De wet van Bernoulli vindt zijn oorsprong in de totale energiebalans  $(E = u + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g.h)$ .

De energiehoeveelheid blijft constant, evenals de inwendige energie.

Dit is dan de wet van Bernoulli als energie vergelijking:

$$cte = \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g.h$$

Er is ook de wet van Bernoulli als druk-en als hoogtevergelijking

- Drukvergelijking (alle termen vermenigvuldigen met  $\rho$ )

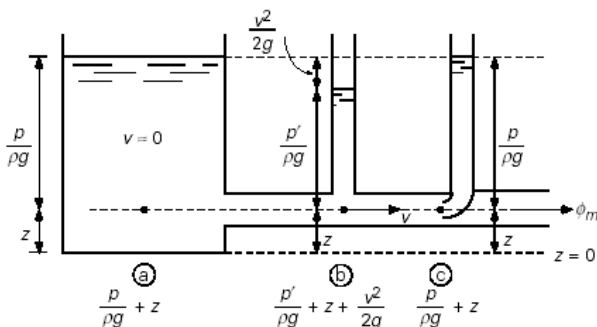
$$cte = p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h$$

- Hoogtevergelijking (alle termen delen door g)

$$cte = h + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g}$$

De algemene wet van Bernoulli is niet per massaeneheid, je moet daarom de energetische vergelijking vermenigvuldigen met de massa ( $V = m \cdot \rho$ ):

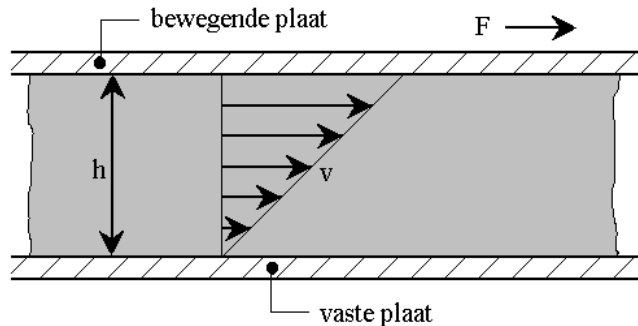
$$cte = p \cdot V + \frac{m \cdot v^2}{2} + m \cdot g \cdot h$$



**Figuur 6: drukhoogten**

## 4.4 Viscositeit

De viscositeit van een vloeistof is de weerstand die de vloeistof biedt bij onderlinge verschuiving van de aangrenzende lagen



**Figuur 7: viscositeit**

Viscositeit kan als volgt verklaard worden (zie fig. 7). Tussen 2 oneindige grote platen is er een vloeistoflaag met een dikte  $h$ . De onderste plaat staat vast, terwijl de bovenste plaat beweegt met een snelheid  $v$ . Die snelheid is recht evenredig met de kracht ervoor nodig. In de vloeistoflagen kunt u waarnemen dat de snelheid lineair varieert van 0 tot  $v$ . Wordt de snelheid groter dan neemt de snelheidsval  $v/h$  evenredig toe. We kunnen dus zeggen dat de kracht  $F$  evenredig toeneemt met de snelheidsval  $v/h$ . Een overgedragen kracht per oppervlakte omschrijft men als de term schuifspanning  $\tau$  (net zoals bij de sterkteleer). U bekomt dan de vergelijking:

$$\tau = \eta \cdot \frac{v}{h} \quad \left( \text{in het algemeen } \tau = \eta \cdot \frac{dv}{dh} \right)$$

De evenredigheidsfactor  $\eta$  wordt ook de dynamische viscositeit genoemd. De viscositeit kan voor verschillende vloeistoffen sterk uiteenlopen, ook de temperatuursverschillen kan de viscositeit bij bepaalde vloeistoffen (sommige oliën) sterk variëren. Voor het berekenen van leidingweerstand is viscositeit een belangrijke factor. In de praktijk is het gebruikelijk de viscositeit-dichtheidverhouding aan te geven. Dit noemt men de kinematische viscositeit  $\nu$ .

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

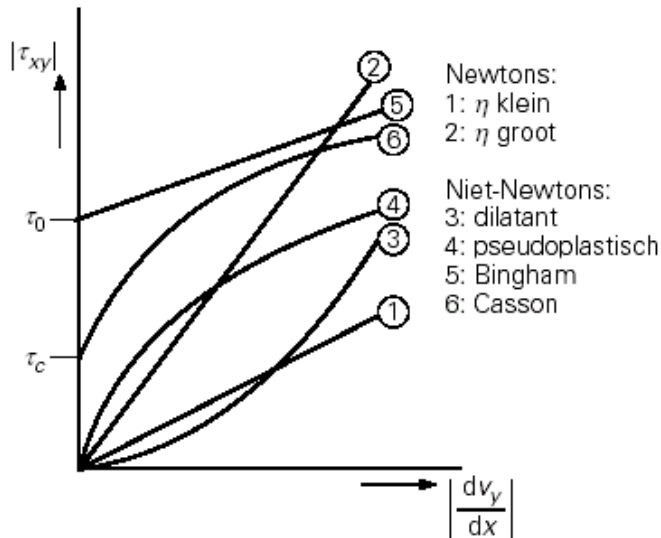
De niet SI-eenheden Poise, symbool P (voor dynamische viscositeit) en Stokes, symbool St (voor de kinematische viscositeit), komen nog altijd voor.

$$1\text{P} = 10^{-1}\text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$1\text{St} = 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$$

## 4.5 Laminaire en turbulente stroming

### 4.5.1 Laminaire stroming



Bij stroming kunnen we de vloeistoffen in verschillende groepen indelen volgens hun schuifspanning t.o.v. de snelheidsgradiënt (snelheidsverandering per hoogteverandering).

Er ontstaat een onderverdeling in Newton's vloeistoffen en niet-Newton's vloeistoffen. Laten we beginnen met de Newton's vloeistoffen

#### ➤ Newton's vloeistoffen

Bij Newton's vloeistoffen gaan we telkens uit van de krachtenbalans. Zo kan het schuifspanningsprofiel bepaald worden. Dit profiel is onafhankelijk van de soort vloeistof. Pas bij het bepalen van het snelheidsprofiel is het verband tussen schuifspanning en snelheidsgradiënt van belang: gehoorzaamt het fluïdum aan de wet van Newton of niet.

#### ○ Stroming tussen 2 horizontale platen

schuifspanningsprofiel:

• Krachtenbalans

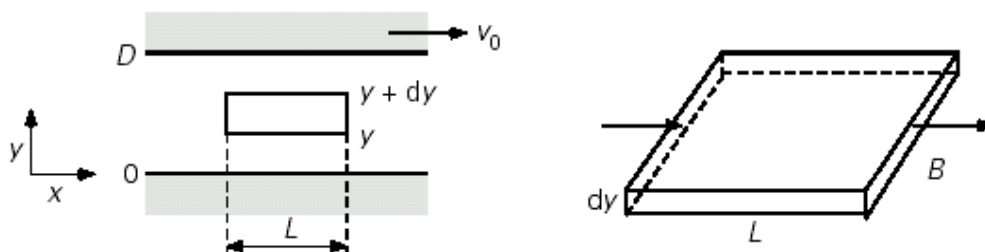
$$0 = BL \tau_{yx}|_y + BL(-\tau_{yx})|_{y+dy}$$

We herleiden tot de differentiaalvergelijking die geldt voor de schuifspanning

$$\frac{d}{dy} \tau_{yx} = 0$$

De oplossing van deze vergelijking is  $\tau_{yx}(y) = \text{constant}$

$$\tau_{yx} = -\eta \frac{d}{dy} v_x$$



Figuur 8: stroming tussen 2 horizontale platen



Nu veronderstellen we dat de vloeistof een vloeistof van Newton is.

$$-\eta \frac{d}{dy} v_x = cte \Rightarrow \frac{d}{dy} v_x = C_1$$

Oplossen van vergelijking

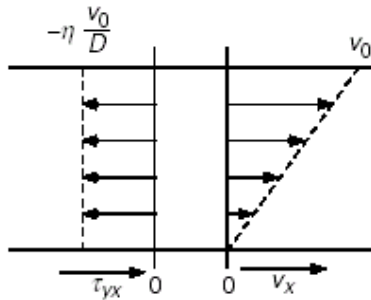
$$v_x(y) = C_1 y + C_2$$

De beide integratieconstanten zijn m.b.v. de randvoorwaarden te vinden:

$$y = 0 \Rightarrow v_x = 0 \text{ en } y = D \Rightarrow v_x = v_0$$

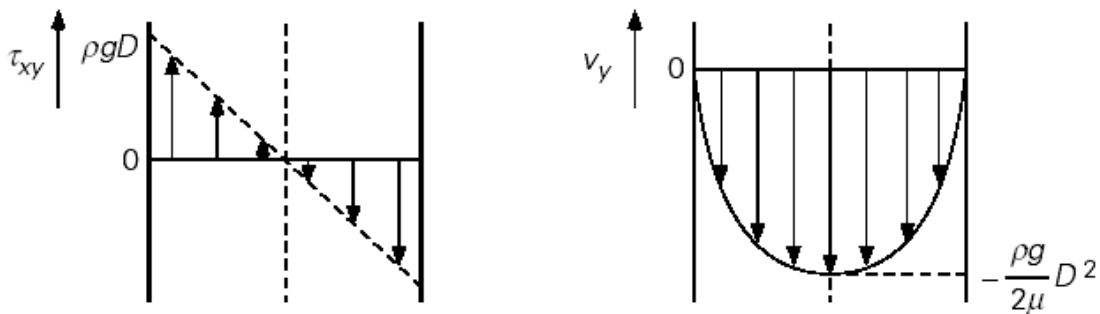
Dit levert het snelheidsprofiel

$$v_x(y) = v_0 \cdot \frac{y}{D}$$



**Figuur 9:**schuifspanning- en snelheidsprofiel

○ *Stroming tussen 2 verticale platen*



**Figuur 10:** schuifspanning- en snelheidsprofiel

• Krachtenbalans

$$0 = B \cdot dy \cdot \tau_{xy} \Big|_x + B \cdot dy \cdot (-\tau_{xy}) \Big|_{x+dx} - \rho \cdot g \cdot B \cdot dx \cdot dy$$

Dit levert de volgende differentiaal vergelijking

$$\frac{d}{dx} \tau_{xy} = -\rho \cdot g$$

Schuifspanningprofiel

$$\tau_{xy}(x) = -\rho \cdot g \cdot x + C_1$$

Het snelheidsprofiel volgt door gebruik te maken van het gegeven dat het een Newtonse vloeistof is:

$$\tau_{xy} = -\eta \cdot \frac{d}{dx} v_y \Rightarrow \frac{d}{dx} v_y = \frac{\rho \cdot g}{\eta} x - \frac{C_1}{\eta}$$

En door de vorige vergelijking te integreren:

$$v_y = \frac{\rho \cdot g}{\eta} \frac{x^2}{2} - \frac{C_1}{\eta} x + C_2$$

De twee integratieconstanten kunnen we bepalen m.b.v. twee voor de hand liggende randvoorwaarden:

$$x = \pm D \Rightarrow v_y = 0 \Rightarrow C_1 = 0 \text{ en } 2C_2 = -\rho \cdot g \cdot D^2 / \eta$$

Dus:

$$v_y(x) = -\frac{\rho \cdot g}{2\eta} (D^2 - x^2)$$

○ **stroming door een horizontale as**

Op het kopvlak van de buis werkt er een kracht  $p|_x \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$  in de x-richting.

Aan de andere zijde ontstaat dan een tegenovergestelde kracht,  $-p|_{x+dx} \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$ .

Verder is er aan de binnenzijde van het buisje een schuifspanning  $(\tau_{rx})|_r$  aanwezig op het oppervlak  $2\pi \cdot r \cdot dx$  met een tegengestelde schuifspanning  $(-\tau_{rx})|_{r+dr}$  op het buitenzijde dat inwerkt op het oppervlak  $2\pi \cdot (r + dr) dx$ .

• Krachtenbalans

$$0 = p|_x 2\pi \cdot r \cdot dr - p|_{x+dx} 2\pi \cdot r \cdot dr + 2\pi \cdot r \cdot dx \cdot (\tau_{rx})|_r - 2\pi \cdot (r + dr) \cdot dx \cdot (-\tau_{rx})|_{r+dr}$$

$$0 = p|_x 2\pi \cdot r \cdot dr - p|_{x+dx} 2\pi \cdot r \cdot dr + 2\pi \cdot r \cdot dx \cdot (\tau_{rx})|_r - 2\pi \cdot dx \cdot (r \cdot \tau_{rx})|_{r+dr}$$

Herschrijven in differentiaalvergelijking voor de schuifspanning:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \cdot \tau_{rx}) = -\frac{dp}{dx}$$

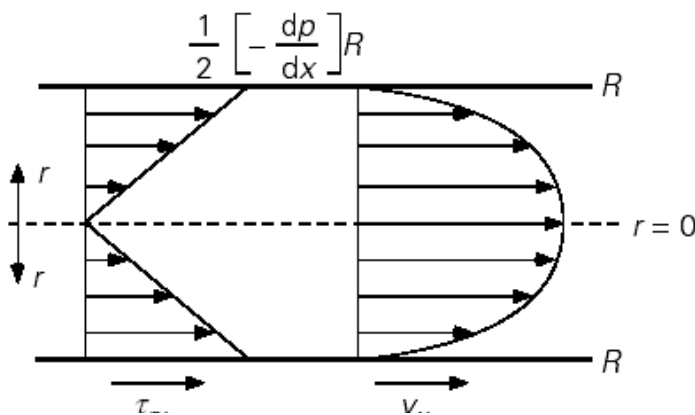
Nu de drukgradiënt gegeven is en tevens ook constant, valt deze vergelijking vrij eenvoudig op te lossen.

$$\frac{d}{dr} (r \cdot \tau_{rx}) = \left( -\frac{dp}{dx} \right) \Rightarrow r \cdot \tau_{rx} = \frac{1}{2} \left( -\frac{dp}{dx} \right) r^2 + C_1 \Rightarrow \tau_{rx} = \frac{1}{2} \left( -\frac{dp}{dx} \right) r + \frac{C_1}{r}$$

De schuifspanning op de as van de cilinder moet gelijk zijn aan nul:  $r = 0 \Rightarrow \tau_{rx} = 0$ .

De integratieconstante  $C_1$  wordt hierdoor nul.

Het schuifspanningsprofiel is dan:  $\tau_{rx} = \frac{1}{2} \left( -\frac{dp}{dx} \right) r$ .



**Figuur 11: schuifspannings- en snelheidsprofiel**

Bedenk dat  $dp/dx < 0$ : er is sprake van een drukval, want de wrijving aan de wand en intern van de laagjes vloeisof over elkaar moeten overwonnen worden. De laatste vergelijking liet zien dat net zoals bij de definitie van de schuifspanning inderdaad  $\tau_{rx} \geq 0$ .

Het snelheidsprofiel is, door gebruik te maken van het gegeven dat de vloeistof Newtons is, volgt:

$$\frac{d}{dr} v_x = -\frac{1}{2\eta} \left( -\frac{dp}{dx} \right) r$$

Oplossing:

$$v_x = -\frac{1}{4\eta} \left( -\frac{dp}{dx} \right) r^2 + C_2$$

De integratieconstante  $C_2$  is te bepalen met de randvoorwaarde  $r = R \Rightarrow v_x = 0$

$$v_x(r) = \frac{1}{4\eta} \left( -\frac{dp}{dx} \right) (R^2 - r^2) = \frac{R^2}{4\eta} \left( -\frac{dp}{dx} \right) \left( 1 - \frac{r^2}{R^2} \right)$$

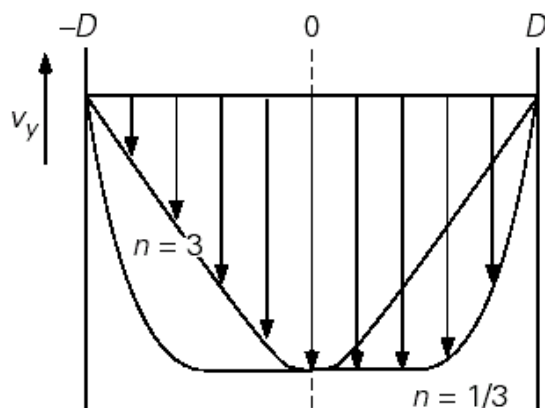
De gemiddelde vloeistofsnelheid is:

$$\langle v \rangle = \frac{\int_0^R v_x(r) \cdot 2\pi r \cdot dr}{\int_0^R 2\pi r \cdot dr} = \frac{R^2}{8\eta} \left( -\frac{dp}{dx} \right)$$

De gemiddelde snelheid is dus de helft van de maximale snelheid.

### ➤ Niet-Newton's vloeistoffen

De niet-Newtonse vloeistoffen komen vaak voor, omdat de wet van Newton eigenlijk alleen geldt voor bolvormige moleculen die zich, afgezien van botsingen, betrekkelijk ongehinderd door elkaar bewegen. Bij de meeste zijn de moleculen niet bolvormig, maar bestaan ze uit ketens van atomen of atoomgroepen. Soms beïnvloeden de moleculen elkaar (bewegingen). Onder invloed van de afschuifkrachten herschikken de moleculen zich. Het kan gebeuren dat de intermoleculaire bindingen verbroken worden. Pas daarna geldt misschien de wet van Newton.



**Figuur 12: snelheidsprofiel**

○ **Het Ostwald-De Waele model**

Een grote hoeveelheid van vloeistoffen werkt volgens het Ostwald-De Waele model. Hier is het verband tussen de schuifspanning en de snelheidsgradiënt:

$$\tau_{xy} = -K \left| \frac{dv_y}{dx} \right|^{n-1} \cdot \frac{dv_y}{dx}$$

n kan drie situaties hebben

n=1, dan is de vloeistof Newtons

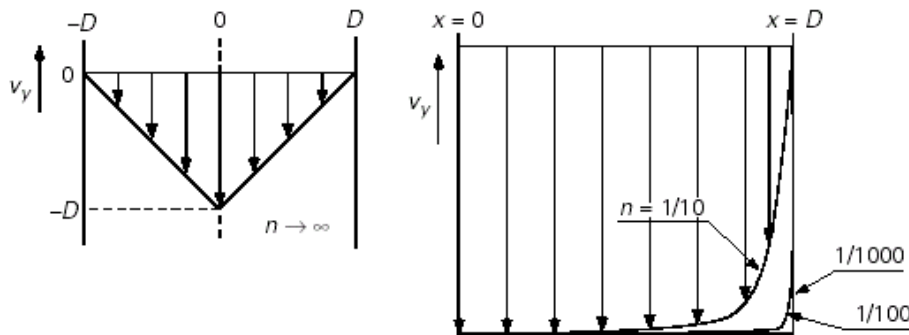
n<1: de vloeistof is pseudo-plastisch

n>1: het is een dilatante vloeistof

Er zijn nog twee interessante gevallen:

- $n \rightarrow \infty \Rightarrow v_y = -\left(\frac{\rho \cdot g}{K}\right)^{\frac{1}{n}} (D-x) = -(D-x)$

- $n \rightarrow 0 \Rightarrow$  Het profiel van  $v_y$  nadert de ideale propstroom. Dit wordt duidelijk gemaakt in de volgende figuur.



Figuur 13: snelheidsprofielen

○ **Bingham-vloeistoffen**

De vloeistoffen starten hier, maar stromen enkel als de schuifspanning een bepaalde waarde overschrijdt

$$|\tau_{xy}| - \tau_0 = \eta \left| \frac{dv_y}{dx} \right| \quad \text{als } |\tau_{xy}| \geq \tau_0$$

$$\frac{dv_y}{dx} = 0 \quad \text{als } |\tau_{xy}| < \tau_c$$

○ **Casson-vloeistoffen**

Voor de Casson-vloeistoffen geldt:

$$|\tau_{xy}|^{\frac{1}{2}} - \tau_c^{\frac{1}{2}} = \eta_c^{\frac{1}{2}} \left| \frac{dv_y}{dx} \right|^{\frac{1}{2}} \quad \text{als } |\tau_{xy}| \geq \tau_c$$

$$\frac{dv_y}{dx} = 0 \quad \text{als } |\tau_{xy}| < \tau_c$$

○ **Visco-elastische vloeistoffen**

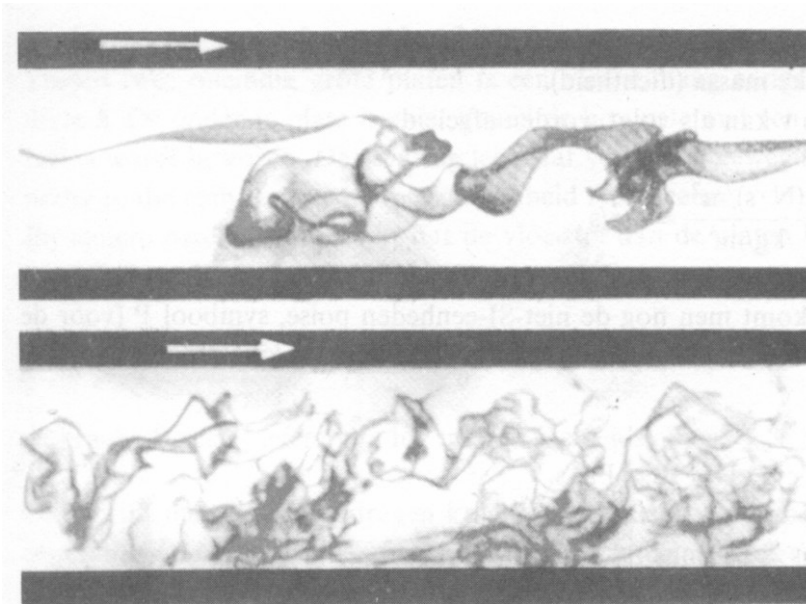
Enkele vloeistoffen hebben (afhankelijk van de omstandigheden) elastische eigenschappen. Die vloeistoffen kunnen we het best beschrijven als:

$$\tau_{xy} + \lambda \frac{d\tau_{xy}}{dt} = -\eta \frac{dv_y}{dx}$$

waarin  $\lambda$  de tijdsconstante is die het elasticiteitsgedrag typeert.

#### 4.5.2 Turbulente stroming

Bij een turbulente stroming gaan de deeltjes in verschillende richtingen (in tegenstelling tot bij laminaire stroming). Hierbij wordt er een grotere weerstand tegen de stroming opgewekt en moet de snelheid hoger t.o.v. de laminaire stroming. Meestal gebruikt men door leidingen laminair stromen omwille van de lagere weerstand.



**Figuur 14: ontstaan van turbulente stroming**

### 4.5.3 De kengrootheid van Reynolds en de frictiefactor.

#### ➤ Kengrootheid van Reynolds

O. Reynolds heeft aangetoond dat de overgang van laminaire stroming naar turbulente stroming alleen afhankelijk is van de naar hem genoemde kerngrootheid van Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\eta} = \frac{v \cdot D_h}{\nu}$$

$\rho$  = soortelijke massa

$\eta$  = de dynamische viscositeit

$v$  = de gemiddelde snelheid van de vloeistof

$\nu$  = de kinematische viscositeit

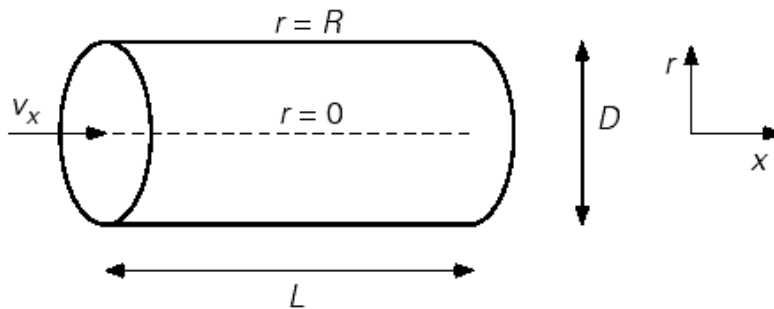
$D_h$  = de hydraulische diameter =  $4A/S$  (= voor cirkelvormige doorsnede  $d_{inw}$ )

$A$  = de oppervlakte van de doorsnede loodrecht op de stromingsrichting

$S$  = de bevochtigde omtrek van de doorsnede loodrecht op de stromingsrichting

#### ➤ Frictiefactor (concept)

Hoe groot is de drukval in een rechte leiding die nodig is om de vloeistof met een snelheid  $v$  door de leiding te laten stromen? De drukval is nodig om de wrijving aan de pijpwand te overwinnen. Die wrijving is de schuifspanning tussen de leiding en de vloeistof of tussen de vloeistofdeeltjes onderling.



**Figuur 15:** voorstelling situatie

De schuifspanning die de wand op de vloeistof uitoefent, is

$$\tau_{w \rightarrow f} = -\tau_{f \rightarrow w} = -\left( -\eta \cdot \left[ \frac{dv_x}{dr} \right]_{r=R} \right) = \eta \cdot \left[ \frac{dv_x}{dr} \right]_{r=R}$$

$$\tau_{w \rightarrow f} = f(\langle v \rangle, D, \eta, \rho)$$

Uitvoeren dimensieanalyse:

$$\begin{aligned} \frac{\tau_{w \rightarrow f}}{\rho \cdot \langle v \rangle^2} &= \frac{\eta \cdot \left[ \frac{dv_x}{dr} \right]_{r=R}}{\rho \cdot \langle v \rangle^2} = k \left( \frac{\eta}{\rho \cdot \langle v \rangle \cdot R} \right)^a \\ &= \frac{k}{2} \left( \frac{\eta}{\rho \cdot \langle v \rangle \cdot 2R} \right)^a = k \left( \frac{\eta}{\rho \cdot \langle v \rangle \cdot D} \right)^a = k Re^{-a} \end{aligned}$$

$$\tau_{w \rightarrow f} = -f \frac{1}{2} \rho \langle v \rangle^2 \quad (1)$$

Met  $f = f(Re)$

Om de schuifspanning aan de wand te berekenen moet de snelheidsprofiel bekend zijn: de afgeleide snelheid aan de wand wordt m.b.v. de schuifspanning bepaald.

De functie  $f$  staat beter bekend als de Fanning-frictiefactor of simpelweg de frictiefactor. Doordat de oppervlakken en de buisdoorsneden gelijk zijn, ontstaat de volgende krachtenbalans:

$$0 = p_1 \cdot A - p_2 \cdot A + \tau_{w \rightarrow f} \cdot SL$$

Uit de vorige vergelijking kan je de drukval bepalen:

$$p_1 - p_2 = -\tau_{w \rightarrow f} \cdot \frac{SL}{A} \quad (2)$$

Vergelijking (1) in (2) levert op:

$$p_1 - p_2 = f \frac{SL}{A} \frac{1}{2} \rho \langle v \rangle^2$$

Voor een cilindervormige buis:

$$\frac{S \cdot L}{A} = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{\frac{\pi}{4} D^2} = 4 \frac{L}{D}$$

$$\Delta p = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \langle v \rangle^2$$

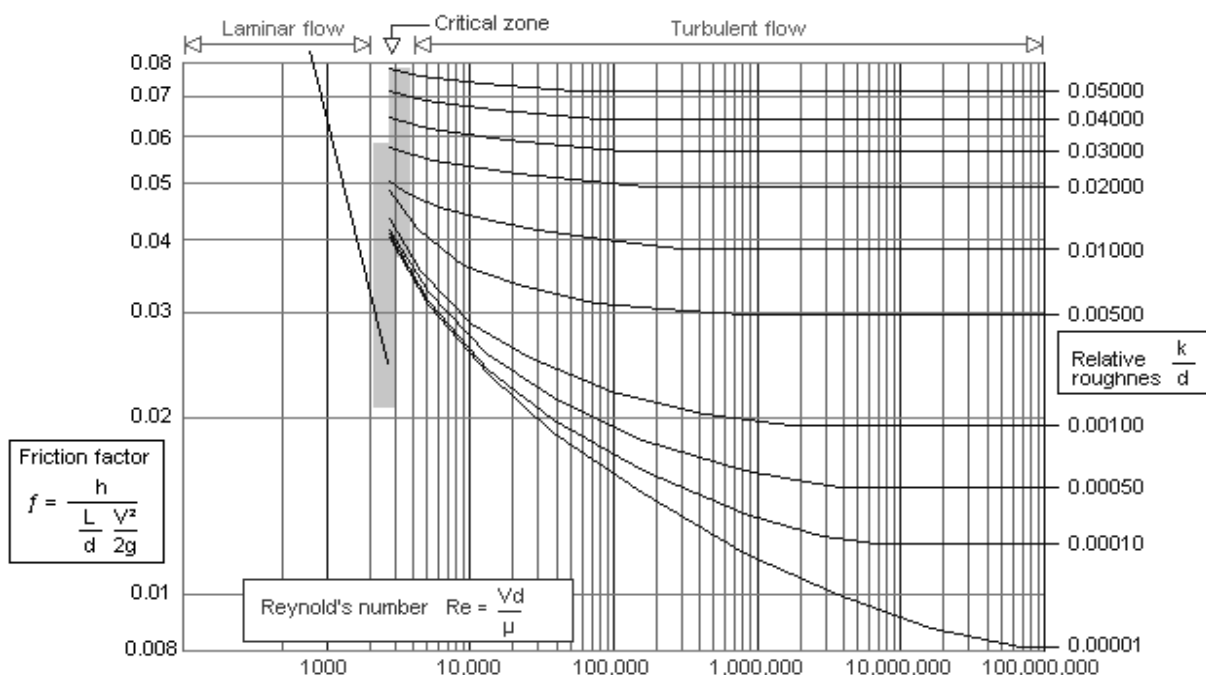
Voor niet-cilindrische buizen gaat het analoog tot de laatste vergelijking, maar dan wordt de diameter vervangen door de hydraulische diameter  $D_h$ .

### ➤ **Gebruik frictiefactor**

De frictiefactor wordt gebruikt om de laminaire stroming van de turbulente stroming te onderscheiden.

- In het laminaire regime geldt  
 $4 \cdot f = 64 / Re$       indien  $Re < 2000$
- In het turbulente regime geldt de empirische formule van Blasius  
 $4 \cdot f = 0,316 Re^{-1/4}$       indien  $4000 < Re < 10^5$

In de figuur is de frictiefactor in functie van het Reynolds-getal geplaatst (weliswaar voor cilindrische buizen).



## 5 Hydrostatica

De hydrostatica bespreekt de vloeistoffen in rusttoestand.

### 5.1 De hydrostatische wet

Indien er geen beweging is bestaat er een evenwicht tussen de uitwendige en inwendige krachten.

$\rho \cdot F + dT$  (met T als de spanningstensor)

De inwendige krachten bestaan alleen uit een isotrope druk.

$dT = -dv$

Bij de uitwendige krachten is vooral de zwaartekracht belangrijk. Als de z-as verticaal wordt gekozen en de richting naar boven als positief wordt beschouwd dan is de eenheidsvector,  $k$ . De zwaartekracht kan dan voorgesteld worden als

$F = -g \cdot k$ .

$g$  is hierbij de valversnelling. Deze waarde varieert rondom de planeet: hier in onze contreien is dat ongeveer  $9,81 \text{ m/s}^2$  (voor praktische berekeningen).

Uit deze vorige formules:

$$-\rho \cdot g \cdot dz - dp = 0$$

of

$$d(\rho \cdot g \cdot z + p) = 0$$

Na integratie:

$$\rho \cdot g \cdot z + p = \text{cte}$$

hieruit kunnen we afleiden dat de druk enkel verandert met de hoogte  $z$

$$h = z + \frac{p}{\rho \cdot g} = \text{cte}$$

De hoogte  $h$  wordt benoemd als de piëzometrische hoogte. Deze hoogte wordt bepaald door twee zaken nl. de plaatshoogte  $z$  en de drukhoogte  $p/\rho \cdot g$ . De waarde van de integratieconstante bekomt men door de relatieve druk aan het contactoppervlak met de atmosfeer (= 0 bar) in rekening te brengen:

$$h = z + \frac{p}{\rho \cdot g} = z_0$$

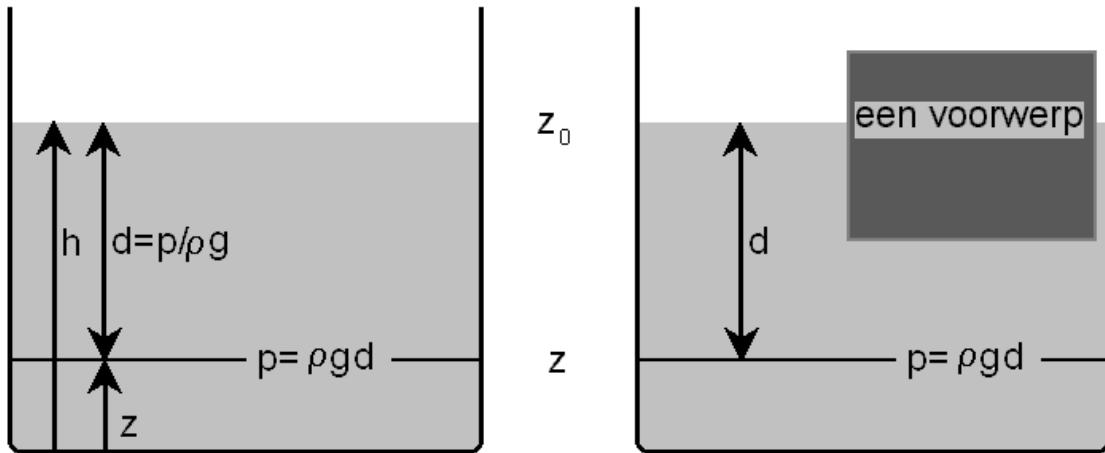


$z_0$  is de hoogte aan het oppervlak van de vloeistof t.o.v een referentievlak. Dit oppervlak heeft als kenmerk dat  $p = 0$  en moet dus horizontaal zijn,  $z_0 = \text{cte}$ . We hebben een vrij oppervlak van de vloeistof.

Als we in de vloeistof kijken, nemen we in de onderliggende lagen waar:

$$p = \rho \cdot g \cdot (z_0 - z) = \rho \cdot g \cdot d$$

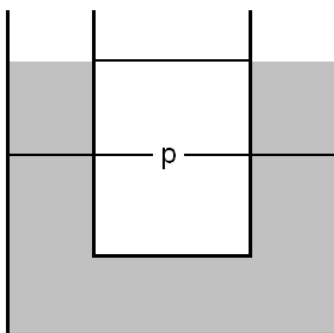
Dit is de wet van de hydrostatica. Hij stelt dat bij een rusttoestand van de vloeistof de druk lineair toeneemt volgens de diepte van de vloeistof. Een andere invloedsfactor van die druk is de massadichtheid van de vloeistof. Het is niet noodzakelijk dat de bovenliggende lagen een vloeistof moeten zijn. (zie fig. 16)



**Figuur 16: de hydrostaticche wet**

De hydrostaticche wet werd eerst door Pascal opgesteld. Hij bouwde hierop enkele toepassingen:

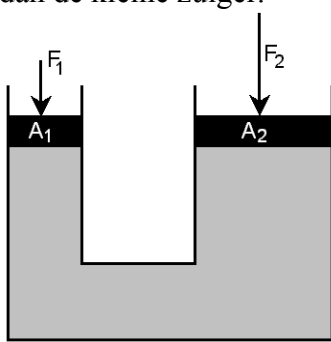
- Bij verbonden vaten staat bij evenwicht het vrije oppervlak steeds op dezelfde hoogte en is de druk op een bepaalde hoogte steeds gelijk.



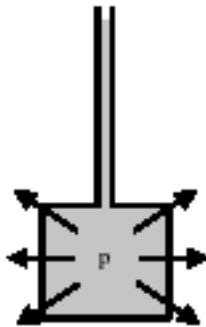
- Met een hydraulische pers kan men door een kleine kracht op een kleine zuiger een grote kracht bekomen op een grote zuiger:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

De energie blijft hier wel behouden (Wet behoud van energie), zodat het volume van de vloeistof constant moet blijven: de kleine zuiger zal een grotere afstand afleggen dan de grote zuiger.



- Bij een experiment van deed hij een zeer klein volume vloeistof bij een vat. Dit was voldoende om het vat te doen barsten. De vloeistof werd toegevoegd door een lange smalle buis zodat er een grote druktoename in het vat ontstaat en het hierdoor uit zijn voegen barst.



- Met de hydrostatische wet kan de paradox van Simon Stevin verklaard worden: blijkbaar resulteert de druk van een vloeistof in een erlenmeyer op de bodem van de fles in een kracht die groter is dan het gewicht van de vloeistof zelf.

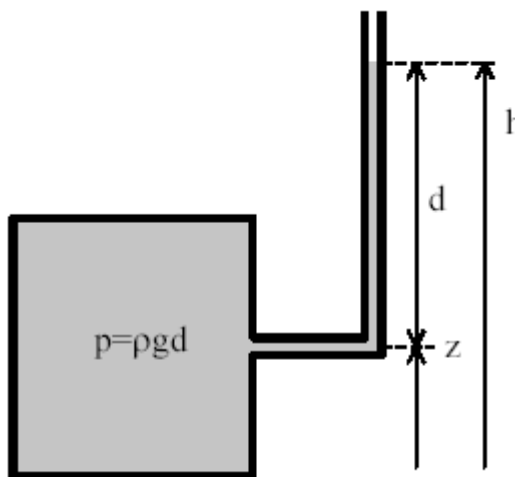


## 5.2 Meten van de druk en piëzometrische hoogte

Men kan de hoogte en druk op verschillende wijzen meten. Het simpelste type is een rechtstaande buis nemen die bevestigd is op een metingsplaats. De vloeistof zal op een zeker niveau tot rust komen. Door de hydrostatische wet zal de hoogte van de vloeistof in de buis dezelfde zijn als de piëzometrische hoogte van de vloeistof. Dit type van meettoestel noemen we een *piëzometer*.

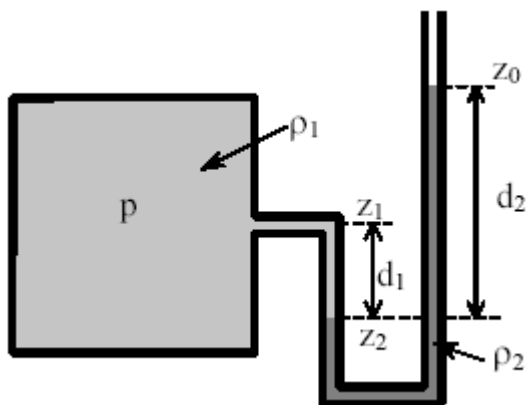
Dit meettoestel geeft eveneens het hoogteverschil tussen het meetpunt en het niveau van de vloeistof in de buis weer. Dit hoogteverschil bepaald de drukhoogte van de vloeistof in het meetpunt. Hierdoor kan je de druk berekenen.

Je kunt dit meettoestel ook gebruiken om de drukken in stromende vloeistoffen te meten. Je moet dan wel de buis loodrecht op de richting van de stroming plaatsen ( zie buis van Pitot). De buis moet wel minimum een diameter van 13 mm hebben om capillaire effecten te vermijden.



Figuur 17: piëzometer

De piëzometer is wel niet praktisch om grotere drukken te meten. Hiervoor wordt dan gebruik gemaakt van een manometer: een U-vormige buis gevuld met een zwaardere vloeistof.



Figuur 18: manometer

Om de druk met een manometer te berekenen, maken we gebruik van de hydrostatische wet:

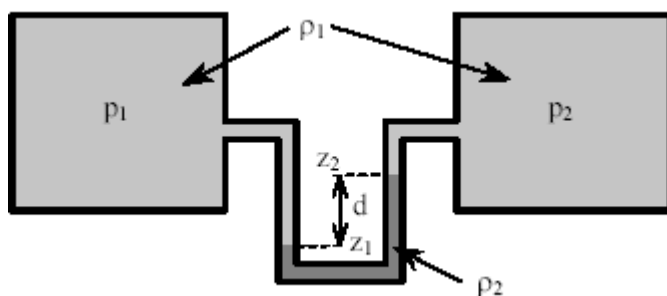
$$p = \rho_2 \cdot g \cdot (z_0 - z_2) - \rho_1 \cdot g \cdot (z_1 - z_2) = g(\rho_2 \cdot d_2 - \rho_1 \cdot d_1)$$

In geval het fluïdum in de ruimte een gas is, mag men de  $z^{de}$  term in het rechterlid verwaarlozen

Om het verschil van drukken te meten maakt men vaak gebruik van differentieelmanometers. M.b.v. de hydrostatische wet bekomt men

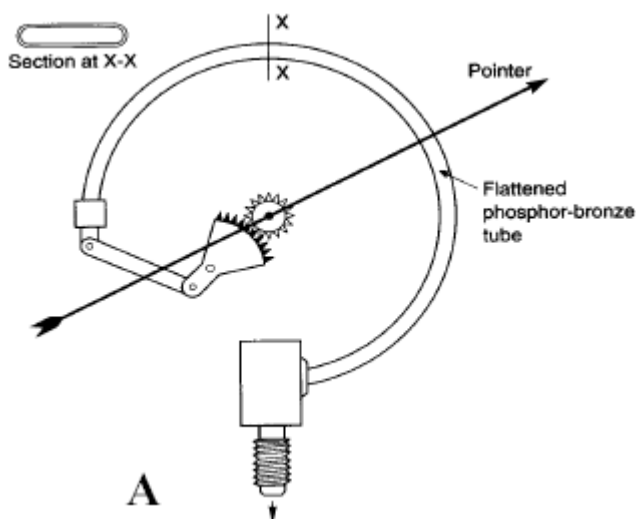
$$p_1 - p_2 = (\rho_2 - \rho_1) \cdot g \cdot (z_2 - z_1) = g \cdot (\rho_2 - \rho_1) \cdot d$$

Die laatste vergelijking geldt weliswaar enkel indien de manometer op dezelfde hoogte ligt en de vloeistof in allebei de reservoirs dezelfde is. Anders wordt de vergelijking ingewikkelder.



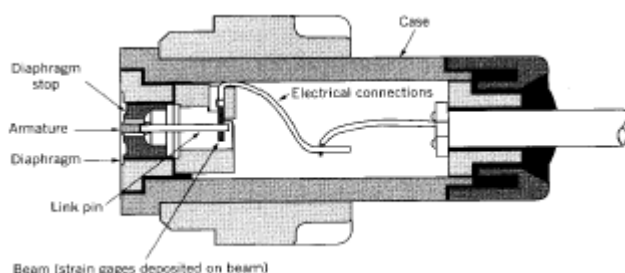
**Figuur 19: differentieelmanometer**

Voor industrieel gebruik neemt men andere drukmeters die meer duurzaam zijn zoals de bourdon drukmeter. Deze meter bestaat uit een hol gekromd metalen buisje dat aan de ene kant gesloten is en aan de andere zijde verbonden is met de vloeistof waarvan de druk bepaald moet worden. Door het drukverschil tussen de binnen- en buitenzijde zal het buisje rechtgetrokken worden en wanneer het gesloten uiteinde van het buisje door middel van een vergroterend hefboommechanisme aan een wijzer verbonden wordt, kan men een aflezing doen. Door het toestel te iken kan de wijzerstand een (relatieve) druk weergeven.



**Figuur 20: bourdonmeter**

Een ander type meet de relatieve druk t.o.v. de atmosfeer. De druksensor bestaat uit een membraan (of diafragma) dat vervormt wanneer de drukken aan de beide kanten verschillen. Door deze verplaatsing kan er een mechanische of elektrische aflezing gebeuren. Dit wordt eveneens een drukmeting, indien het toestel wordt geijkt.



**Figuur 21: diafragma-druksensor**

## **6 Smering**

### **6.1 Inleiding**

Om het smeringmiddel te kiezen worden meestal de voorschriften van de fabrikant aangehouden.

De smering van de lagers kan op verschillende manieren:

- Vet
- Olie
- De verpompte vloeistof
- Zelfsmerende lagermaterialen

### **6.2 Vetsmering**

#### **6.2.1 Vetsmering zonder nasmeermogelijkheid**

De vetsmering zonder nasmeermogelijkheid vinden we bij kogellagers, rollagers, enz.

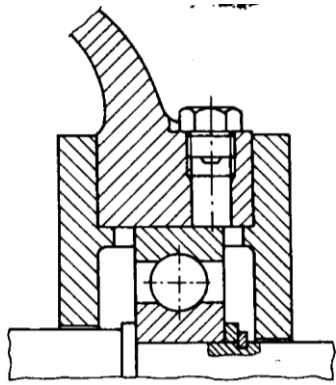
We merken twee systemen op:

- In het eerste systeem heeft de fabrikant de lagers van vet voorzien. Dit vet kan een groot aantal bedrijfsuren meegaan. De pompen worden na die lange periode schoongemaakt, gecontroleerd en van nieuw vet voorzien
- Het tweede systeem is de zogenoemde vetverpakte lagers. Deze zijn van de fabrikant van vet voorzien. Er is genoeg voor de totale levensduur van het lager.

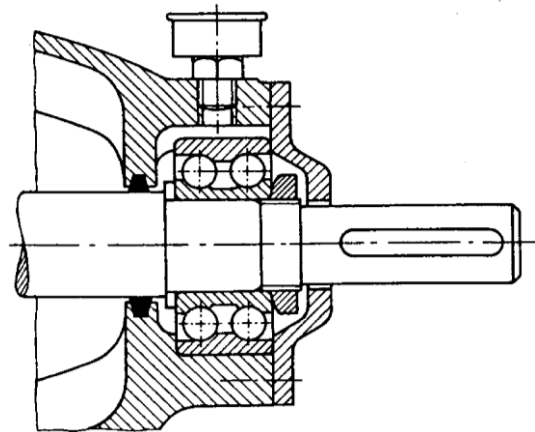
#### **6.2.2 Vetsmering met nasmeermogelijkheid**

Nasmering kan op de volgende manieren verkregen worden:

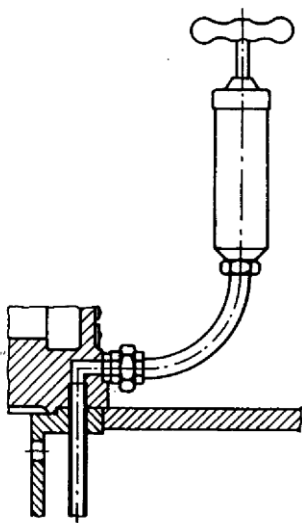
- Vetspuit en vetnippels. Deze bestaan in verschillende modellen.
- Stauffer- of spindelvetpotten. Deze vetpotten moeten regelmatig (bv een slag) aangedraaid worden.
- Automatische vetpotten. Hier zorgt een veer boven een zuiger ervoor dat het vet in het lager wordt geperst.
- Automatisch vetsmeerpompje. Het draait als de pomp ook draait en perst dan het vet onder hoge druk naar een aantal lagers. De hoeveelheid vet is instelbaar.



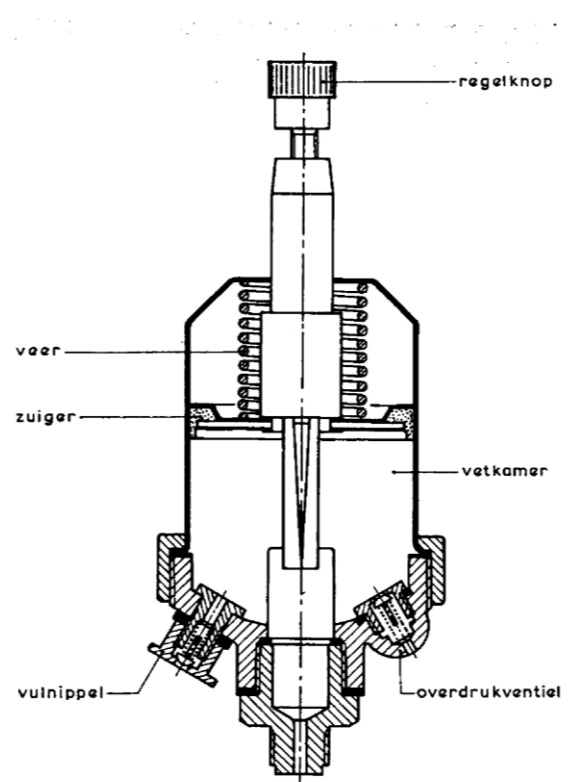
Figuur 23:vetnippel



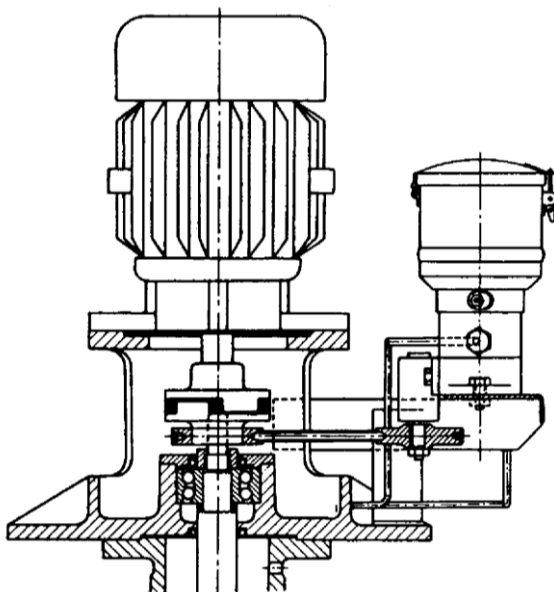
Figuur 22:Stauffervetpot



Figuur 26:spindelvetpot



Figuur 25:automatisch vetpot

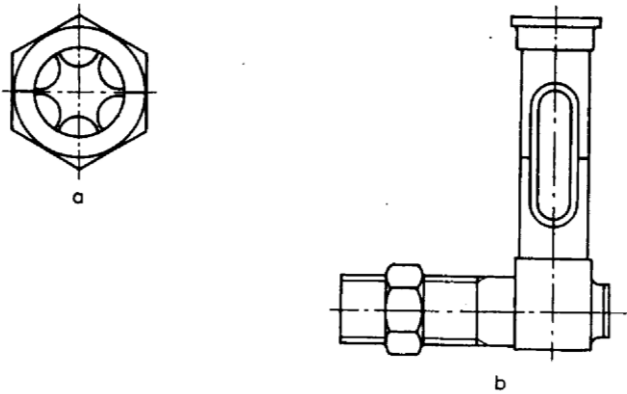


Figuur 24:automatische vetsmeerpomp

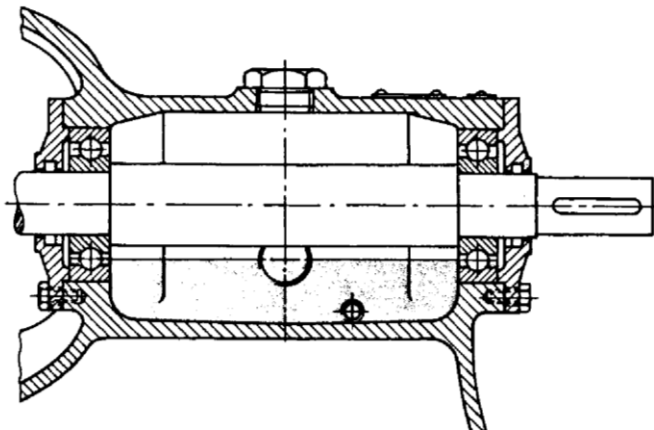
### 6.3 Oliesmering

Bij deze soort heb je vier types:

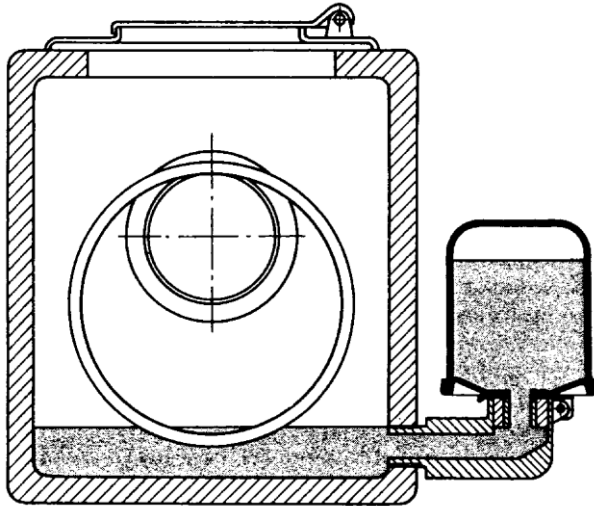
- **Oliebad:** De lagers draaien in een ruimte die voor een deel gevuld is met olie. Om het oliepeil te meten zit er meestal een olie-oog met merkstreep of met een peilstok op.  
Bij kogellagers is de juiste oliestand vaak de hoogte van de laagste kogel. Als er een te hoge oliepeil is, kan er zich olie lekkage voordoen. De olie dient wel na een bepaald aantal bedrijfsuren of minstens eenmaal per jaar vervangen te worden.
- **Oliebad met constant-level-oiler.** Op de oliebak zit er een oliepot waarmee het oliepeil automatisch op de juiste hoogte gehouden wordt.
- **Ringsmering,** wordt bij glijlagers toegepast. De ronddraaiende as neemt een ring die in olie hangt mee. Een olieschraper zorgt ervoor dat de olie die door de ring meegenomen wordt, naar de lagers wordt afgevoerd.
- **Geforceerde oliesmering,** wordt meestal toegepast bij grotere pompen. Hier is er een apart systeem aan het werk (pomp). De olie kan in sommige gevallen onder druk verstoven worden (mist-smering)



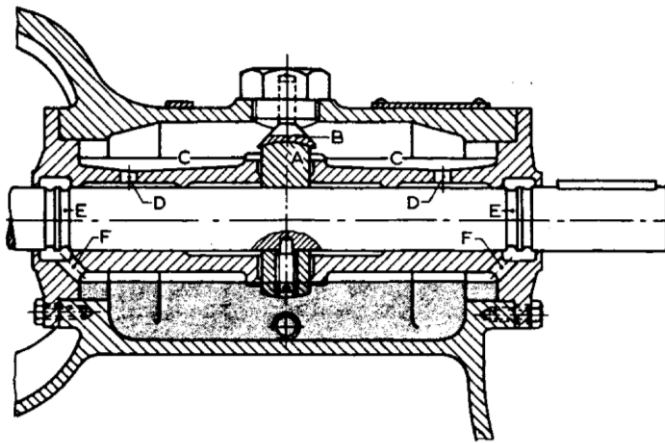
Figuur 27: olie-oog(a) of -peilglas (b) voor de controle van de oliestand



Figuur 28: oliebadsmering voor kogellagers



Figuur 29: constant-level-oiler



Figuur 30: oliebad voor glijlagers:

- A= smeerring
- B= olieschraper
- C= gleuf waarin olie via D naar de pompas loopt
- E= afslingerrand

## 6.4 Vloeistofsmering

Bij enkele pompen (bv tandwielpompen en wormpompen) wordt de verpompte vloeistof gebruikt als smering voor de lagers. De vloeistof moet wel sommige smerende eigenschappen bezitten. Ze mag eveneens geen slijtende delen bevatten.

## 6.5 Zelfsmerende lagers

Glijlagers worden soms uit speciale materialen gemaakt die zelf voldoende smerende eigenschappen bezitten. De wrijvingswarmte wordt wel afgevoerd door een vloeistof.



## 7 Aandrijving pompen

De vloeistofpompen worden over het algemeen door een motor aangedreven. Uitzonderingen hierop zijn pompen aangedreven door waterkracht en windkracht. Bij de motoren heeft men twee hoofdsoorten: de elektromotoren en de motoren die functioneren op fossiele brandstoffen.

### 7.1 Verbrandingsmotoren

In een verbrandingsmotor wordt energie die afkomstig is van de verbranding van brandstoffen, omgezet in mechanische energie. Door de verbranding van een lucht-brandstofmengsel ontstaat er een drukverschil in de motor aan beide zijden van een zuiger. Hierdoor wordt deze op en neer bewogen. Er bestaan vele verschillende soorten verbrandingsmotoren. Enkele veel gebruikte types zijn: boxermotor, otto-motor en wankelmotor.

Een boxermotor is een motor waarbij twee zuigers in dezelfde cilinder in tegengestelde richting werken.

Een ottomotor is een naar Nikolaus Otto genoemde verbrandingsmotor met elektrische ontsteking van het brandstof-luchtmengsel. Er bestaan ottomotoren met carburateurs, waarbij het benzine-luchtmengsel extern wordt samengesteld en ottomotoren met een interne samenstelling, waarbij de brandstof via een injectiepomp naar de verbrandingsruimte wordt gevoerd

De wankelmotor is een motor waarbij een driehoekige zuiger in een cilinder draait. Bij iedere draaiing vinden alle handelingen van het viertaktprincipe plaats (aanzuiging, compressie, verbranding en uitschieten). Deze motor werd uitgevonden door Felix Wankel en werd aanvankelijk door NSU gebruikt. Tegenwoordig wordt de motor in licentie gebouwd. De gloeiplugmotor is een langzaam lopende motor waarbij het ingespoten brandstofmengsel door een gloeiende plug wordt ontstoken. Een dergelijke motor wordt veel gebruikt in viskotters.

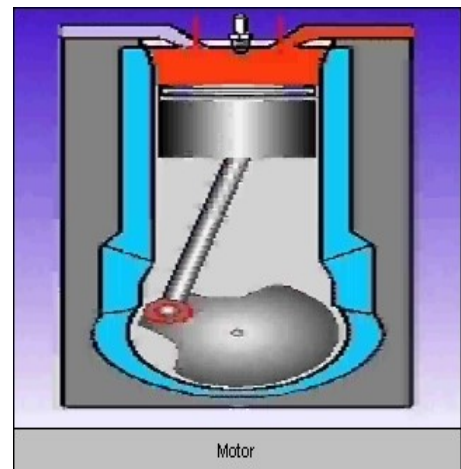
Bij de verbrandingsmotoren heb je twee belangrijke soorten:

- **Mengselmotoren**

Hier wordt een brandbaar mengsel samengedrukt. Dat verbrandt word (meestal d.m.v. een elektrische ontsteking). Dit gebeurt theoretisch in een constant volume. [het Otto-proces]

- **Dieselmotoren**

Bij deze soort wordt lucht samengeperst en stijgt de temperatuur. Op het einde van de samenpersen wordt er brandstof ingespoten. De brandstof ontsteekt door de hoge temperatuur van de lucht.



Figuur 31: principe viertakt mengselmotor

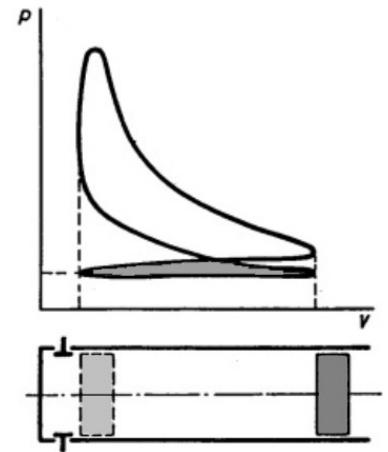
De dieselmotor kan op twee manieren werken:

- De volledige verbranding gebeurt op een snelheid, zodat de druk tijdens de verbranding niet oploopt (wordt niet veel meer gebruikt)(luchtverstuiving)
- Het eerste deel van de verbranding stijgt de druk en in het tweede gedeelte het volume.(drukverstuiving)

Allebei kunnen functioneren als een tweetaktmotor of viertaktmotor:

### Viertaktprincipe

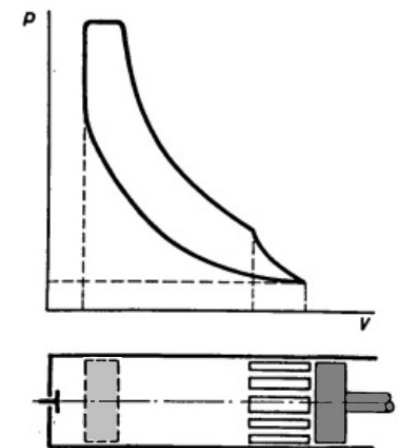
- Aanzuigslag. Bij de automotor zuigt de naar beneden komende zuiger het benzine-lucht-mengsel aan, bij de dieselmotor alleen maar lucht.
- Verdichting. Bij de Otto-motor wordt het mengsel kort voor het bereiken van het bovenste dode punt door een ontstekingsvonk ontstoken. Bij de dieselmotor wordt brandstof ingespoten.
- Expansieslag. De gassen, die zich explosief uitbreiden, drukken de zuiger naar beneden.
- De naar boven gaande zuiger drukt de overblijfselen van de verbranding door de uitlaatklep naar buiten.



Figuur 32: viertaktprincipe

### Tweetaktprincipe

Dit is dus de tweetaktmotor, waarbij bij de eerste takt de brandstof wordt verdicht en ontstoken en bij de tweede takt door de explosie arbeid wordt geleverd. Bij de neerwaartse beweging van de zuiger wordt het brandstofmengsel in de krukast voorverdicht. De uitlaatgassen worden naar buiten geleid en aansluitend loopt door de overstromsleu het voorverdichte mengsel in de zuigers. Iedere tweede slag is dus een arbeidsslag.



Figuur 33: tweetaktprincipe

$k$  is de verhouding tussen de soortelijke warmte bij constante druk en de soortelijke warmte bij constant volume.

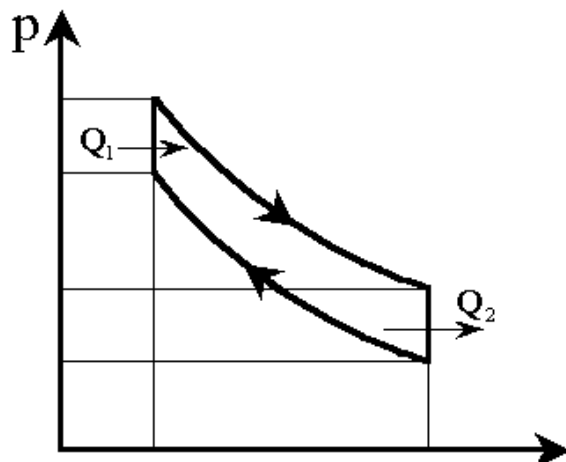
$\alpha$  is de verhouding tussen het max. druk en de compressie-indruk

$c$  is de compressieverhouding

$\rho$  is de verbrandingsverhouding (volume voor en na de warmtetoevoer)

	$k$ is ongeveer
Eenatomige gassen	1,67
Tweeatomige gassen	1,4
Drieatomige gassen	1,33

### 7.1.1 Mengselmotoren



Figuur 34: pV-grafiek

Het standaard kringproces van de mengselmotoren kunnen we best beschrijven in vier stappen:

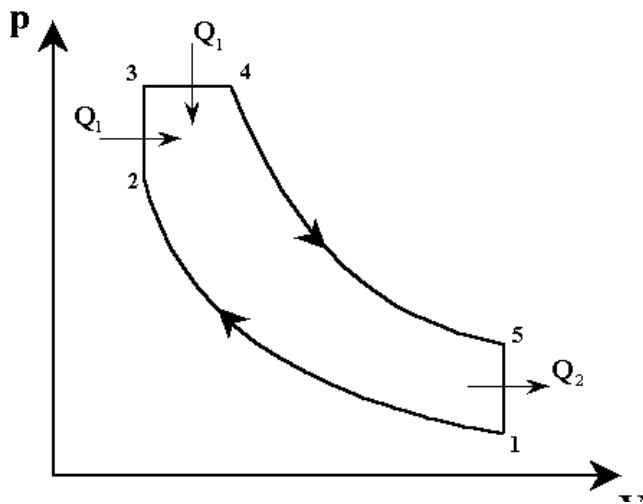
- Compressie van het mengsel
- Verbranding van het mengsel bij een constant volume. Er komt warmte vrij ( $Q_1$ )
- Expansie tot het startvolume
- De afvoer van de verbrandingsgassen en warmte ( $Q_2$ )

Theoretisch rendement van een Otto-proces

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{c^{k-1}}$$

### 7.1.2 Dieselmotoren



Figuur 35: pV grafiek

We beschrijven de dieselmotoren best in vijf stappen:

- Compressie van de lucht
- Warmtetoevoer bij gelijkblijvend volume
- Warmtetoevoer bij constante druk
- Expansie
- Warmteafvoer bij een continu volume

De dieselmotoren bieden veel voordelen:

een veel hogere compressieverhouding, brandstoftoevoer is beter regelbaar, een hoog rendement, zuinigheid en het gebruik van een weinig brandgevaarlijke brandstof.

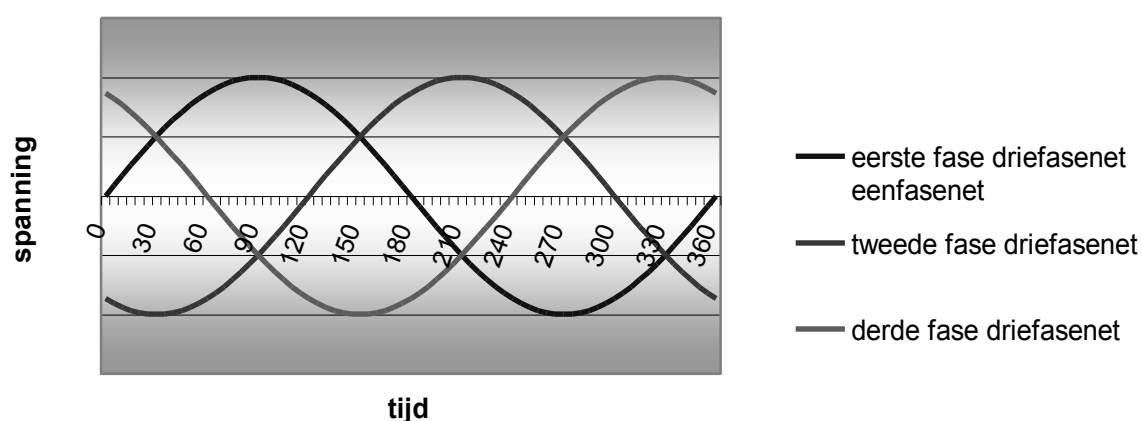
## 7.2 *Elektromotoren*

De elektromotor is een hulpmiddel die gebruikt wordt om elektrische energie om te zetten in de vorm van een draaibeweging in mechanische energie.

Bij de elektromotoren kunnen we een onderscheid maken tussen gelijkstroom- en wisselstroommotoren. Bij de wisselstroommotoren behoren eenfasige, driefasige -, asynchrone en synchrone motoren. De gelijkstroommotoren bevatten naast serie-, shunt - en compoundmotoren ook nog enkele andere, speciale motortypes.

### 7.2.1 *Elektriciteit*

#### wisselspanningen



#### *Wisselspanning*

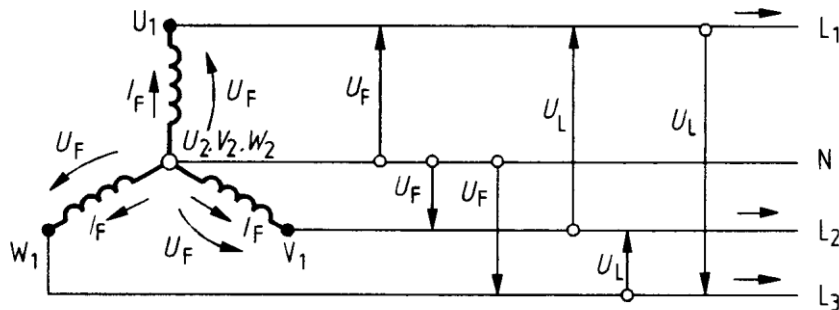
Wisselspanning is een elektrische stroom waarbij spanning, richting en sterkte periodiek wisselen, meestal aan 50 periodes per seconde (50 Hz). Elke periode bestaat uit een positieve en een negatieve sinusvormige boogspanning. Bij driefasespanning verlopen de drie fases met een verschuiving van 1/3 periode (of  $120^\circ$ ).

Wisselstroom kan in transformatoren tot een hogere of lagere spanning leiden, hetgeen een elektrisch vermogen oplevert over grote afstanden (hoe groter de spanning, des te kleiner kunnen de geleiderdiameters zijn).

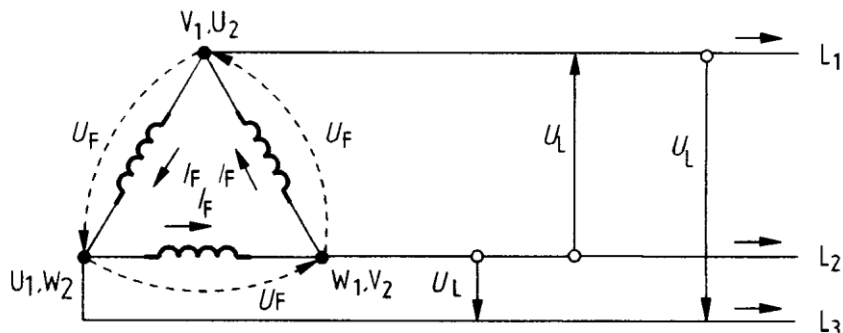
De gebruikelijke huishoudelijke stroom is eenfasige wisselspanning van 50 Hz, waarvan meestal één fase wordt gebruikt voor verlichting en stopcontacten. Bij elektromotoren worden de drie fasen gebruikt.

## Driefasespanning

Driefasespanning of draaistroom hebben we op twee schakelwijzen (zie figuur 36 en 37). De belasting kunnen we ook in ster en in driehoek schakelen. De spanningen worden, indien nodig, vectorieel opgeteld.



Figuur 36: sterschakeling



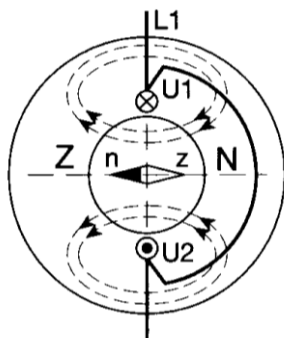
Figuur 37: driehoekschakeling

## Gelijkspanning

Bij gelijkspanning houdt de spanning ongeveer een constante waarde aan.

### 7.2.2 De synchrone motor

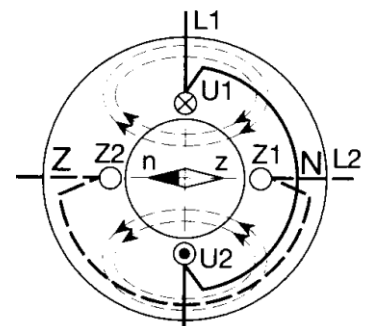
#### Wisselstroom (eenfasig)



Figuur 38: principe eenfasig motor

Deze types motoren zijn niet zelfaanlopend. Ze worden ingeschakeld m.b.v. hulpwikkelingen. We kunnen de hulpwikkelingen na het aanlopen opnieuw uitschakelen met een centrifugaalschakelaar of u laat de hulpwikkelingen permanent aangeschakeld (tweefasestroom).

Het magnetisch veld, voortgebracht door een eenfasestroom, heeft altijd dezelfde richting. De zin van het magnetisch veld verandert voortdurend, alsook de sterkte van het veld. Het is een wisselend magnetisch veld.

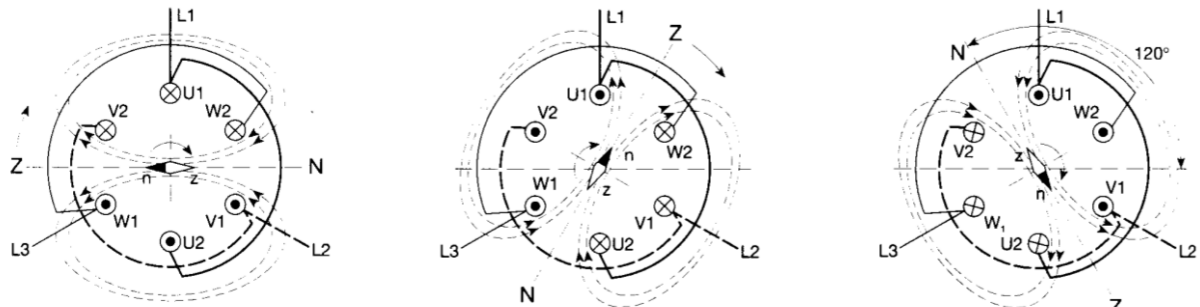


Figuur 39: principe tweefasig motor

Bij een tweefasestroom wordt er een draaiveld opgewekt. De frequentie blijft gelijk net als de sterkte.

De reluctantiemotor is een soort synchrone motor. Deze loopt op dezelfde manier aan als een asynchrone motor. Deze bestaat ook als een driefasemotor. Een kenmerk van deze motor is dat de rotor een sterk magnetisch materiaal is met uitsparingen van niet-magnetisch materiaal. Hierdoor krijgt u polen.

### ***Draaistroom***



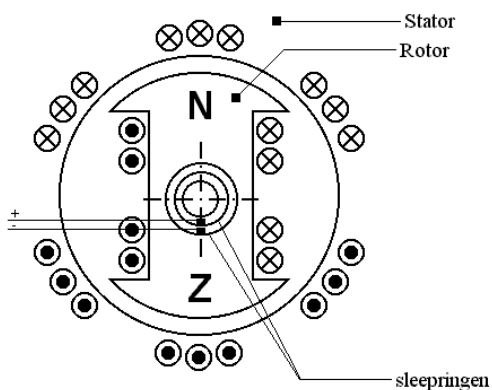
**Figuur 40: principe driefasige motor**

Als u een draaistroom aansluit op een driefasewikkeling, dan ontstaat er een draaiveld. Dit veld blijft constant even snel draaien en heeft meestal dezelfde grootte van de flux.

### ***Rotatiefrequentie van het draaiveld***

De rotatiefrequentie of het toerental van het draaiveld is afhankelijk van twee zaken: de frequentie van de stroom en het aantal polen. Dit komt omdat de rotatiefrequentie de frequentie is van de stroom gedeeld door het aantal polenparen.

### ***Constructie synchrone motor***



**Figuur 41: constructie synchrone motor**

## ***Voor - en nadelen***

### **Voordelen**

- Het toerental blijft constant
- De motor is een capacitieve verbruiker
- De motor kan functioneren als een generator

### **Nadelen**

- Moeilijker op te starten dan de asynchrone motor (m.b.v. een hulpmotor of frequentieomvormer is dit mogelijk op te lossen)
- Bij een veel te hoge belasting valt de motor stil
- De gelijkstroom om de rotorpolen te bekrachtigen is soms noodzakelijk

## **7.2.3 De asynchrone motor**

De asynchrone motor is de motor die het vaakst en het meest gebruikt wordt. Een asynchrone motor is een motor de rotor niet even snel draait als het statordraaiveld

### ***De driefasige asynchrone motor***

Bij de driefasige asynchrone motor hebben we twee belangrijke types, het onderscheid kunnen we zien aan de rotor.

#### **De sleepringankermotor**

De kenmerken van een sleepringankermotor zijn

- de inwendige verbinding van de spoelen (meestal in ster)
- de drie beginpunten die ieder aan een sleepring verbonden zijn
- de borstels die elk op een sleepring liggen

#### **De kooiankermotor**

Het hoofdkenmerk van een kooiankermotor is:

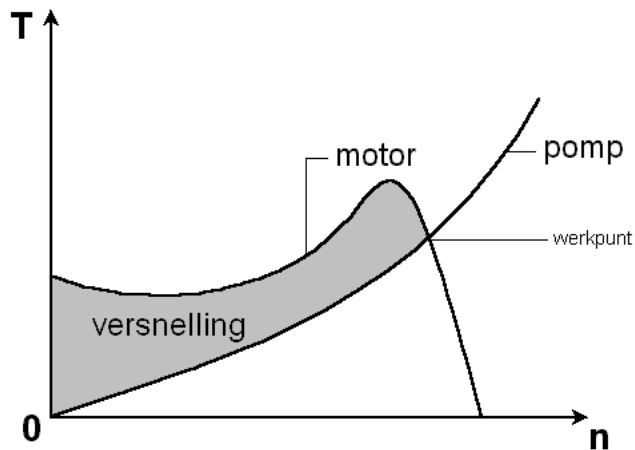
- De rotor heeft een groot aantal stalen plaatjes op de as deze vormen een cilinder. In die plaatjes zijn er gaatjes gemaakt die opgevuld worden met koperen of aluminium staafjes aan beide uitzijden is er nog een koperen of aluminium paatje aangedaan naargelang de staafjes.

De slip is de verhouding tussen het verlies van toerental en het draaiveld

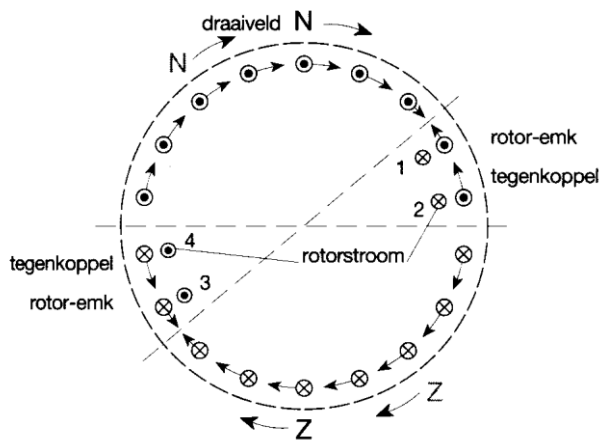
Het aanlopen van de driefasemotor kan d.m.v.:

- rechtstreekse aansluiting op de netspanning
- statoraanzetweerstand
- een aanzettransformator
- ster-driehoekaanloop
- een frequentieomvormer

Dit is een asynchrone driefasemotor die belast wordt met een pomp.



**Figuur 42:**koppel-rotatiefrequentie karakteristiek



**Figuur 43:**belaste motor

### ***De eenfasige asynchrone motor***

Een eenfasige asynchrone motor lijkt goed op een driefasige asynchrone motor (die we ook kunnen aansluiten als een eenfasige). Het verschil zit hem dat een eenfasige motor maar een bekrachtigingwikkeling heeft en hierdoor een wisselveld i.p.v. een draaiveld opwekt.

De eenfasige asynchrone motor kan toch aan het draaien gebracht worden d.m.v. een hulpwikkeling

De faseverschuiving van de hulpstroom kunnen we bekomen door de hoofdstroom een faseverschuiving mee te geven. Dit kan door:

- capacatieve aanloop
- inductieve aanloop
- weerstandsaanloop

Een ander type eenfase asynchrone motor is:

De spleetpoolmotor. Hier zijn de statorpolen van het toestel in twee stukken gesplitst.



## 7.2.4 Gelijkstroommotoren

### *Werking*

De werking van een gelijkstroommotor is hoofdzakelijk gebouwd op de Lorenzkracht. Lorenzkrachten ontstaan indien er op een stroomvoerende geleiders een magnetische veld geplaatst worden.

### *Draaizin*

De draaizin van de motor wordt volledig bepaald door de stroomzin van het anker en de positie van de polen t.o.v. elkaar.

### *Tegenwerkende kracht*

Wanneer de motor start met draaien, wordt een tegenwerkende emk ( $E=k.n.\Phi$ ) geïntroduceerd (bepaald door de rechterhandregel).

### *Aanloopstroom*

Bij het aanzetten van de motor is de tegenwerkende kracht nog vrij klein net als de tegenwerkende emk. Het anker daarentegen wordt meteen aan de netspanning onderworpen en uit de wet van Ohm kan je dan bepalen dat de stroom door dat anker vrij (soms ontoelaatbaar) hoog wordt:

$$I_{a \text{ aan}} = U/R_i$$

Om die ankerstroom te beperken gebruikt men:

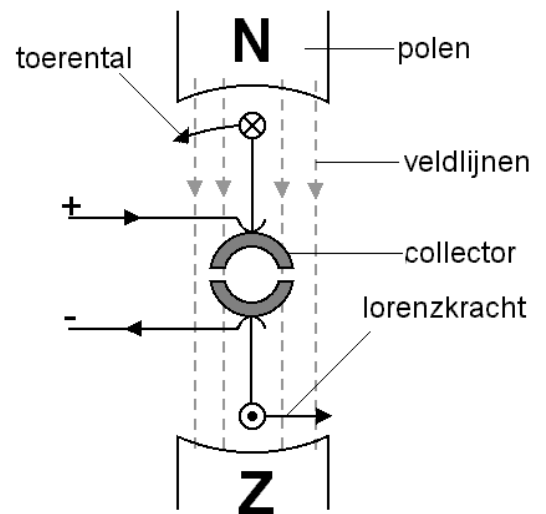
- elektronische schakelingen
- weerstand in serie met het anker

### *Toerental*

Het toerental wordt bepaald door  $E = k \cdot n \cdot \phi$

### *Soorten motoren*

- De onafhankelijk bekrachtigde motor
- De motor met bekrachtiging van permanente magneten (servomotor)
- Shuntmotor (magneetwikkeling is parallel op het anker aangesloten)
- De seriemotor
- De compoundmotor (heeft een serie- en shuntbekrachtigingswikkeling)



Figuur 44: werking gelijkstroommotor

## 8 Energieverbruik van de pomp

### 8.1 Inleiding

Indien ze de pomp na 15 jaar afschrijven, is de kostenverdeling meestal een vijftal procent voor de totale investeringskosten (engineering en opstelling), een vijftal procent voor het onderhoud en de overige kosten gaan naar het energieverbruik. We kunnen dus zeggen dat de energiekosten de grootste kost zijn. Daarom is het meestal rendabel om een betere vloeistofpomp te kiezen die voldoet aan de momentele eisen (korte duur). Indien er na verloop van tijd een grotere capaciteit gewenst is, is het beter om een overgedimensioneerde of te zware pomp te prefereren.

### 8.2 Capaciteit (of debiet) en leidingweerstand

#### 8.2.1 Capaciteit

De capaciteit van een pomp is afhankelijk van enorm veel factoren. Deze kan je vaak terugvinden bij de informatie die men krijgt bij de aankoop van je pomp. De capaciteit of het debiet in het proces wordt ook bepaald door de vloeistof die gebruikt wordt. Een derde factor die de capaciteit in het proces bepaalt, is de leidingweerstand. Die wordt meestal uitgedrukt in m<sup>3</sup>/h of m<sup>3</sup>/s.

#### 8.2.2 Leidingweerstand

De leidingweerstand kan d.m.v. formules bepaald worden.  
Het drukverlies in een rechte leiding is

$$p_{w,l} = \xi \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v^2$$

met

$p_{w,l}$  = het drukverlies door de weerstand van de leiding (= leidingweerstand)

$\xi$  = een weerstandgetal

$l$  = lengte van de leiding

$D$  = diameter van een leiding

$\rho$  = soortelijke massa

$v$  = stroomsnelheid

Om de leidingweerstand met een bepaalde opvoerhoogte te bepalen gebruikt men

$$p = h \rho \cdot g \quad \text{of} \quad h = p / \rho \cdot g$$

De vorige formule verandert in:

$$h_{w,l} = \xi \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Het weerstandgetal kunnen we bepalen bij laminaire stroming (kengetal van Reynolds moet bij een gladde cilindrische buis <2300) als:

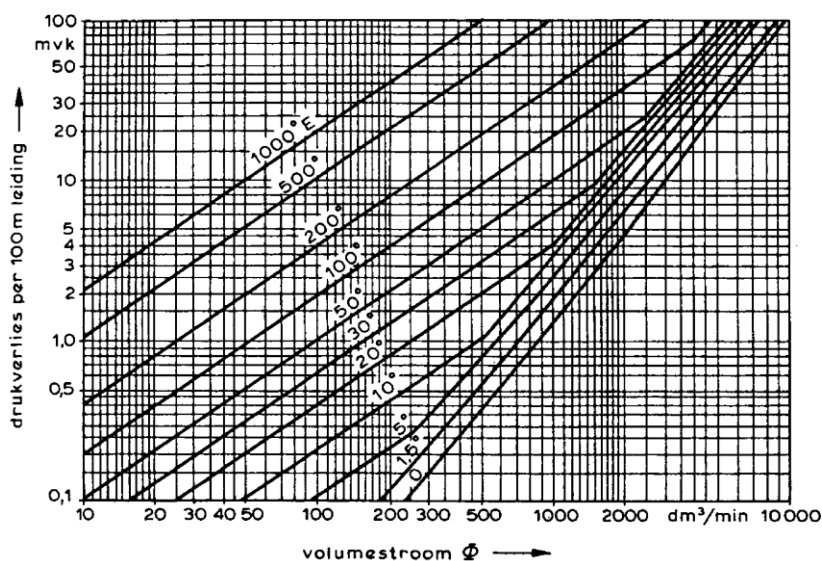
$$\xi = 64/Re$$

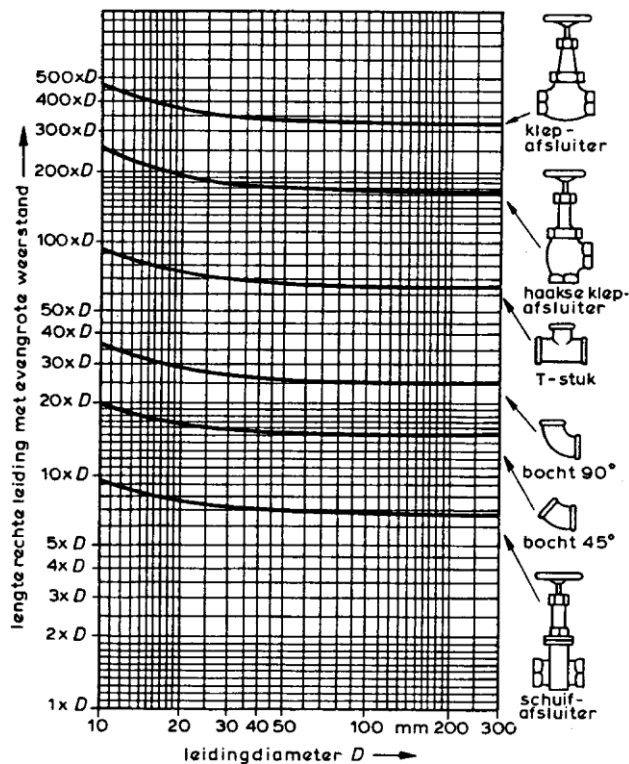
Bij een laminaire stroming speelt de oppervlaktegeaardheid van de leiding weinig verschil. Bij turbulente stroming maakt dit wel degelijk een verschil. Het getal  $\xi$  moet anders bepaald worden. Dit kan d.m.v. een tabel (zie frictiefactor) of m.b.v. de onderstaande tabel die de richtwaarden voor de ruwheid van de leiding (=k) bevat. De factor  $\xi$  vinden we als we de diameter van de leiding delen door de factor k. De uitkomst bepaalt welke karakteristiek we kiezen in de tabel (zie frictiefactor).

We kunnen dan deze formule invullen:

$$h = \xi \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Materiaal van de buis	Oppervlaktegesteldheid	Waarde k
		m
Koper en messing	nieuw	0,00002
Glas en PVC	nieuw	0,00002
Staal	Nieuw	0,00005
Staal	Oud en verroest	0,002
Gietijzer	Nieuw	0,0005
Gietijzer	Oud en verroest	0,002
Gietijzer	Nieuw geasfalteerd	0,0002
Beton	Glad	0,0005
Beton	Ruw	0,002
Asbestcement	Nieuw	0,00015
Asbestcement	Oud	0,002
Eterniet	Nieuw	0,0001
Eterniet	Oud	0,002





### 8.3 Opvoerhoogte

Tijdens het verpompen van een bepaalde hoeveelheid vloeistof wordt er een bepaalde energie (mechanisch) toegevoegd om de weerstanden en het drukverschil (meestal tussen zuig- en persvat) te overwinnen.

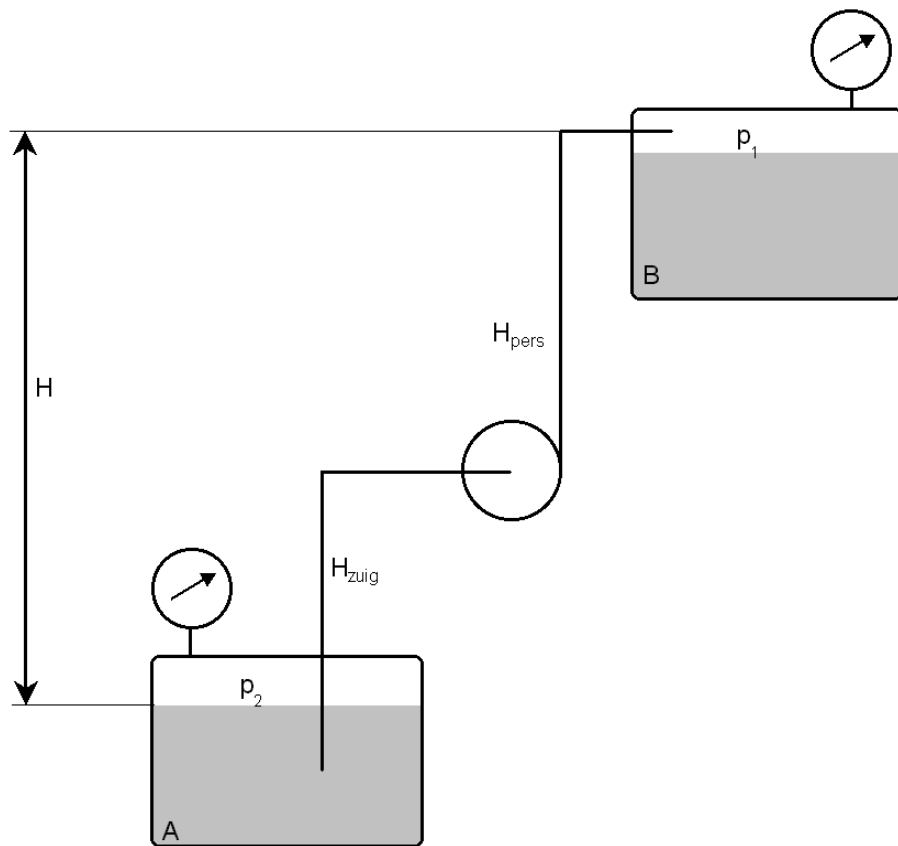
De som van die weerstanden en het drukverschil wordt aangegeven als de opvoerhoogte van de pomp.

De opvoerhoogte heeft meestal bar of Pa als eenheid ( $1\text{ bar} \sim 10^5\text{ Pa}$ ). Deze grootte wordt bepaald door de lay-out van de installatie en het ontwerp van het pompsysteem.

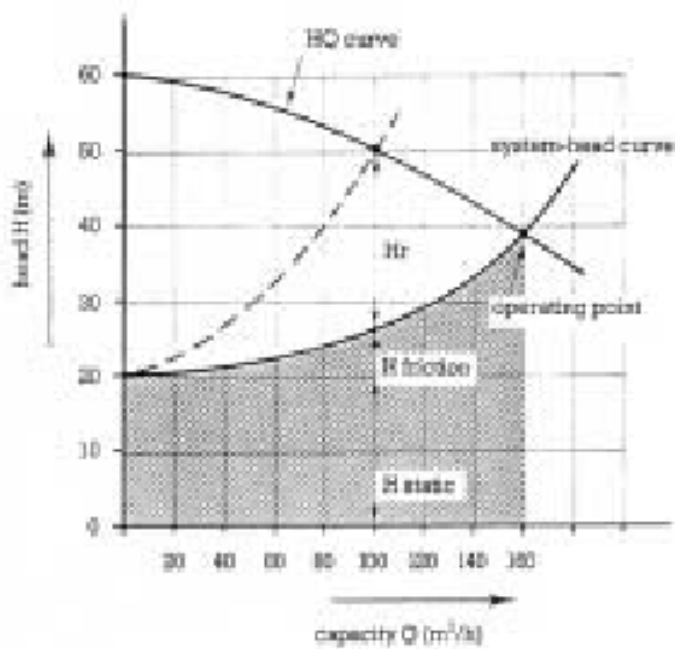
De statische opvoerhoogte  $H_{\text{stat}}$  is het verschil in hoogte  $H$  tussen het vloeistofniveau in het zuigreservoir en persvat. Natuurlijk moet rekening gehouden worden met het drukverschil  $p_2 - p_1$  (voor formules, zie hydrostatica). We moeten natuurlijk ook belang hechten aan de stromingsweerstand.

De statische opvoerhoogte is wel onafhankelijk van de capaciteit. Wat wel een invloed heeft op de statische opvoerhoogte is de stroomsnelheid in de leiding.

In de QH-curve wordt het verband tussen de genoemde grootheden weergegeven.



**Figuur 45: opvoerhoogte**



**Figuur 46: verband tussen QH-curve en de curve van de systeemweerstand**

## 8.4 Pompsystemen

Bij het opstellen van pomp(en) kunnen we de volgende methodes toepassen:

- een enkele pomp met een reservepomp in de buurt.  
De capaciteit is minimum dezelfde als het maximaal gewenste debiet.
- twee of meer vloeistofpompen in parallelbedrijf, afhankelijk van het gewenste debiet worden er pompen bij- of afgeschakeld. Voor elke pomp telt er een capaciteitsgegeven die door de QH-curve bepaald wordt. Deze kan je bepalen door de QH-curve. Voor twee parallelle vloeistofpompen moeten we de QH-curven op te tellen. Wat we dan kan afleiden is:
  - de opvoerhoogte wordt hoger.
  - het debiet bij het schakelen van twee pompen i.p.v. één werd niet verdubbeld.
  - het debiet is evenredig verdeeld tussen de verschillende pompen.
  - het vermogen per pomp (indien er meerdere zijn geschakeld) is lager dan bij een pomp
  - het rendement verandert, maar wijzigt niet fors.

Omdat de energiekosten vrij hoog zijn t.o.v. de aanschafprijs en op basis van de voorgaande feiten is het dus meestal niet aan te raden om parallel te schakelen. Het is praktischer om de passende pomp te selecteren, zodat het rendement en energieverbruik optimaal zijn.

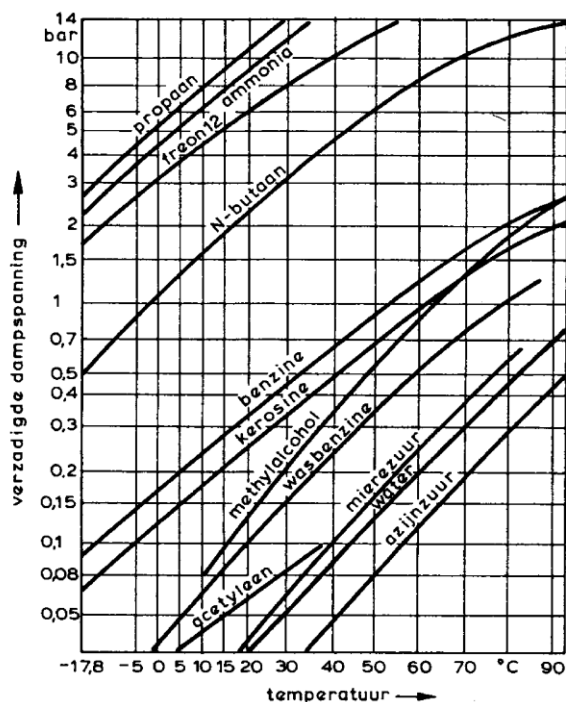
## 8.5 Dampspanning en cavitatie en net positive suction head (NPSH)

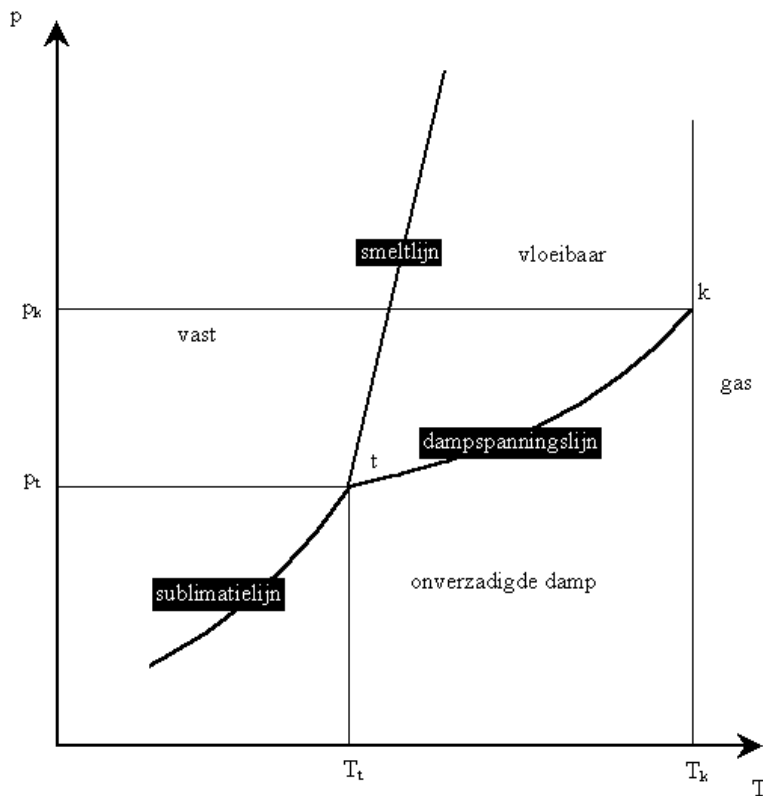
### 8.5.1 Dampspanning

Een vloeistof kan bij een welbepaalde temperatuur overgaan in damp (zie aggregatietoestand).

De overgang van een vloeistof naar een gas is niet alleen afhankelijk van de temperatuur maar ook van de druk die boven de vloeistof heerst.

In de hiernaast staande tabel zijn de dampspanninglijnen te zien in functie van de temperatuur en de druk.

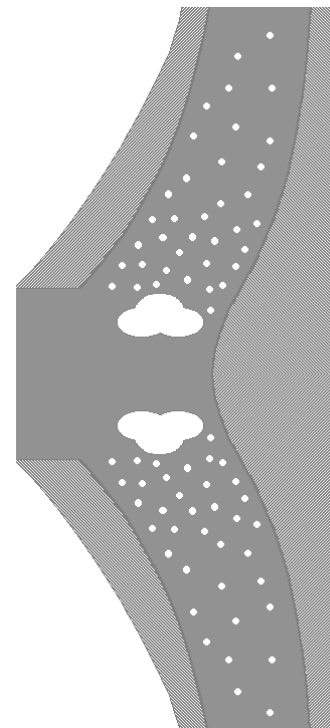




**Figuur 47: druk-temperatuur verhouding**

### 8.5.2 Cavitatie

Om een vloeistof te laten bewegen in een leiding is er een drukverschil nodig. Hieruit volgt dat de druk buiten de pomp (aan de vloeistoftoevoer) hoger is dan de druk bij de vloeistoftoevoer in de pomp. In de centrifugaalpomp wordt de dynamische druk (voor de waaier) omgezet in statische druk (in het centrum van de waaier) en daarna terug in dynamische druk. Indien de statische druk lager wordt dan de verzadigde dampspanning van de vloeistof begint de vloeistof te verdampen. De damp van de vloeistof neemt een groter volume in. Als de damp naar een hogere dynamische druk gaat, klappen ze dicht. Doordat ze imploderen, maken ze een schokgolf die te horen is als geluid. Deze kan schade aan de pomp toebrengen. Vooral de mechanismes als regelklep of waaier zien meestal fors af. Dit kunnen we gedeeltelijk beperken door een goede hydrodynamisch ontwerp. Zo wordt er naar gestreefd de cavitatie en de hierdoor veroorzaakte schade zo veel mogelijk te beperken. Indien cavitatie niet voorkomen kan worden, wordt geprobeerd deze zo ver mogelijk uit de buurt van kwetsbare plekken te laten plaatsvinden. Zo kan de schade beperkt blijven.



**Figuur 48:cavitatieverschijnsel**

In de pomptechniek beschrijven ze cavitatie als het totale verschijnsel.

- het ontstaan van dampbellen
- het weer dichtklappen van de dampbellen
- alle gevolgen ervan.

Cavitatie kunnen we visueel waarnemen (als je de pomp openmaakt). Bij een werkende pomp kunnen we dit auditief. Er komt een ruisend of soms zelfs een knetterend geluid.

Om de cavitatie te bepalen is het essentieel de toelaatbare zuighoogte te weten. Om een en ander voor elke vloeistof en elke vloeistoftemperatuur in getallen te kunnen vastleggen, is het begrip NPSH ingevoerd.

### 8.5.3 NPSH

Als er een onderdruk in het zuigvat heerst of een grote zuighoogte vereist is, dan bestaat de kans dat in de vloeistofpomp de dampspanning bereikt wordt. De dampspanning wordt ook bepaald door het type vloeistof en de snelheid aan de zuigopening van de pomp.

Het bereiken van de dampspanning in de pomp noemt men ook cavitatie. Om de pomp bedrijfszeker te laten draaien is het beter om een maximale zuighoogte vast te stellen, beter bekend als Net Positive Suction Head of NPSH

De beschikbare NPSH is de totale absolute druk of hoogte (statisch/dynamisch) beschikbaar aan de zuigflens van de pomp verminderd met de verzadigde dampspanning. We kunnen deze noteren in formulevorm:

$$\text{NPSH}_{\text{beschikbaar}} = H_m + \frac{v^2}{2 \cdot g} - H_d$$

$\text{NPSH}_{\text{beschikbaar}}$  = de beschikbare NPSH

$H_m$  = de absolute druk gemeten aan de zuigflens

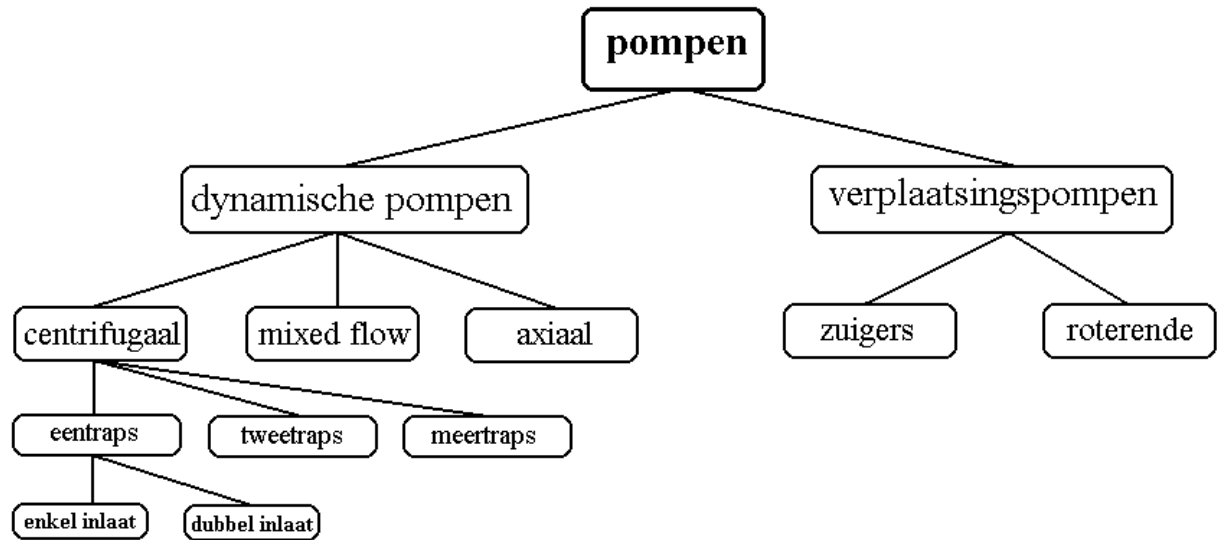
$v^2/2g$  = de snelheidshoogte nodig om de vloeistof met een bepaalde snelheid te laten stromen

$H_d$  = de verzadigde dampspanning

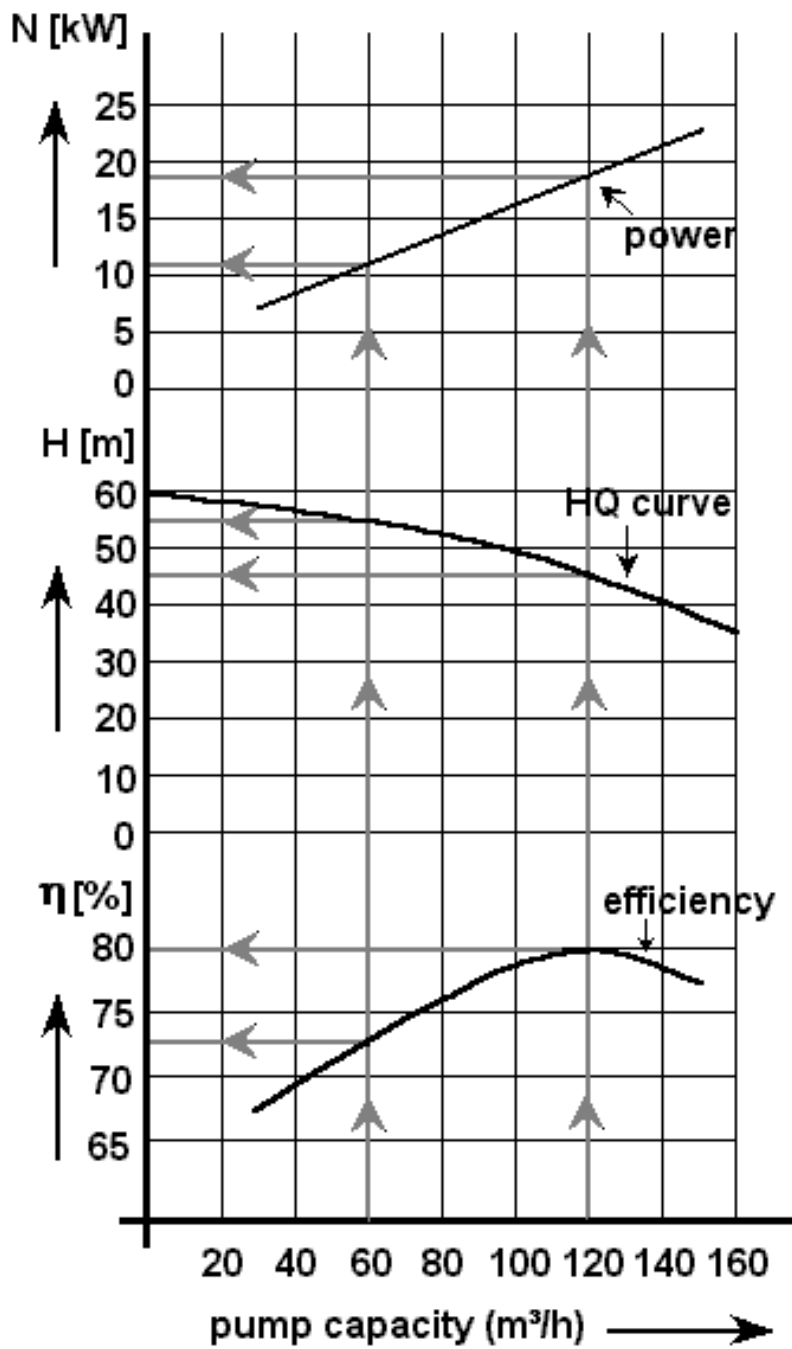


## 8.6 Toepassingsgebied pomptypes

Er worden vele types vloeistofpompen gebruikt. We kunnen ze opsplitsen in twee grote groepen: de verplaatsingspompen en de dynamische pompen. De indeling binnen deze twee groepen wordt in de volgende figuur schematisch weergegeven.



Figuur 49: types pompen



Relatie tussen Q-H kromme, krachtverbruik en rendement voor centrifugaalpompe

De verschillende soorten pomptypes hebben elke ongeveer hun specifiek toepassingsgebied:

- Centrifugaalpomp: algemeen type voor vloeistoffen en slurries
- Schoepen-vloeistoffringpomp: voor gedeeltelijk of vol vacuüm
- Wormpomp: slurries en hoog viskeuze vloeistoffen
- Tandwielpomp: hoog viskeuze vloeistoffen en doseren
- Plunjerpomp: hoge drukken en doseren
- Membraanpomp: doseren
- Slangenpomp: doseren en lage debieten

De meest voorkomende vloeistoffpomp is de centrifugaalpomp van vrij kleine tot grote capaciteiten.

## 8.7 **Pompsystemen**

Bij het opstellen van pompen worden vaak de volgende systemen gebruikt:

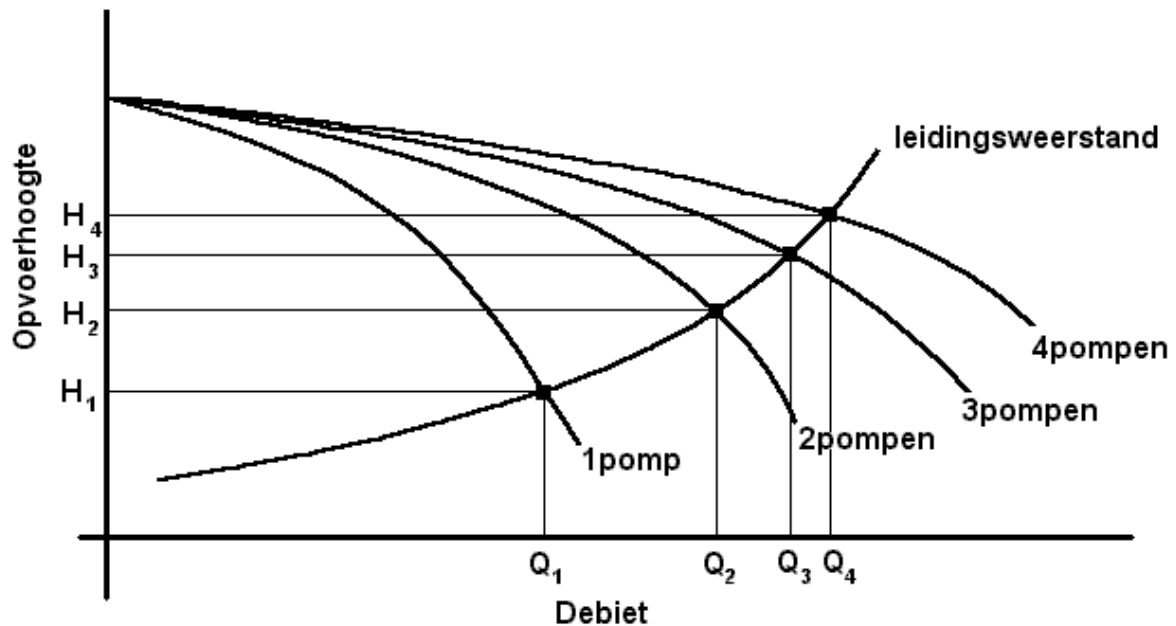
- één pomp die een opgestelde reserve heeft.
  - één pomp met een reservepomp.
- De capaciteit komt overeen met het maximaal gewenste debiet.
- twee of meerdere pompen in parallelbedrijf, afhankelijk van het vereiste debiet worden er vloeistoffpompen bij- of afgeschakeld.

Voor een enkele vloeistoffpomp gelden de capaciteitsgegevens die uit de QH-curve komen. Bij een beschouwing van de karakteristieken voor twee parallelle pompen moet men de individuele QH-curves optellen.

Als het leidingsysteem geschikt is voor het debiet van twee pompen, wordt het volgende duidelijk:

- de opvoerhoogte stijgt bij parallelbedrijf
- als er twee gelijkaardige pompen i.p.v. een pomp in bedrijf zijn, dan verdubbelt het debiet niet.
- het totale debiet is evenredig verdeeld over de pomp(en).
- het opgenomen vermogen per pomp is lichtjes lager dan bij één pomp
- het rendement per pomp verandert, maar blijft nog steeds bij het optimale punt.

Bij het schakelen van meer dan twee pompen in parallelbedrijf moet men ook de individuele QH-curves optellen. Omdat door het bijschakelen van meerdere pompen de leidingsweerstand fors toeneemt en de laatst bijgeschakelde pompen nog amper bijdraagt aan de vergroting van het debiet, heeft het bijschakelen van een groot aantal pompen (groter energieverbruik/m<sup>3</sup>) weinig nut.



We hebben reeds vermeld dat het energiegebruik tijdens de levensduur van een pomp de grootste kost is. Samen met de bovenstaande zaken van het parallelbedrijf is het raadzaam om het parallelschakelen van meerdere pompen te vermijden. Het is efficiënter om voor elke situatie een passende pomp te selecteren, zodat het rendement en het energiegebruik zo goed mogelijk zijn.

### 8.7.1 Soorten

Bij het verpompen van vloeistoffen wordt de energie voor de pompsystemen op verschillende plaatsen gebruikt. De belangrijkste en grootste energieverbruikende plaatsen zijn:

- de regelafsluiter (ten behoeve van de pompcapaciteit)
- de asafdichting of pakking
- de aandrijfmotor
- de magnetisch gedreven pomp
- de pomp met busmotor
- de hydraulische verliezen

Ondanks dat we deze verliezen niet kunnen uitschakelen, is het toch mogelijk om ze te beperken.

- De regelverliezen zijn voor het grootste deel te verminderen: 25-30% van het opgenomen vermogen
- Een goede asafdichting kan meestal enkel ten koste van energieverlies verzekerd worden. Niettemin zijn de verliezen voor vermindering vatbaar: 5-10% van het opgenomen vermogen.
- Het rendement van de aandrijfmotor is slechts amper te verbeteren: 0,5-1%
- Ter vervanging van de asafdichting kunnen we de magnetisch gedreven pomp of een pomp met busmotor gebruiken. De energieverliezen van deze aandrijvingen zijn nog tamelijk hoog.
- De hydraulische verliezen zijn inwendig. De mogelijke verbeteringen zijn vrij beperkt: 1-2%

## 8.7.2 Energieverbruik

### Regelafsluiting

Het regelen van het debiet van een pomp kan via een regelafsluiter aan de perszijde van de pomp. Dit is een zeer effectief systeem, maar het grote nadeel is dat het vrij veel energie opsloopt. Dit komen we vooral tegen bij de kleinere systemen.

Bij pompen die ongeveer constant met eenzelfde debiet functioneren, kan een regelafsluiter efficiënt zijn.

Bij de systemen die regelmatig een aanpassing van het debiet ondergaan, is er een meer verbruikvriendelijke regeling aan te raden. Als het debiet aan de perszijde geregeld wordt omdat de vloeistofpomp overgedimensioneerd is, zal de pomp daardoor constant met een lager rendement functioneren dan het optimale. In deze situatie zal de pomp veel minder verbruiken als er een toerentalregeling aanwezig is. Een andere mogelijkheid is een pompsysteem waarbij het debiet in de pomp zelf gemeten wordt.



**Figuur 50: zelfregelende pompsysteem**

De eigenschappen van deze zogenaamde zelfregelende pompsystemen zijn:

- dat de regeling de pompcapaciteit precies aanpast aan de systeemcondities;
- dat de pomp altijd met het laagst mogelijke toerental en bij het optimale bedrijfspunt werkt;
- dat de regeling voorziet in een droogloopbeveiliging, doordat de pomp stopt als de vloeistoftoevoer gestoord is, of als de perszijde geblokkeerd wordt;
- dat de pomp met de regeling geschikt is voor vloeistoffen in de buurt van het kookpunt.

De voordelen van deze zelfregelende pompen zijn de onderstaande:

- de investeringskosten zijn lager, omdat er geen regelafsluiter of aparte debietmeting nodig is;
- de installatiekosten zijn lager, omdat er minder leidingwerk en bedrading nodig zijn door het ontbreken van regelafsluiters, extra debietmeting en omloop met afsluiters voor de minimumdebietbeveiliging;
- lagere energiekosten, omdat de pomp optimaal functioneert en omdat er minder drukverlies is ten gevolge van het ontbreken van regelafsluiter, omloop en debietmeter;

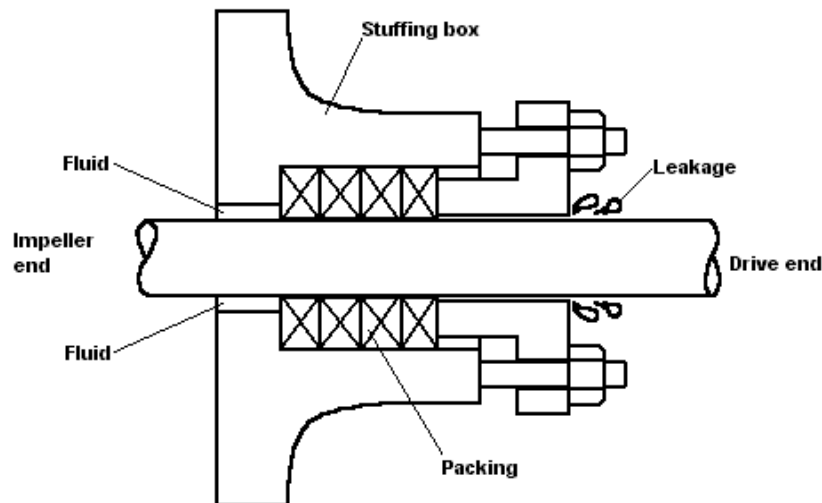
- minder onderhoudskosten doordat er minder componenten zijn en omdat de pomp niet altijd met het hoogste toerental draait.

### Asafdichting

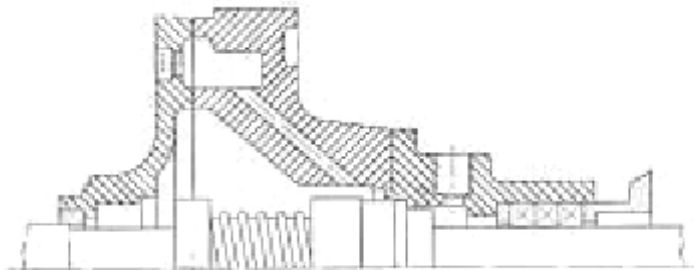
De functie van de asafdichting is bij vloeistofpompen:

- het vormen van een barrière tussen de te verpompen vloeistof en de omgeving van de binnenkomende draaiende as.
- het voorkomen van slijtage van de pompas.

De asafdichting is uit te voeren met een pakkingbus of mechanical seal, al dan niet voorzien van een aansluiting voor spervloeistof of afvoer van lekvloeistof.



Figuur 51: pakkingsbus



Figuur 52: Mechanical seal met spervloeistofaansluiting, resp. pakkingsbus

De reden dat men relatief weinig de pakkingsbus gebruikt, is dat de pakkingsbus meer onderhoud vraagt en dat hij vloeistof moet lekken om de pakking te smeren.

De mechanical seals worden steeds vaker toegepast omdat ze bij een correcte montage geen lekkage vertonen, ze hebben ook weinig nazicht nodig.

Ze zijn wel zeer gevoelig voor vloeistoffen die *harde* verontreinigingen bevatten en lekken nog een klein beetje bij vluchtige vloeistoffen. Hiervoor zijn er speciale uitvoeringen:

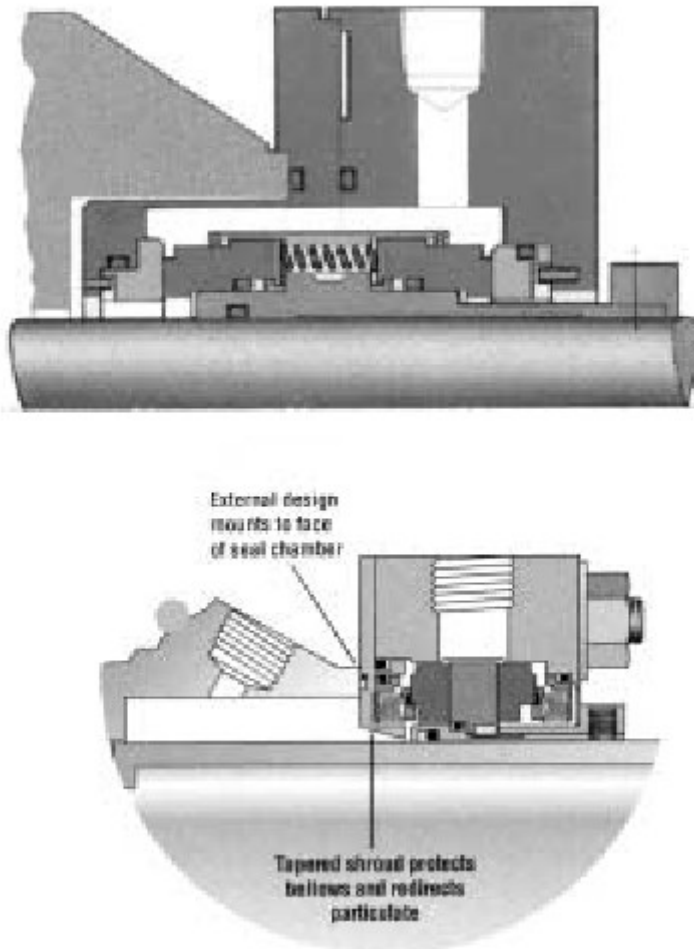
- seals met een spervloeistof (ze worden vooral toegepast bij toxische vloeistoffen of vloeistoffen met vaste deeltjes, maar ook als het seal koel moet blijven).
- dubbele of tandem seals (voor als er geenszins lekkage is toegestaan zoals bij vluchtige of gevaarlijke vloeistoffen).

Het energieverlies dat ontstaat op de contactvlakken van de afsluitende ringen, is circa 0,5kW per ringpaar. Dit is ongeveer gelijk aan de verliezen van een goed gesmeerde pakkingbus. De modernere mechanical seal heeft een gasslot, deze vertoont geen lekkage en heeft een energieverlies dat minder is dan 2% van de conventionele dubbel mechanical seal met vloeistofafdichting.

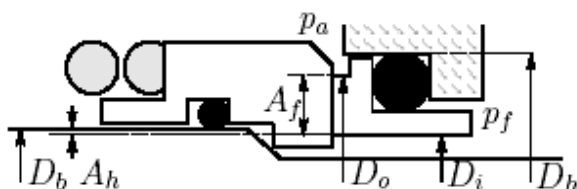
In vergelijking met een busmotorpomp of een pomp met een magnetische aandrijving verbruikt een pomp met een mechanical seal en gasslot 25% minder energie.

Deze met gasslot heeft wel als nadeel dat ze teerder is voor verontreiniging dan de standaard mechanical seal.

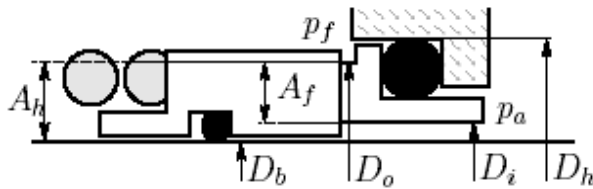
De afdichting kan bij dit nieuwe seal verzorgd worden door stikstof met een druk die 2 bar hoger is dan de maximaal in de afdichtingskamer optredende druk.



**Figuur 53: Mechanical seal met gasslot**



**Figuur 54: Balanced inside pressurized seal, externally mounted**



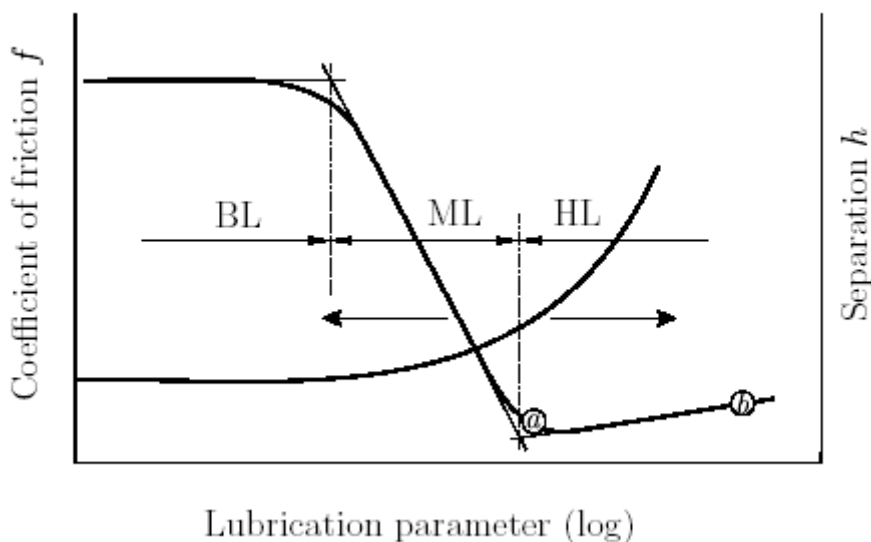
**Figuur 55: Unbalanced outside pressurized seal, internally mounted**

In de volgende figuur is de wrijvingscoëfficiënt schematisch in functie van de smeringskental getekend, dit in een doorsnee Stribeck curve. Deze figuur geeft eveneens de scheiding  $h$  aan. Het smeringskental bevat onder ander de viscositeit, de snelheid van de oppervlakten, de constante druk en de ruwheid van de oppervlaktes. In deze grafiek kunnen we drie smeringregimes onderscheiden:

- grensgesmeerd (boundary lubrication:BL)
- gemengde smering (mixed lubrication:ML)
- hydrodynamische smering (hydrodynamic lubrication:HL)

Als gevolg van de steeds strenger wordende milieu eisen, moet men de separatie (de lekkage van een mechanische afdichting) zo klein mogelijk maken. Een gevolg hiervan is dat zowel de wrijving (vermogenverlies) als de slijtage (verkorte levensduur) toenemen.

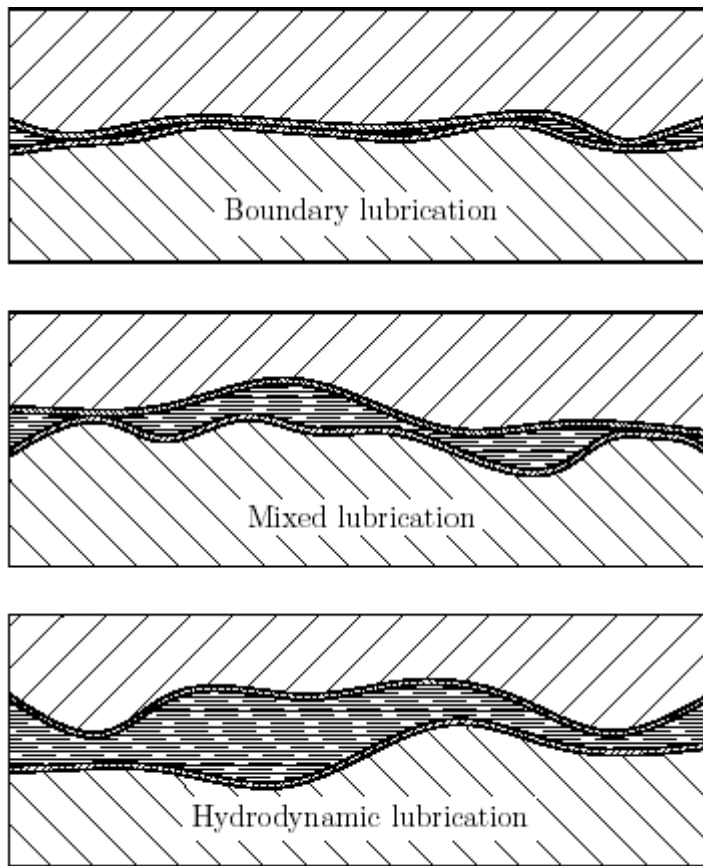
Men moet dus zoeken naar de optimale conditie waarbij de slijtage en wrijving aanvaardbaar zijn en de lekkage tot een minimum gebracht wordt. Wanneer we nu kijken naar de Stribeck curve, waarin de wrijvingscoëfficiënt wordt uitgezet tegen bijvoorbeeld de snelheid of één of ander smeringskental, zijn er drie regimes te onderscheiden het hydrodynamisch gesmeerde regime, het gemengde smeringregime en het grensgesmeerde regime. Het grensgesmeerde regime is ideaal voor een minimale lekkage, maar is niet geschikt met betrekking tot de wrijving en slijtage. Daarentegen hebben we in het gemengde smeringregime, in het gebied van de overgang van hydrodynamisch naar gemengd gesmeerd, een situatie die wel geschikt is: de lekkage is relatief laag en zowel de slijtage als de wrijvingscoëfficiënt zijn laag.



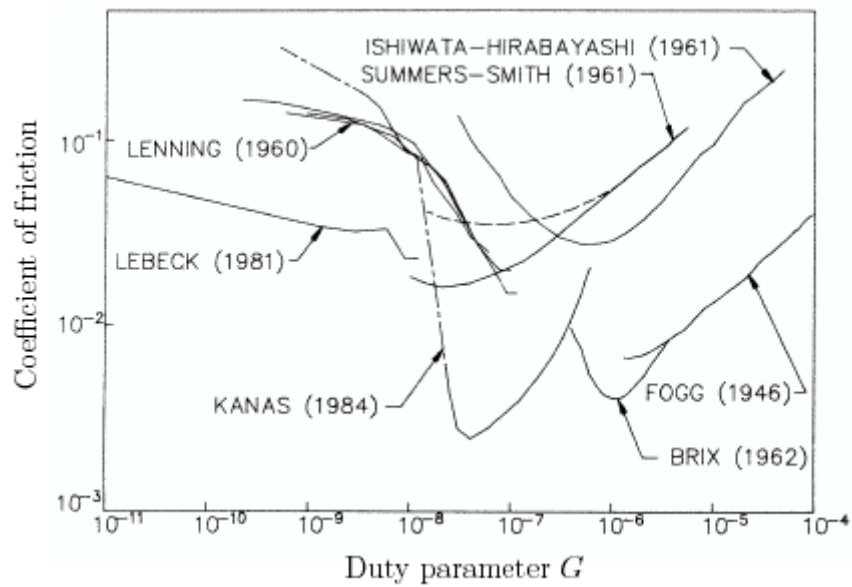
**Figuur 56: de doorsnee Stribeck curve**

De doorsnee Stribeck curve: de wrijvingscoëfficiënt en de scheiding zijn schematisch getekend in functie van de smeringskental





**Figuur 57: soorten smering**



**Figuur 58: Stribeck curves voor mechanische dichtingen**

Veel van deze wrijvingsmetingen zijn getekend in een grafiek als een functie van de smeringparameter, in dit geval *duty parameter G* genoemd. Deze wordt frequent gebruikt. De *duty parameter* is gedefinieerd door:

$$G = \frac{\eta \cdot v \cdot \Delta r}{F_N}$$

$\eta$  is de dynamische viscositeit

$v$  is de snelheid

$\Delta r$  is de breedte van de dichtingvoorkant

$F_N$  is de axiale kracht op de dichting

De vorige figuur toont aan dat de wrijving niet gepast voorgesteld wordt.

De  $G$ -waarde voor de overgang van hydrodynamische -tot gemengd smering wijzigt bijvoorbeeld op zijn minst 2 krachten op 10.

De redenen zijn dat:

- de *duty parameter G* geen oppervlakteruwheidswaarde bevat
- de belasting per breedte de echte druk tussen de dichtingvoorkanten geeft

### **Aandrijfmotor**

Het meerderdeel van de aandrijfmotoren zijn kooiankeromotoren. De doorsnee kooiankermotor heeft een toerental van circa 2900/min.

Het rendement kan variëren van ongeveer 80% (meestal voor zwakkere motoren 1,1kW) tot ongeveer 95% (meestal voor sterkere motoren 110kW)

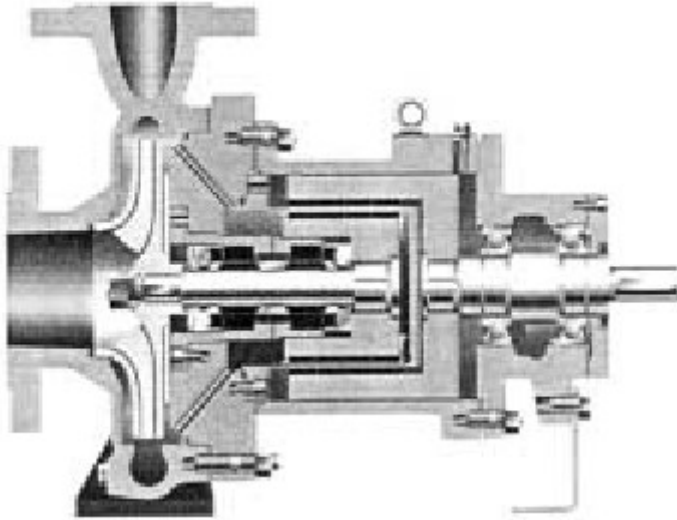
De fabrikanten zijn er sinds enige jaren in geslaagd om in de serie van 2,2- tot 185-kW-motoren een rendementsverbetering van respectievelijk 4 tot 1,5% te bereiken bij een gelijkblijvende investeringskosten. De verbetering werd vooral gerealiseerd door toepassing van nauwkeuriger ontwerpprogramma's, vermindering van de ijzerverliezen door gebruik van andere materialen en door het minimaliseren van de spleetverliezen.

De rendementen van elektromotoren zijn in een *European Guideline* vastgelegd in drie klassen: EFF-1, -2 en -3

### **Magnetisch gedreven pompen**

De magnetisch gedreven pompen hebben geen pakkingbus of mechanical seal. De vloeistof wordt weliswaar volledig gescheiden van de omgeving. De pomp wordt in dit geval aangedreven door een aantal magneetparen (vandaar de naam), de ene helft is verbonden met de pompwaaier en een concentrisch stel is verbonden met de aandrijfas. De magneetparen vormen op deze wijze een magnetisch synchrone koppeling. De magneetparen zijn niettemin van elkaar gescheiden door de behuizing, waarin ook de vloeistof verpompt wordt.

Magneetgedreven pompen hebben verliezen die veroorzaakt worden door de magnetisatie en hydraulische verliezen. Anders gezegd zijn de verliezen afkomstig van een groter rotend oppervlak dat in contact staat met de verpompte vloeistof. Deze verliezen zijn onafhankelijk van de belasting en bedragen ongeveer 10 à 15% van het maximum over te brengen vermogen. Natuurlijk heb je dan nog de verliezen van de aandrijfmotor enz.



**Figuur 59: pomp met magnetische koppeling**

### **Magneetkoppelingen**

De kwaliteit van de toegepaste magneten bepaalt de temperatuurgrens tot waar de pomp kan worden ingezet.

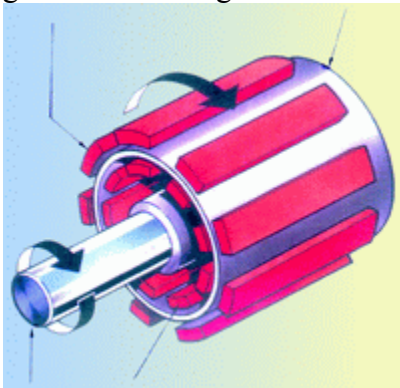
#### **Toepassingen tot 260 °C**

Samarium Cobalt-magneten vormen de basis van de synchrone, permanente magneetkoppeling en staan garant voor een zekere koppeling tot ca. 260 °C. Kenmerkend voor dit type magneet is een verhoogde efficiency en een betere koppeling bij lage snelheden (geen slip).

#### **Toepassingen tot 450 °C**

Voor toepassingen boven 260 °C (bijv. thermische olie) is er een uniek koppelingsprincipe ontwikkeld, waarbij de binnenste magneetring vervangen is door een rotor met koperen strips. Hierdoor kunnen mediums (**zonder koeling!**) worden verpompt tot een temperatuur van ca. 450 °C.

Deze zgn. *Torque-Ring*-koppeling heeft weliswaar wat hogere verliezen door optredende slip. Daartegenover staat dat er geen gevaar is voor ontkoppeling. Bovendien is de koppeling goed geschikt voor hogere viscositeiten tijdens het opstarten.

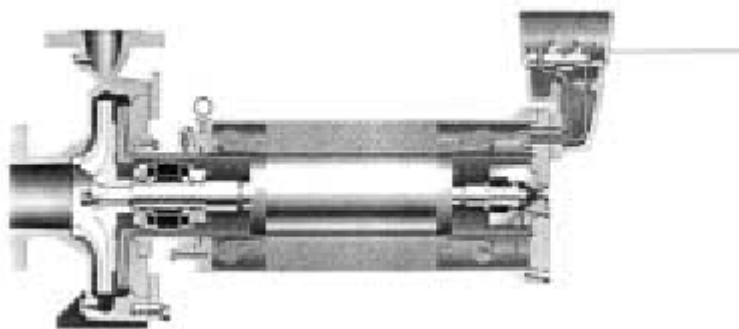


**Figuur 60: Torque-Ring koppeling**

### **Busmotorpompen**

Net als de pomp met een magnetische koppeling is de busmotorpomp een pomp zonder afdichting. Deze is goed geschikt als er geen uitstoot van de vloeistof naar de omgeving vereist is. Bij dit type is het complete systeem (motor +waaier) in een drukvaste behuizing gemonteerd. De rotor van de elektromotor draait dus in de te verpompen vloeistof mee. Tussen de rotor en stator van de elektromotor is er een vloeistofdichte bus als scheiding aangebracht (vandaar de naam). Door die bus heeft deze pomp-motorcombinatie geen hoge energie-efficiency. Voor motorvermogens van 2 tot 100 kW is dit ongeveer een rendement van 70 à 85%. Boven de 100kW is het rendement bij benadering 80 tot 90%. Het rendement wordt gemeten van de kabelaanluiting tot de pompas.

Bij deze pomptypes kan het gebeuren dat een deel van het vloeistofdebiet als koelvloeistof voor de elektromotor gebruikt word.



**Figuur 61: busmotorpomp**

## **8.8 Aanbeveling om energie te besparen**

- We voorkomen best het overdimensioneren van de vloeistofpomp. In de ontwerpfase wordt op de geschatte debieten en opvoerhoogten meestal een bijslag van 10% gegeven. Bij het specificeren van een geschikte pomp is deze dus al overgedimensioneerd en zal hij in bedrijfsstelling algemeen onderbelast draaien met daaruit een laag rendement en extra slijtage tot gevolg.  
Het is efficiënter om de vloeistofpompen voor het verwachte bedrijfspunt te kiezen en bij een toekomstige verhoging van het debiet of opvoerhoogte opnieuw een passende pomp te selecteren
- Kies een efficiënte pompregeling. Voorkom dat de pompcapaciteit geregeld wordt met een regelafsluiter aan de perszijde of een omloopsysteem. Bij de regelafsluiter gaat daarbij niet alleen veel energie verloren, maar draait de pomp zelf ook met een lager rendement. Bij een omloopsysteem wordt altijd het volle vermogen opgenomen.  
Toerenregeling kan de pompcapaciteit met een hoog energiebehoud aan de bedrijfssituatie aanpassen.
- Voorkom dat meerdere pompen parallel draaien. Bij het parallel draaien van de pompen is het totale debiet duidelijk kleiner dan wat we van de individuele debieten mogen verwachten. Bij meer dan twee pompen in parallelbedrijf zal het specifieke energiegebruik per pomp zo fors toenemen, dat een vervanging door één zwaardere pomp rendabel is.

- Zorg voor een goed onderhoud van pompen. Voorkom slijtage door tijdig onderhoud, want slijtage zal het rendement van de pomp laten dalen en zal er meer energie opgenomen worden.
- Reinig inlaatfilters van pompen. Veel systemen zijn voorzien van metaalgaasfilters in de inlaat van pompen. Bij verstopping van deze filters kunnen problemen ontstaan met de NPSH, waardoor de pomp gaat caviteren met energieverlies en slijtage tot gevolg.
- Ontwerp leidingsystemen met de optimale vloeistofsnelheid. Tijdens de ontwerpfase van leidingsystemen is het aan te bevelen uit te gaan van de optimale leidingsnelheid passend bij het type vloeistof en het bedrijfsdebiet. Te lage snelheden leiden tot afzettingsproblemen (en corrosie), te hoge snelheden veroorzaken extreme drukverliezen en slijtage van leidingonderdelen.
- Tracht te besparen op het gebruik van water. Dit is het primaire middel om bij pompsystemen energie te besparen. Bij processen is de vraag om water vaak variërend en intermitterend. In koelwatersystemen is het min of meer gebruikelijk om het maximum debiet koelwater over alle gebruikers te handhaven, ook bij procesonderdelen die buiten gebruik zijn en bij deellast. Automatische afsluiters en temperatuurregelingen kunnen onnodig waterverbruik voorkomen.

## **9 Pompen voor de chemische industrie**

### **9.1 Soorten en toepassingen**

Bij het transporteren van chemisch-agressieve koude of hete vloeistoffen hebben de centrifugaalpompen een uitgebreid toepassingsgebied gevonden.

Chemiepompen worden speciaal voor de chemische en petrochemische industrie, olieraffinaderijen en levensmiddelenindustrie geconstrueerd voor het verpompen van organische en anorganische producten, zuren, logen, zoutoplossingen, chloorhoudende oplossingen, enz. De pompen worden in de regel vervaardigd volgens de z.g. procesbouwwijze, zie centrifugaalpomp. De door de chemiepompen te transporteren karakteristieke vloeistoffen kunnen zijn: agressief, vluchtig, explosief, giftig, schoon tot licht verontreinigd en ook bijzonder waardevol.

Procespompen zijn centrifugaalpompen die ingezet kunnen worden in chemische processen, in het bijzonder in olieraffinaderijen en in de petrochemie. Ze onderscheiden zich van chemiepompen door het feit dat ze niet alleen voor chemisch-agressieve vloeistoffen, maar ook voor extreem hoge systeemdrukken en temperaturen geschikt zijn. De procespompen worden in het algemeen zo gebouwd, dat ze voldoen aan de voorschriften van het American Petroleum Institute (API).

### **9.2 Materialen en afdichting**

De pompdelen die met de te verpompen vloeistof in aanraking komen moeten vervaardigd worden uit materialen die daartegen bestand zijn of voorzien worden van een bekleding die tegen de inwerking van de vloeistof bestand is (rubber, kunststof of email).

Voor de juiste materiaalkeuze is een nauwkeurige analyse nodig van de stoffen die verpompt moeten worden, met opgave van de concentratie, volumieke massa en temperatuur, alsmede van de gegevens van eventueel aanwezige bijmengsels. De materialen die men hierbij toepast, zijn onder andere:

- metalen: gietijzer, nodulair gietijzer, met chroom en silicium gelegeerd gietijzer, gietstaal, met chroom-nikkel-molybdeen gelegeerd gietstaal, corrosievast staal, bronslegeringen van verschillende samenstellingen, enz.;
- keramische materialen: porselein, glas
- verschillende kunststoffen, soms ook als bekleding
- rubber, eboniet e.d. als bekledingsmateriaal

Een zeer belangrijk probleem vormt hier de garantie van de dichtheid van de pakkingbussen, zowel tijdens bedrijf als bij stilstand. Doorsijpelende vloeistof kan niet alleen een gevaar vormen voor het bedieningspersoneel, maar kan ook de fundatieplaat en de fundering aantasten en vervuilen. Bovendien betekent lekkage een verlies van een dikwijls waardevol product. De asafdichting geschiedt veelal door een pakkingbus met aansluiting voor de sper- of spoelvloeistof. Bij hoge temperaturen kan de pakkingbus worden gekoeld.

Pompen met een verwarmingsmantel worden toegepast voor het transport van media waarvan het stolpunt dicht bij de bedrijfstemperatuur ligt of van media die in de pomp niet mogen afkoelen. Het pomphuis is dan geheel voorzien van een aangegoten verwarmingsmantel.

## 10 Pompen voor verontreinigde vloeistoffen

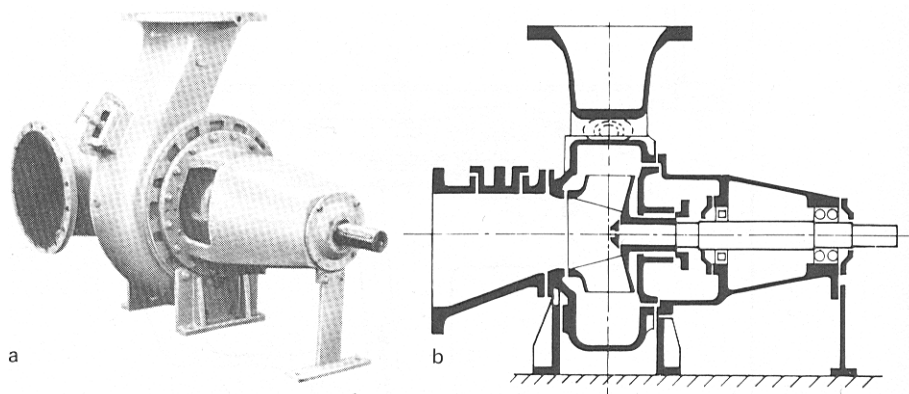
### 10.1 Toepassingen

Pompen voor verontreinigde vloeistoffen behoren tot de groep *pompen voor het transporteren van vloeistoffen met vaste zwevende bestanddelen*.

Als de meegevoerde deeltjes erg klein zijn en geen vezels, draden of *de wanden afschurende stoffen* bevatten, kunnen pompen voor het transporteren van schone vloeistoffen worden gebruikt.

Voor veel toepassingen is het echter nodig de waaier volgens een speciale constructie uit te voeren. Deze is dan afgestemd op de aard van de te transporteren vloeistof en de verontreinigingen. Zo komen in afvalwater- en rioolzuiveringsinstallaties, de chemische industrie, brouwerijen, de bouwnijverheid, conserven- en suikerfabrieken en in de papierindustrie de meest uiteenlopende verontreinigde vloeistoffen met alle mogelijke bestanddelen voor. Door pompen met normale waaiers kunnen die niet verwerkt worden.

Voor hydraulisch transport van vaste bestanddelen vermengd met water lenen de waaierpompen zich zeer goed. Ze vinden derhalve op dit gebied steeds meer toepassingen. Deze wijze van transport maakt het mogelijk vaste stoffen met behulp van pijpleidingen direct naar de bestemde plaats te voeren, waardoor veel technische problemen vereenvoudigd kunnen worden.



Figuur 62: pomp voor verontreinigde vloeistoffen, met schematische tekening

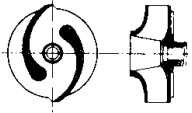
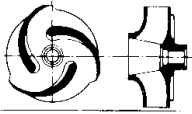
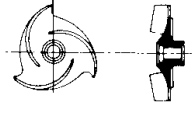
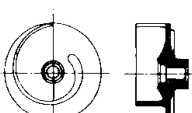
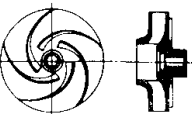
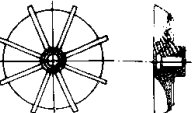
### 10.2 Aanpassing van de waaier

De doortochten van de waaier moeten, volgens de aard en de grootte van de vaste bestanddelen, ruim gekozen worden. Dit geldt vooral wanneer de getransporteerde voorwerpen bij het passeren van de pomp niet beschadigd mogen worden (b.v. suikerbieten, aardappelen, vruchten, vis, enz.).

De grootste vrije doortocht verkrijgt men met slechts één schoep, de z.g. éénkanaalwaaier. De bereikbare opvoerdruk is bij zo'n type waaier het kleinst. Bovendien is de waaier door de asymmetrische vorm niet uitgebalanceerd. Om sterke trillingen te voorkomen moeten zwaardere assen en lagers worden toegepast.

Om bedrijfsstagnatie tot een minimum te beperken worden pompen voor verontreinigde vloeistoffen uitgevoerd met inspectiedeksels met een doelmatige knevelsluiting.

In de tabel worden enkele uitvoeringsmogelijkheden met hun toepassingen weergegeven.

naam	schema	toepassingen
z-waaier (tweekanaalwaaier)		De z- en d-waaiers worden toegepast voor alle verontreinigde vloeistoffen en dergelijke met vaste delen tot een maximale korrelgrootte van 90% van de vrije waaierdoorgang, echter met een minimumspeling van 5 mm. Daarnaast zijn deze waaiers geschikt voor dikvloeibare, niet-gashoudende vloeistoffen en voor papierstof tot een stofdichtheid van 3% atro. Deze waaiers zijn niet geschikt voor mengsels met lange vezels en niet voor vloeistoffen die tot propvorming neigen. Vrije waaierdoorgangen 34...110 mm.
d-waaier (driekanaalwaaier)		
o-waaier (open waaier)		De o-waaiers zijn speciaal geschikt voor gas- en luchthoudende vloeistoffen met geringe verontreinigingen zoals suikersappen, geklaard of mechanisch voorgereinigd afvalwater, vloeistoffen met papierstof tot 3% atro, enz. Vrije waaierdoorgangen 25...73 mm.
i-waaier (open éénkanaalwaaier)		De i-waaiers zijn leverbaar voor vloeistoffen met grotere vaste bestanddelen en bijmengsels die tot propvorming neigen, zoals oud papier, lompen en touwen. Daarnaast voor ongereinigd afvalwater, slijken in rioolzuiveringsinstallaties, rietsuikersappen met bijmengsels enz. Vrije waaierdoorgangen 68...100 mm.
n-waaier (normale radiaalwaaier)		De n-waaier kan toegepast worden voor vloeistoffen met lichte verontreinigingen zoals suikersappen, geklaard of mechanisch gereinigd afvalwater, luchtvrige vloeistoffen met papierstof tot 1% atro (of 1,5% atro bij een doorlaat van 125 mm en groter). Vrije waaierdoorgangen 10...23 mm.
f-waaier (vrijstroomwaaier)		De f-waaier is ontworpen voor sterk gas- en luchthoudende vloeistoffen die ook grotere en tot spinning en propvorming neigende bestanddelen bevatten kunnen.

Figuur 63: overzicht waaieruitvoeringen

## 10.3 Vrijstroom- of wervelwaaierpomp

### 10.3.1 Constructie en werking

Het hoofdkenmerk van een centrifugale vrijstroom- of wervelwaaierpomp is de open waaier met meestal radiale schoepen. Deze waaier is zodanig op de pompas en in het pomphuis opgesteld, dat tussen de waaierschoepen en het huis een vrije doortocht ontstaat die gelijk is aan die van de zuigleiding. Daardoor hebben deze pompen een zeer geringe neiging tot verstopen.

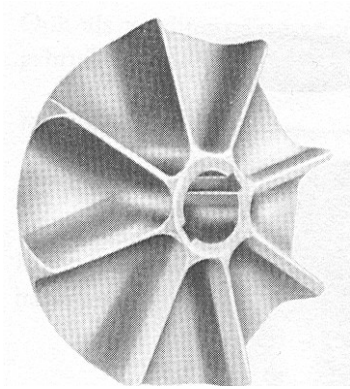
De werking van de pomp berust op de energie-overdracht van een kleine deelstroom, die de waaier passeert, op de hoofdstroom. Doordat slechts een klein deel van de vloeistof met de waaier in aanraking komt, worden vaste delen in de vloeistof zeer weinig beschadigd. De pompen zijn dan ook zeer geschikt voor het transporteren van vloeistoffen met vaste bestanddelen, slurries en van sterk verontreinigde taaie en dikke vloeistoffen.

In vergelijking met centrifugaalpompen voor schone vloeistoffen kenmerken de vrijstroompompen zich door een eenvoudige constructieve opbouw en door een lange levensduur. Een bijkomend voordeel is dat de waaier, door de concentrische vorm, geheel trillingsvrij en zonder radiale belasting draait, hetgeen de standtijd van de afdichting aanzienlijk verlengt.

De nadelen van de vrijstroompompen liggen in de beperkte opvoerdruk ( $<1000$  kPa) en het lage pomp rendement ( $\eta \approx 0,5$ ).

Het meest verbreid zijn in Europa de Turo-vrijstroompompen die de Fa. Egger (Zwitserland) sedert 1961 fabriceert.





**Figuur 64: Turo-waaijer**

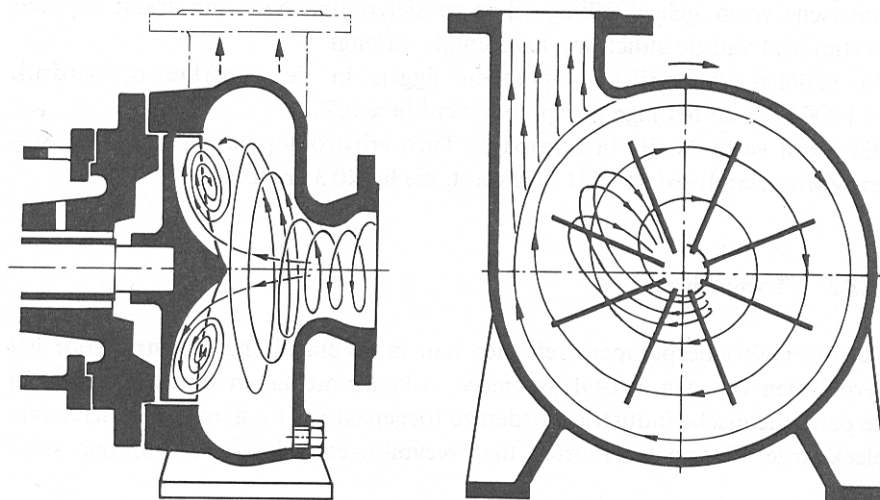
### 10.3.2 Toepassingen

Turo-wervelwaaierpompen treft men aan in de chemische industrie voor het verpompen van o.m. kristalsuspensies, viskeuze en slijtende media. In de petrochemische industrie worden ze toegepast voor o.a. olie of benzine met bleekarde, diverse teersoorten met vervuiling, olieafvalproducten, slops, enz. Ook voor het verpompen van levensmiddelen zoals erwten, bonen, wortelen, bladgroenten, vis en visafval, aardappelen wordt deze pomp gebruikt. Een ander toepassingsgebied is de suikerindustrie voor het verplaatsen van suikerbietenafval, waswater, kalkmelk, dun- en diksap. Verder wordt ze ook in de staalindustrie gebruikt voor het verpompen van sinterwater, water met pellets, ertsgranules; in de papierindustrie voor papierstof, houtslip, cellulose en oud papier. Ook als voedingspomp voor filters en centrifuges wordt de Turo-pomp veel gebruikt.

### 10.3.3 Enkele technische gegevens

De Turo-pompen zijn leverbaar in doorlaten tot 350 mm, met volumestromen tot 500 l/s en een opvoerdruk tot 850 kPa.

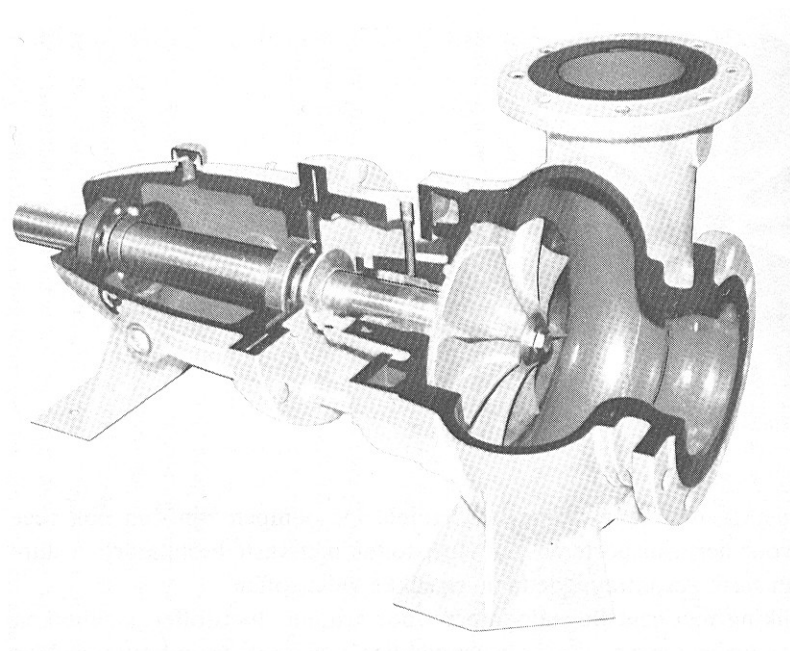
En bestaan uit volgende materialen: gietijzer, brons, gietstaal, roestvaststaal, gegummeerd gietijzer, hastelloy, monel, enz.



**Figuur 65: langs- en dwarsdoorsnede over een horizontale Turo-wervelwaaierpomp**

De lijnen en pijlen in het pomphuis verduidelijken het werkingsprincipe van deze pomp. De *teruggetrokken* waaier komt slechts met een deel van de vloeistofstroom in aanraking. Dit

deel wordt van de hoofdstroom afgetakt, door de waaier in rotatie gebracht en vervolgens teruggebogen in de richting van de naaf. Deze deelstroom zorgt voor de energie-overdracht van de waaier op de hoofdstroom.



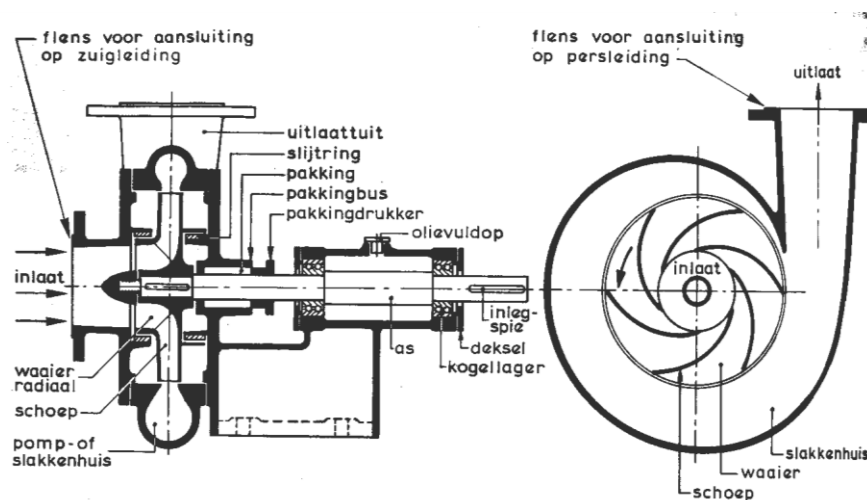
**Figuur 66: opengewerkt model van een horizontale Turo-pomp**

# 11 Centrifugaalpomp

## 11.1 Principe en constructie

Een centrifugaalpomp bestaat in zijn eenvoudigste vorm uit een waaier die, gemonteerd op een as, kan draaien in het pomphuis. In figuur 67 wordt zo'n pomp schematisch weergegeven. Figuur 68 toont een foto van een modernere pomp. Op het hart van het pomphuis wordt de zuigleiding aangesloten terwijl de persleiding vanaf de omtrek naar boven gaat.

Voor het goed functioneren van de pomp moeten de zuigleiding en het pomphuis geheel met vloeistof gevuld zijn, dit in tegenstelling tot de pompen die werken volgens het verdringprincipe.



Figuur 67: schema van een centrifugaalpomp met radiale uittrede



Figuur 68: centrifugaalpomp met elektromotor

De waaier is een schijf waarin kanalen van een zodanige vorm zijn uitgespaard dat de gewenste schoepvorm overblijft. Bij het draaien van de waaier in de richting zoals in figuur 69 wordt aangegeven, wordt de vloeistof die zich in de waaierkanalen bevindt, meegenomen en krijgt een tangentiële snelheid (= een snelheid in de richting van de omtrek).

Tevens wordt de vloeistof door de toenemende centrifugale werking naar de buitenomtrek van de waaier gedrukt. Dit blijkt uit de formule  $F_c = m \cdot \omega^2 \cdot R$ , waarin R toeneemt. De mechanische energie die aan de waaier wordt toegevoerd, wordt overgedragen op de vloeistof en omgezet in potentiële energie (druk) en kinetische energie (snelheid).

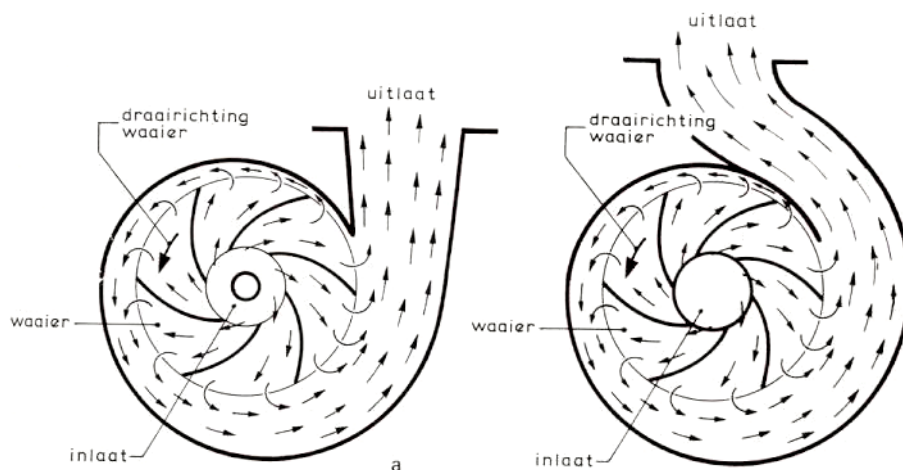
Het overdragen van energie houdt op zodra een vloeistofdeeltje het waaierkanaal verlaat. Door de zuigende werking van de uit de waaier verdrongen vloeistof treedt een even groot volume door de zuigflens van de pomp terug in de waaier, zodat gedurende het draaien van de waaier een continue stroming gehandhaafd blijft.

Ten opzichte van de draairichting van de waaier zijn de schoepen achterover gebogen. Dit is zo om voornamelijk een toename van de druk te krijgen, zie figuur 69.

Een hoge snelheid van de vloeistof gaat gepaard met grote verliezen. Deze zijn namelijk ongeveer evenredig met het kwadraat van de snelheid van de vloeistof. Het omzetten van snelheidsenergie in statische druk kost ook verlies.

De druktoename in de waaier is het gevolg van de centrifugale werking in de waaier. De gelijktijdige toename van de absolute snelheid van de vloeistof vormt een ongewenst bijverschijnsel, omdat met de pomp uitsluitend een verhoging van de druk nagestreefd wordt.

Het teveel aan snelheidsenergie moet derhalve weer in statische druk worden omgezet. Dit vindt plaats in het zich geleidelijk verwijdende kanaal van het stilstaande pomphuis. Bij het stromen van de vloeistof uit de waaier in het pomphuis ontstaan veel wervelingen: deze zijn er de oorzaak van dat maar een klein gedeelte van de snelheidsenergie in druk wordt omgezet.



**Figuur 69: principe van de werking van een centrifugaalpom**

Principe van de werking van een centrifugaalpom

- traditionele uitvoering van het pomphuis
- modernere uitvoering van het pomphuis

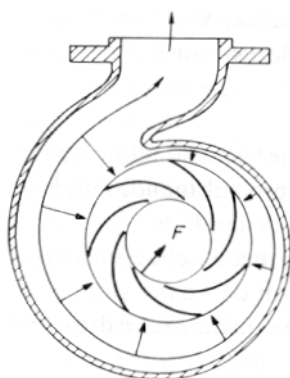
Een beter resultaat wordt bereikt door de met vrij grote snelheid uit de waaier stromende vloeistof direct na uittrede op te vangen in een stilstaande leischoepenkrans (zie fig. 71).

Bij zo'n pomp wordt om de waaier nog een stilstaande ring met leischoepen aangebracht. Dit *leiwiel* geeft een betere geleiding aan de uit de waaier stromende vloeistof, waardoor de omzetting van snelheidsenergie in statische druk een gunstiger verloop heeft.

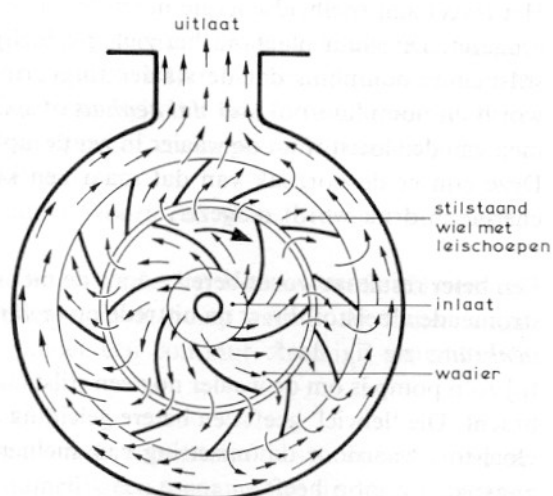
De opvoerdruk wordt ook hoger dan zonder toepassing van een leiwiel, zodat ook het rendement van de pomp wordt verbeterd.

Het leiwiel heeft nog een ander voordeel. Ten gevolge van de omzetting van snelheidsenergie in druk neemt in het pomphuis de druk in de richting van de persflens gestaag toe (zie fig. 71). Hierdoor ontstaat een resulterende kracht  $F$  op de waaier en als gevolg daarvan op de as en de lagerring. Bij hoge opvoerdrukken kan deze kracht aanzienlijke waarden aannemen. Door het toepassen van een leiwiel is de druk over de gehele omtrek van de waaier dezelfde, zodat de as en de lagerring veel gunstiger belast worden.

Voor grote volumestromen voert men het pomphuis meestal uit met een dubbele spiraal. Men krijgt dan een symmetrisch, concentrisch pomphuis zoals in figuur 71 schematisch wordt weergegeven. De fabricage wordt hierdoor aanzienlijk vereenvoudigd.



**Figuur 70: radiale krachten**



**Figuur 71: principe van de werking van een centrifugaalpom met leischoepen en een concentrisch pomphuis**

## 11.2 *Het opheffen van de axiale krachten*

### 11.2.1 Inleiding

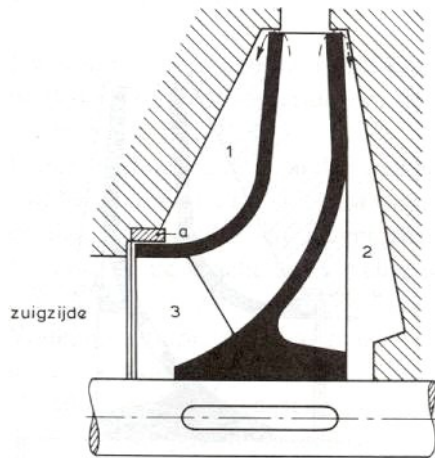
Bij centrifugaalpompem met eenzijdige instroming lekt door de spleet aan de omtrek van de waaier perswater naar de ruimten 1 en 2 (fig.72). In deze ruimten heerst dus een grotere druk dan in de instroomopening 3 van de waaier. Omdat bovendien het wandoppervlak van de waaier in ruimte 2 groter is dan in ruimte 1, ontstaat een axiale kracht die de waaier naar de zuigzijde drukt (fig.72).

Vanuit ruimte 1 in fig. 72 zal water naar de zuigzijde terugleken in de zeer nauwe spleet (0,1 ... 0,12 mm) tussen de in het huis bevestigde verwisselbare afsluit- of slijtring a en de waierrand (lekverlies).

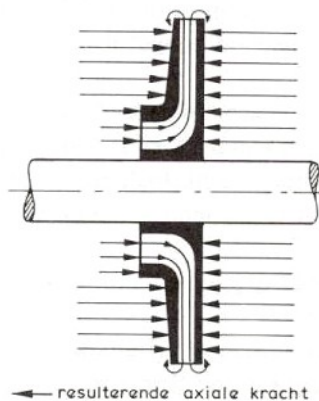
Bij tweezijdige instroming is de waaier symmetrisch en bestaat een dergelijke axiale kracht dus niet. In dat geval is een gewoon lagerblok, dat enige axiale kracht kan opnemen, voldoende om eventuele toevallige drukverschillen op te nemen.

We zullen drie methoden bespreken om de axiale krachten op te heffen:

- 1 ontlastboringen
- 2 rugschoepen
- 3 ontlastinrichting
- 4 tweezijdige instroming



Figuur 72: lekverlies bij eenzijdige instroming

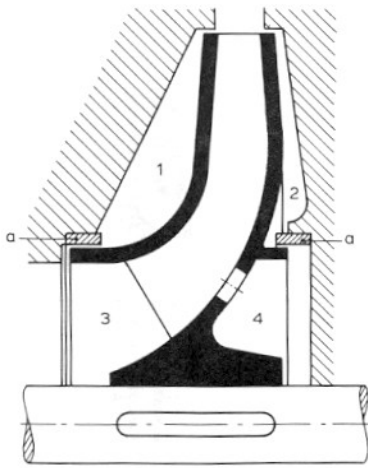


Figuur 73: het ontstaan van de axiale kracht

### 11.2.2 Ontlastboringen

Een veel toegepaste en eenvoudige constructie om de axiale kracht die bij eenzijdige instroming ontstaat op te heffen is in figuur 74 getekend. De ruimte 2 is nu door een afsluitring gesplitst in twee ruimten 2 en 4, terwijl in de wand van de waaier een paar openingen worden gemaakt, waardoor de ruimten 3 en 4 met elkaar in verbinding staan. Met deze constructie vermijdt men wel de axiale kracht, maar nu treedt aan beide zijden van de waaier spleetverlies op, zodat  $\eta_{vol}$  ongunstiger wordt.

Men kan op het aseinde een michell-blok of een lageringtoepassen die in staat is de axiale kracht op te nemen (b.v. met hoekcontact- of groefkogel lagers), omdat het energieverlies door wrijving aanmerkelijk minder is dan het energieverlies door lekken.



Figuur 74: ontlastboringen

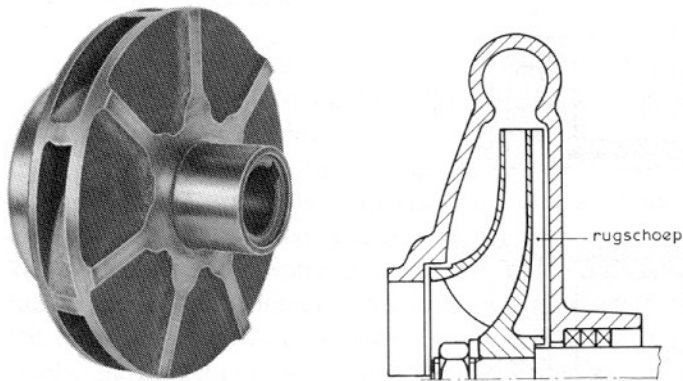
### 11.2.3 Rugschoepen

Het compenseren van de axiale kracht gebeurt bij eentrapspompen ook dikwijls door op de achterzijde van de waaier zogenaamde rug- of tegenschoepen aan te brengen (fig. 75).

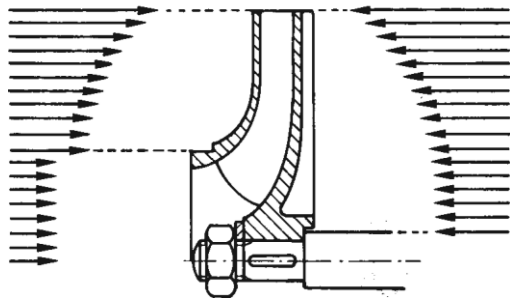
Deze rugschoepen draaien dan met geringe speling langs de vlakke achterwand van het pomphuis. De vloeistof tussen de rugschoepen roteert nu met de waaier mee. Ten gevolge van de centrifugale kracht zal de druk in die ruimten (en dus ook de kracht op de achterwand van de waaier) naar de as toe afnemen (fig. 76).

Volledige compensatie zal maar op een bepaald punt op de q-p-kromme mogelijk zijn.

De constructie met rugschoepen heeft verder als belangrijk voordeel dat de druk voor de pakkingkamer wordt verminderd en dat wordt voorkomen dat eventuele verontreinigingen de pakkingkamer binnendringen.



**Figuur 75: waaier met rugschoepen**



**Figuur 76: drukverloop bij waaiers met rugschoepen**

#### **11.2.4 Ontlastinrichting**

Bij meertraspompen worden de axiale krachten gesommeerd. Ze kunnen grote waarden aannemen. Meestal wordt bij dergelijke pompen een speciale ontlastinrichting aangebracht.

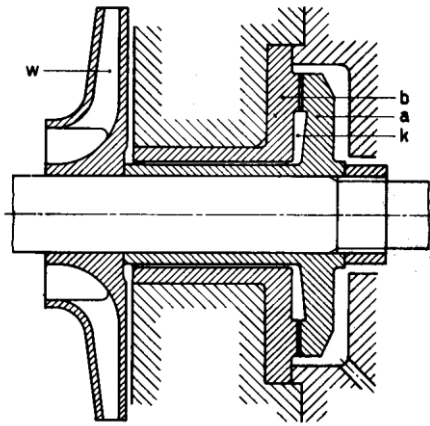
In figuur 77 wordt de constructie van zo'n ontlastinrichting weergegeven. De inrichting bestaat uit een ontlastschijf a die op de pompas bevestigd is en met geringe radiale en axiale speling in en tegen de ontlastbus b draait. Een klein gedeelte van het water uit de waaier van de laatste trap stroomt door de radiale spleet naar de uitgespaarde ruimte k tussen ontlastbus en ontlastschijf. Dit water oefent op de ontlastschijf een kracht uit die tegengesteld is aan de resulterende kracht op de waaiers. De afmetingen van de ontlastschijf worden zo gekozen dat deze krachten elkaar opheffen.

De rotor stelt zich nu zo in dat er tussen de ontlastschijf en de bus een geringe speling ontstaat.

De stand van de as wordt aangegeven aan het uiteinde van de pompas. Daar kan eveneens de mate van slijtage van de ontlastschijf worden vastgesteld.

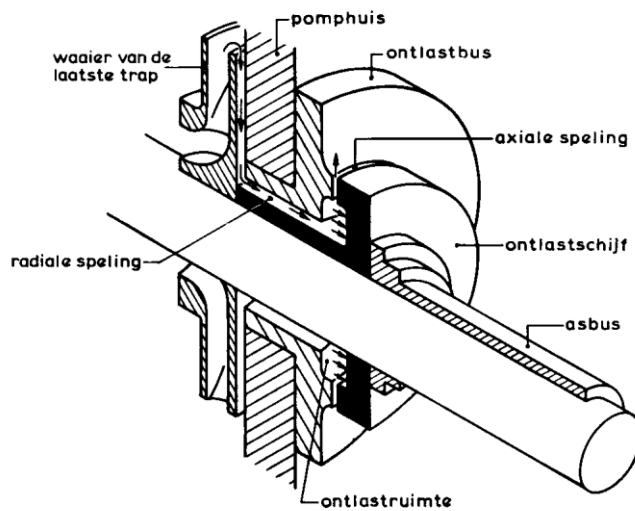
Tenslotte merken wij nog op dat men bij pompen met verticale as ook het eigengewicht van de pompas met waaiers in rekening moet brengen.





**Figuur 77: ontlastinrichting**

- a ontlastschijf
- b ontlastbus
- k ontlastruimte
- w waaier



**Figuur 78: ontlastinrichting**

### 11.2.5 Tweezijdige instroming

Hier vormen twee waaiers, met de ruggen tegen elkaar, één geheel. De krachten die op de waaiers werken, heffen elkaar geheel op. Omdat de vloeistof aan twee zijden de waaier instroomt, vereist dit een speciale pompconstructie. Bij meerwaaierpompen zitten de waaiers soms in twee groepen verdeeld.

### **11.3 Voordelen t.o.v. de verdringerpompen:**

#### **Voordelen t.o.v. de verdringerpompen:**

Bij een gelijke volumestroom zal de aanschafprijs van een centrifugaalpomp lager liggen. Ook zijn er minder bewegende delen waardoor de onderhoudskosten lager zijn. De verdringerpompen nemen ook meer plaats in. Bij de centrifugaalpomp heeft men een hoog toerental nodig, waardoor een directe aandrijving door een elektromotor of turbine mogelijk is. Ze heeft ook een rustige gang, zodat de fundatie licht kan zijn. Als men de constructie aanpast is het mogelijk om verontreinigde vloeistoffen te verwerken en ze levert een ononderbroken vloeistofstroom.

#### **Nadelen t.o.v. de verdringerpompen:**

De verdringerpompen hebben een hoger rendement, vooral bij een kleine volumestroom en een grote opvoerhoogte. In de normale uitvoering zijn de centrifugaalpompen niet zelfaanzuigend. En zijn ze bij een kleine volumestroom ook minder geschikt voor het verwerken van viskeuze vloeistoffen.

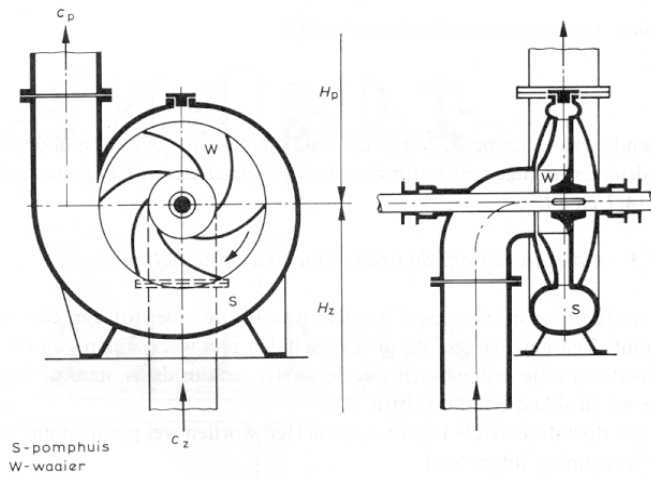
### **11.4 Het vergroten van de opvoerdruk**

#### **11.4.1 Indeling naar de opvoerdruk**

De zeer uiteenlopende eisen die met betrekking tot de opvoerdruk en de volumestroom aan de centrifugaalpompen gesteld worden, hebben samen met het streven naar hoge rendementen, tot even zovele uiteenlopende constructies geleid.

Voor lage opvoerdrukken wordt de eentraps pomp toegepast (fig.79). Deze pomp is geschikt voor opvoerhoogten van 50 tot 80 m , dus voor een opvoerdruk van 500 tot 800 kPa (= 5 tot 8 bar). Men noemt ze daarom *lagedrukpompen*. Bij een opvoerdruk van 800 tot 2000 kPa (= 8 tot 20 bar) spreekt men van *middeldrukpompen*. Voor pompen met nog hogere opvoerdrukken (2 tot 12 MPa = 20 tot 120 bar) is de benaming *hogedrukpompen* gebruikelijk. Een voorbeeld hiervan is de ketelvoedingpomp (druk > 12 MPa).

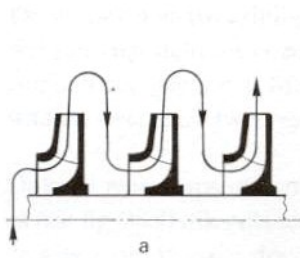
De aangegeven waarden zijn slechts richtwaarden. Een strenge afbakening met betrekking tot de opvoerdruk is niet te geven.



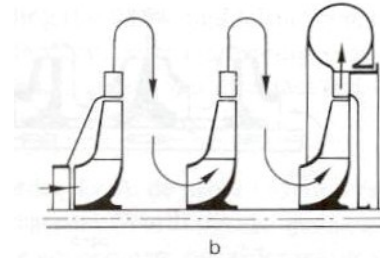
**Figuur 79: eentrapspomp**

### 11.4.2 In serie schakelen

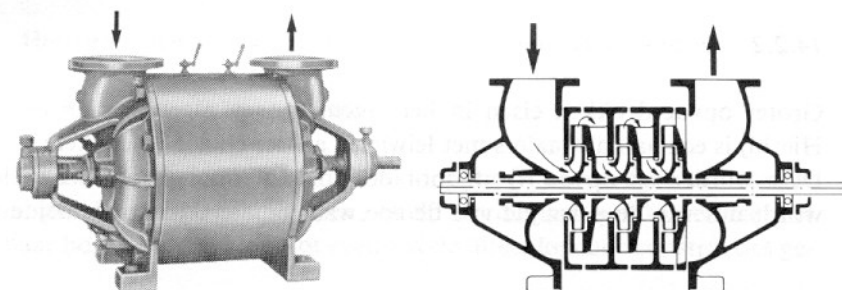
Grotere opvoerdrücken eisen in het algemeen een meertrappige uitvoering. Hierbij worden een aantal waaiers met leiwielen achter elkaar (in serie) geschakeld. Deze worden zo op de rij af door de vloeistof doorstroomd. De vloeistof wordt dus van de perszijde van de ene waaier naar de instroomzijde van de volgende waaier gevoerd, zodat de totale opvoerdruk gelijk is aan de som van alle drukverhogingen. Dit zijn dan de zo genaamde hogedrukcentrifugaalpomp (zie fig. 80, 81 en 82).



**Figuur 80: drietrapscentrifugaalpom**



**Figuur 81: drietrapscentrifugaalpom met leiwielen**



**Figuur 82: drietrapscentrifugaalpom met leiwielen**

### 11.4.3 Opstellingen om de axiale krachten op te heffen

Tot nu toe werd er gesproken over waaiers waarbij de vloeistof aan één zijde instroomt. Ten gevolge van de drukverschillen aan weerszijden van de waaier ontstaat een vrije axiale kracht die de waaier en dus de as naar de instroomzijde wil drukken. Met het doel deze axiale kracht op te heffen worden wel pompen met tweezijdige instroming uitgevoerd.

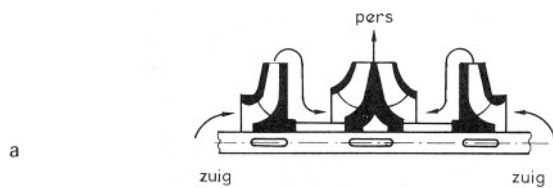
Wordt een aantal waaiers met enkelzijdige instroming in dezelfde stand op een as geplaatst, dan worden de krachten gesommeerd. Er moet dan voor gezorgd worden, soms met een speciale constructie, dat deze kracht opgenomen of gecompenseerd wordt.

Door bij meertrapspompen de helft van de waaiers met de instroomopening naar links en de ander helft naar rechts te plaatsen, wordt in axiale richting evenwicht bereikt. In de figuren worden schematisch enkele praktijkoplossingen weergegeven. Er komen ook andere constructies voor.

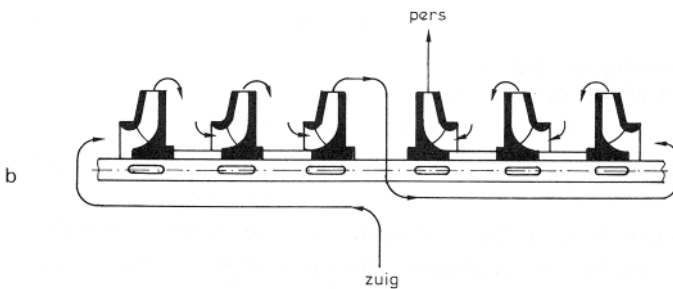
De waaier met tweezijdige instroming (fig.83: middelste waaier) wordt ook wel samengesteld uit twee waaiers met eenzijdige instroming; deze worden dan rug aan rug geplaatst. Men heeft dan in plaats van driemaal een verschillende waaier tweemaal twee verschillende waaiers nodig.

Ook bij meertrapsuitvoeringen worden i.v.m. de grote radiale krachten op de as dikwijls leiwielen toegepast. Wordt dit niet gedaan, dan moeten de assen om te grote doorbuiging te voorkomen zwaarder worden uitgevoerd; datzelfde geldt voor de lagering.

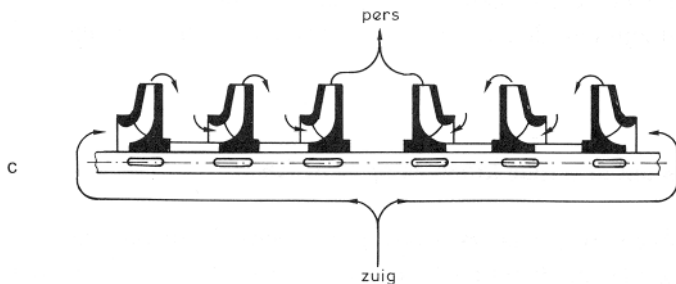
#### Opstelling van de waaiers i.v.m. het opheffen van axiale krachten



Figuur 83: tweetraps-centrifugaalpomp



Figuur 84: zestraps-centrifugaalpomp

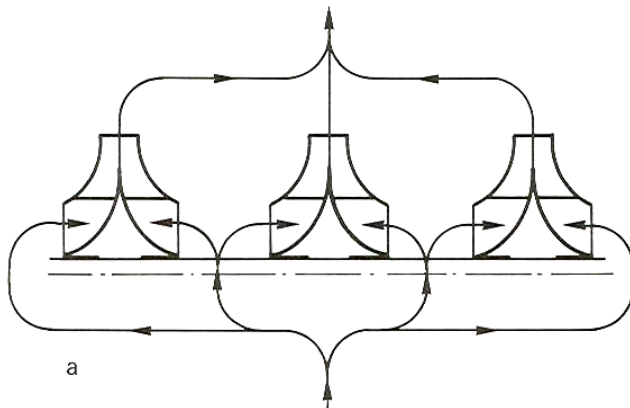


Figuur 85: drietraps-centrifugaalpomp

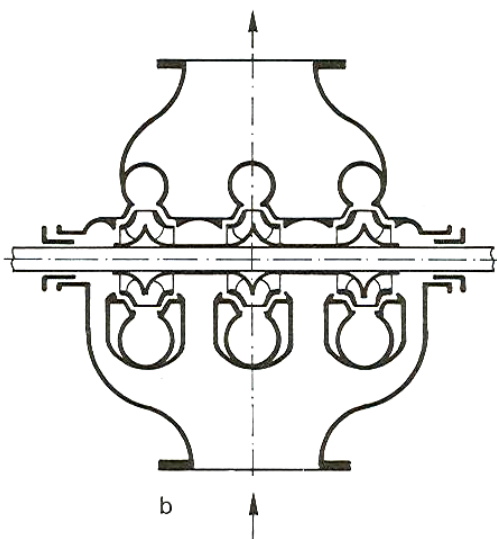
#### 11.4.4 Het vergroten van de volumestroom

Het vergroten van de volumestroom bij een bepaalde opvoerdruk en rotatiefrequentie kan men bereiken door het parallelschakelen van waaiers (fig.87). In de praktijk worden parallelgeschakelde pompen tegenwoordig meestal vervangen door halfaxiale of propellerpompen.

##### Het parallelschakelen van waaiers



Figuur 86: principe



Figuur 87: constructie

## 11.5 De opstelling van centrifugaalpompen

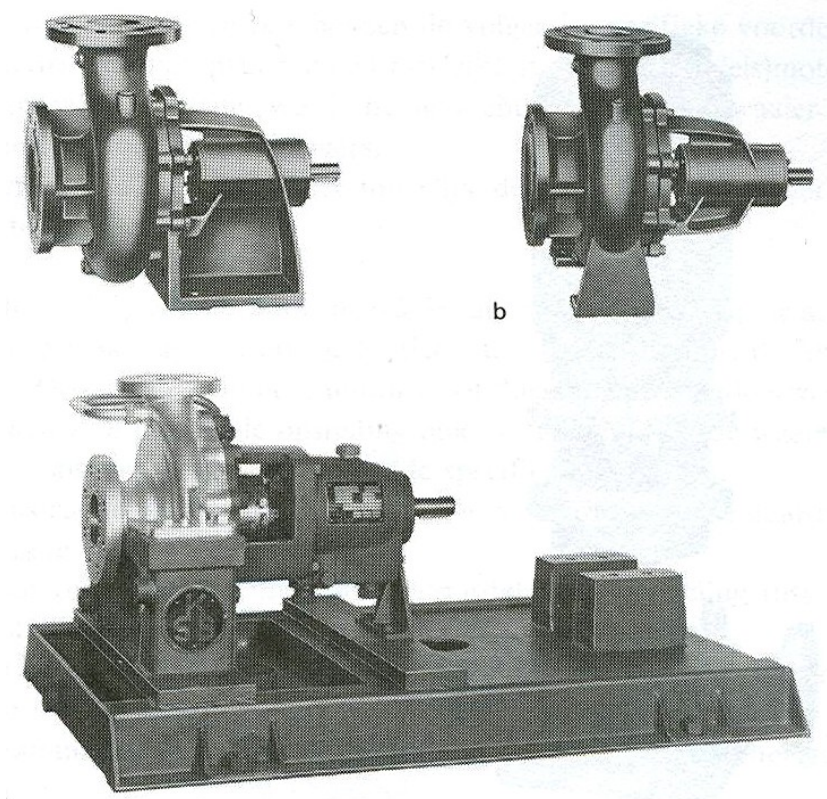
Het grote voordeel dat waaierpompen direct met een elektromotor kunnen worden aangedreven, geeft de pompen een zeer groot toepassingsgebied. Dit heeft geleid tot uiteenlopende opstellingen, uitvoeringen en constructies van de pompen. Enkele veel voorkomende varianten zullen in het kort worden toegelicht.

Men maakt onderscheid tussen horizontale en verticale centrifugaalpompen.

### 11.5.1 Horizontale centrifugaalpompen

Bij horizontale opstelling wordt de pomp meestal samen met de elektromotor op één fundatieplaat gemonteerd (fig. 88.1). De motor drijft via een elastische koppeling de pomp aan. Bij de horizontale uitvoering kan de ondersteuning van de pomp onder de lagering (fig. 88.2) of onder het pomphuis (fig. 88.2) zijn aangebracht. In het eerstgenoemde geval spreekt men van een pomp met lagerblok of lagervoet, in het andere geval van een pomphuisvoet, eventueel met lagerarm. Bij de behandeling van de constructie zal hierop nader worden ingegaan.

Vooraf bij het verpompen van media met hoge temperaturen (ca. 400 °C) wordt het, i.v.m. ongelijkmatige uitzetting, beter geacht de ondersteuning van de pomp op harthoogte aan te brengen (fig. 88.3). Door de wijze van ondersteunen blijven de pompas en de motoras op één lijn bij temperatuurveranderingen van de pomp.



Figuur 88: horizontale centrifugaalpompen

1ste figuur: met lagerblok of lagervoet

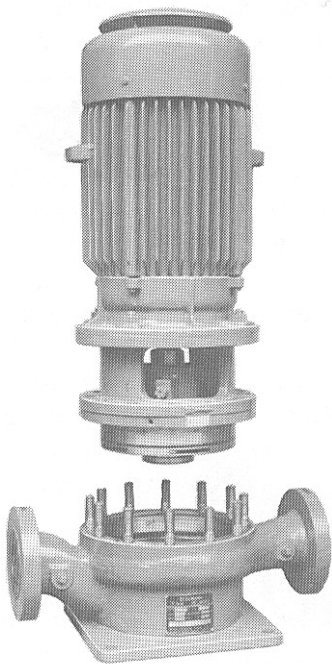
2de figuur: met lagerarm of pomphuisvoet

3de figuur: met ondersteuning op harthoogte

### 11.5.2 Verticale centrifugaalpomp

De verticale opstelling heeft in het algemeen de volgende praktische voordelen:

- 1 de vloeroppervlakte is kleiner, waardoor bij civiele werken, machinekamers e.d. grote besparingen kunnen ontstaan
- 2 er is geen zware en kostbare fundatieplaat nodig
- 3 een snelle inspectie van de pomp is mogelijk door de meestal eenvoudigere demontage en montage (fig. 89)



**Figuur 89: verticale centrifugaalpomp**

### 11.5.3 Pompen met vrij aseinde en monoblokpompen

Zowel bij horizontale als bij verticale uitvoeringen onderscheidt men de centrifugaalpomp ook wel naar de manier van aandrijven.

Men spreekt daarbij van:

- 1 pompen met een vrij aseinde
- 2 monoblokpompen

Pompen met een vrij aseinde hebben de volgende specifieke voordelen:

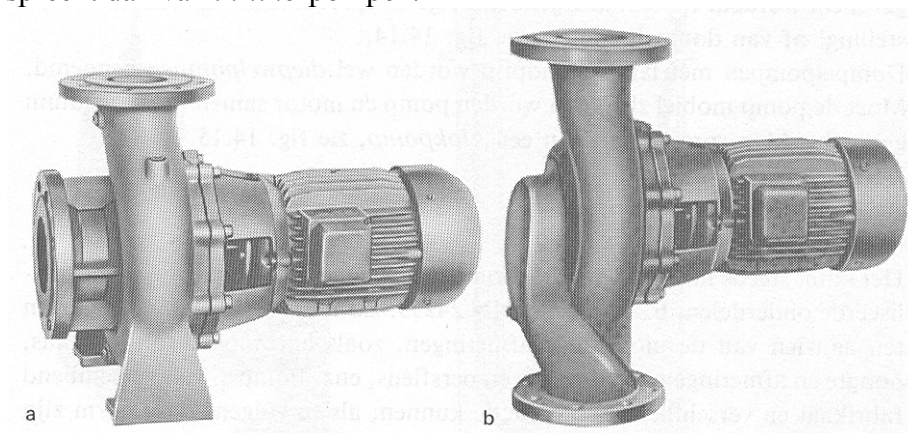
- 1 de aandrijving kan plaatsvinden met elke standaard(handels)motor
- 2 bij verticale uitvoering wordt het gewicht van de pompwaaier volledig opgenomen door de pomplagers
- 3 bij verticale uitvoering is het mogelijk de motor op een hogergelegen vloer te plaatsen

Bij de monoblokpompen wordt de waaier direct gemonteerd op de as van een, veelal speciaal voor dit doel gefabriceerde, elektromotor; dit heet *close coupled*. De lagering van deze motor moet dus alle optredende krachten opnemen, d.w.z. bij verticale opstelling ook het gewicht van de waaier.

Monoblokpompen hebben de volgende specifieke voordelen:

- 1 de constructie is bijzonder compact: de installatie verlangt daardoor weinig ruimte
- 2 de constructie is kostenbesparend, doordat geen koppeling tussen pomp en motor nodig is
- 3 pomp en motor behoeven bij het installeren niet opnieuw te worden uitgelijnd
- 4 de combinatie is opgebouwd uit weinig aan slijtage onderhevige onderdelen.

In veel gevallen wil men dat de zuig- en persleiding van de pomp op één lijn liggen. Men spreekt dan van *in-line*-pompen.



**Figuur 90: monoblokuitvoering**

**a** horizontale monoblokuitvoering

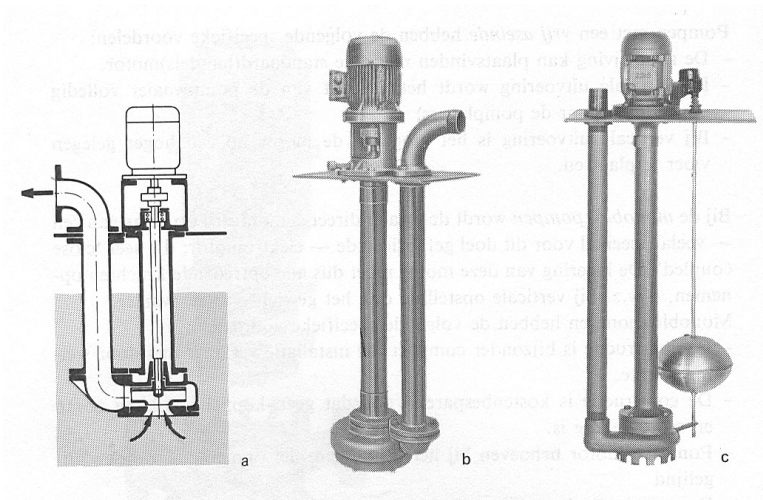
**b** monoblok *in-line*-uitvoering. De pomp is zowel voor horizontale als voor verticale inbouw geschikt.

#### 11.5.4 Centrifugaalpompen in natte opstelling

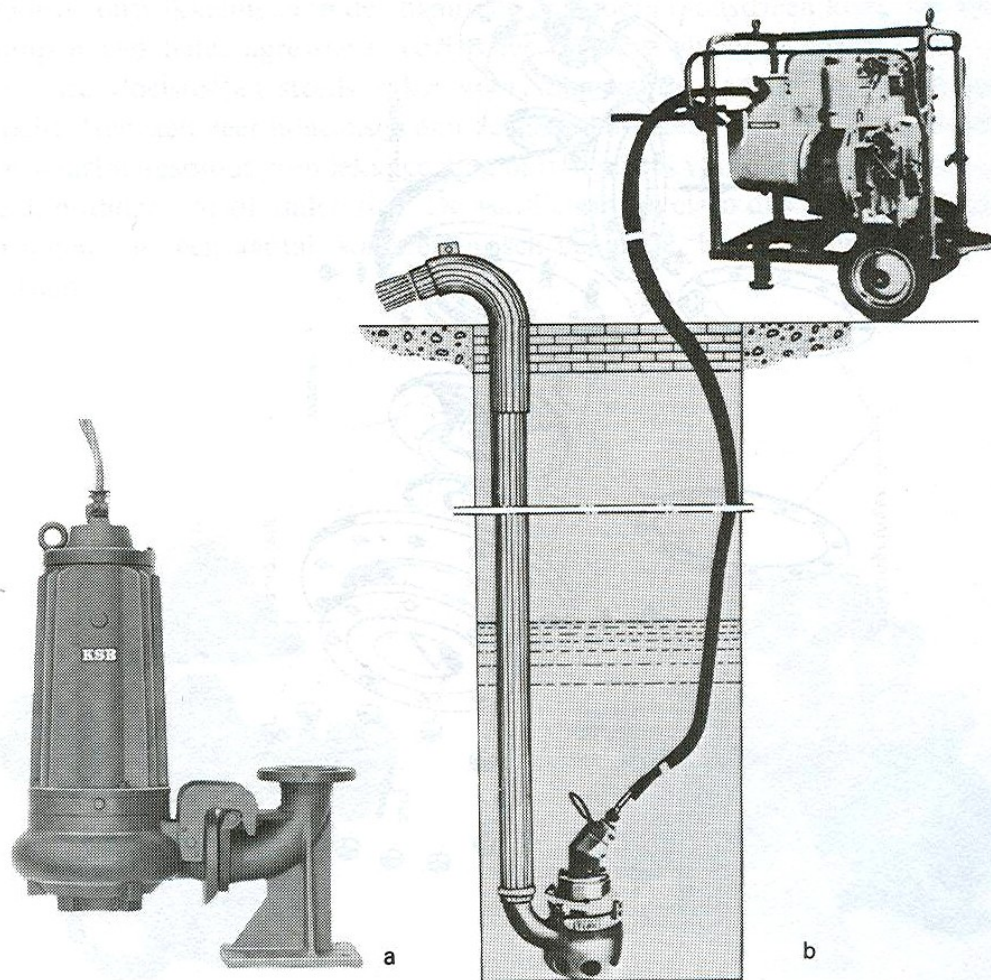
Zijn de zuigcondities moeilijk, dan kan de pomp naar het medium toe of erin gebracht worden. In het laatstgenoemde geval spreekt men van een *natte opstelling* of van dompelpompen (fig.91).

Dompelpompen met lange standpijp worden ook diepwelpompen genoemd. Als de pomp mobiel moet zijn, dan worden pomp en motor samen in het medium gebracht. Men spreekt dan van een klokpomp (fig.92).





**Figuur 91: verticale pompen voor *natte* opstelling. Met onderlager tot 10 m dompeldiepte, zonder onderlager tot 1 m.**



**Figuur 92: klokpomp. Klokpompen kunnen elektrisch, hydraulisch of pneumatisch aangedreven worden.**

## **11.5.5 Normalisatie**

Het komt steeds meer voor dat de pompen samengesteld worden uit genormaliseerde onderdelen, b.v. volgens DIN 24255. Zo'n norm geeft aanbevelingen ten aanzien van de uitwendige afmetingen, zoals harthoogte van het huis, hoogte en afmetingen van de zuig- en persflens, enz. Pompen van verschillend fabrikaat en verschillende constructie kunnen, als ze volgens deze norm zijn gebouwd, zonder veranderingen aan de zuig- of persleiding verwisseld worden. Voor hydraulische pompen en motoren geldt NEN 23019-1 (ISO 3019/1) 'Afmetingen en identificatie voor aanbouwflenzen en aseinden'.

## **11.6 De constructie van centrifugaalpompen**

### **11.6.1 Algemeen en deling van het pomphuis**

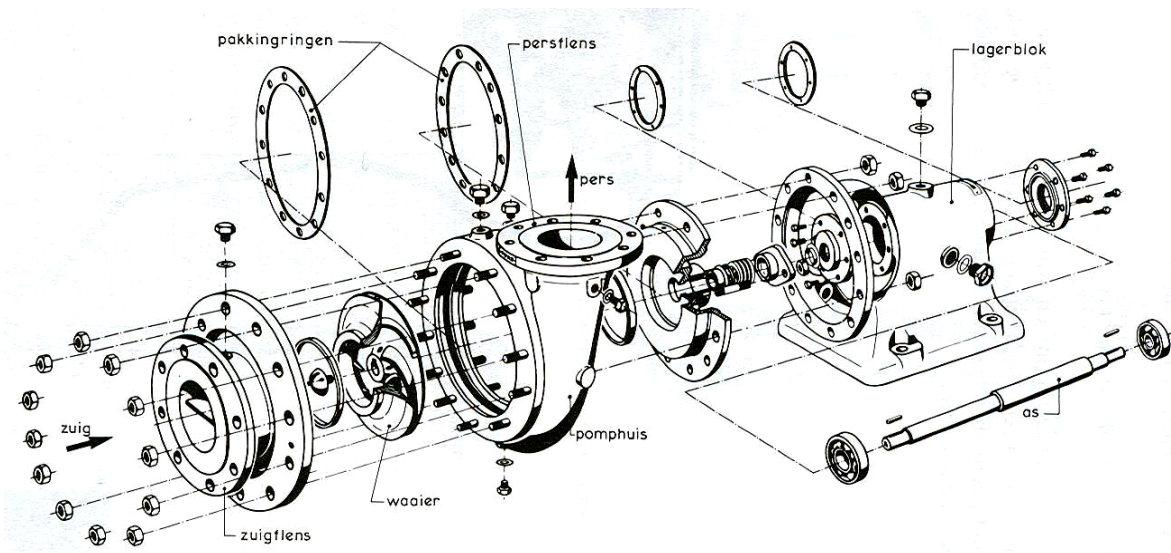
Bij de constructie van centrifugaalpompen was het gebruikelijk de pomp samen met de elektromotor op één fundatieplaat te monteren. De ondersteuning van de pomp vond plaats direct onder de lagering. Dit is een stabiele constructie.

Figuur 93 geeft een *exploded view* van zo'n pomp met lagerblok. Voor alle samenstellende onderdelen liggen de delingen in radiale vlakken (loodrecht op de as); de onderdelen moeten in axiale richting in elkaar geschoven en gemonteerd worden.

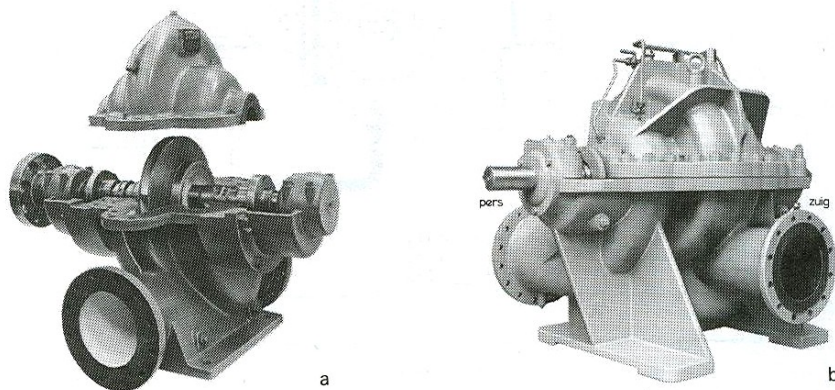
Bij de wat grotere pompen blijkt dit niet zo eenvoudig te zijn. Bovendien moeten bij inspectie zowel de zuig- als de persaansluiting ontkoppeld worden. Bij demontage van de waaier moet de elektromotor van de fundatieplaat genomen en na montage van de waaier weer uitgelijnd worden.

Deze bezwaren hebben geleid tot de ontwikkeling van een pomptype waarvan het pomphuis in axiale richting (horizontaal op de hartlijn) wordt gedeeld. Hierbij zitten de zuig- en persaansluiting aan het onderste deel (fig. 93). Door het losmaken van de bevestigingsbouten kan het bovengedeelte worden afgelicht en is inspectie mogelijk zonder de zuig- en persaansluiting te hoeven losmaken.

Door de ontwikkelingen in de chemische en andere industrieën komt het verpompen van hete, agressieve, corrosieve, giftige, vluchtige, gevaarlijke of kostbare vloeistoffen steeds vaker voor. Een aantal van die te verpompen vloeistoffen stelt zeer hoge eisen aan de asafdichtingen. Ook zijn er vloeistoffen waarbij absoluut geen lekkage mag optreden, bijvoorbeeld wegens giftigheid, brandgevaar of andere. De asafdichtingen eisen dus veel onderhoud en moeten na een aantal, soms empirisch bepaalde, bedrijfsuren vervangen worden.



**Figuur 93: poftekening van een centrifugaalpom met lagerblok**



**Figuur 94: centrifugaalpompen met axiaal gedeeld pomphuis**

In fig. b is duidelijk te zien dat de zuig- en persaansluiting beide in het onderste deel zitten.

In een continubedrijf, zoals de petrochemische industrie, is stilstand van een pomp ondenkbaar. Als dit nodig is, dan moet het tot een minimum worden beperkt. Voor zulke pompen heeft men dan ook altijd een aantal rotors voor vervanging klaar liggen.

Dit heeft ertoe geleid dat tegenwoordig veel pompen met radiale deling worden geconstrueerd volgens de z.g. moderne procesbouwwijze. Bij deze pompen kan het vervangen van de waaier zeer snel gebeuren zonder de zuig- en persaansluiting en de elektromotor te hoeven losmaken. De constructie van dit pomptype volgt uit figuur 95. De pomp wordt met behulp van de aan het pomphuis aangegoten voeten op de fundatieplaat bevestigd. De waaier met de lagering is met tapeinden en moeren aan het pomphuis bevestigd en steunt met een voet eveneens op de fundatie. Deze procesbouwwijze, ook wel als back-pull-out-systeem aangeduid, vereenvoudigt de werkzaamheden bij onderhoud en inspectie. Bij demontage van de complete waaier (met lagering) kan het pomphuis bevestigd blijven. Door het toepassen van een elastische koppeling met afstandsbus behoeft bij demontage van de waaier de elektromotor niet van de fundatieplaat te worden genomen, waardoor ook het uitlijnen van de pomp na het weer samenbouwen van het aggregaat kan vervallen.

De waaier is met de lagering tot één geheel samengesteld. Dit deel bevat alle essentiële roterende delen van de pomp.

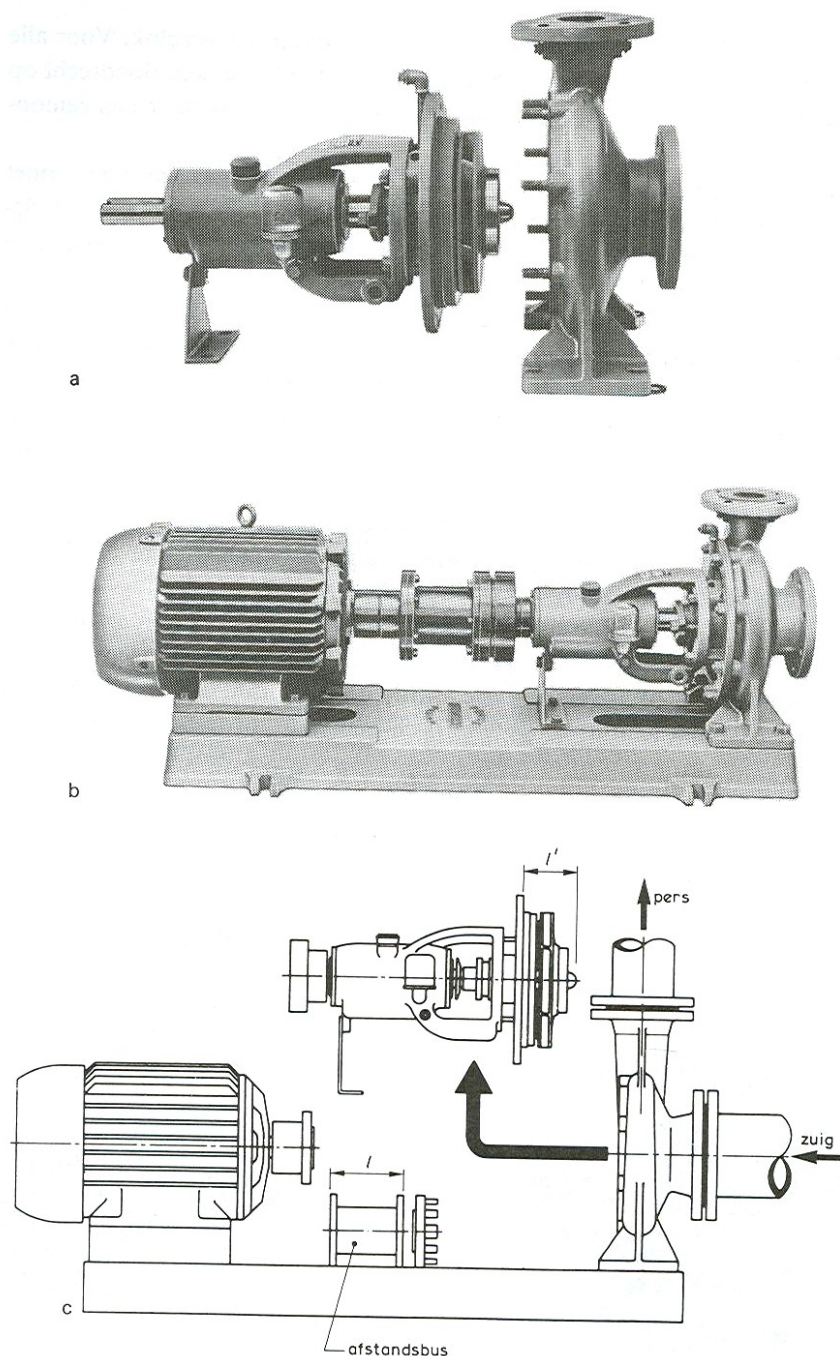


Na demontage van het waaiergedeelte kan deze in de werkplaats worden geïnspecteerd of gerepareerd, terwijl bij het gebruikmaken van een reservewaaier de pomp na een slechts korte onderbreking al weer in bedrijf is.

De handelingen bij inspectie of reparatie zijn dus:

- 1 afstandbus demonteren
- 2 moeren van het waaiierhuis losdraaien
- 3 waaiierhuis met lagering verwijderen

Bij deze constructie is dus een extra afstandbus nodig om de elektromotor en de pomp te koppelen. De lengte  $l$  van deze afstandbus wordt bepaald door de lengte  $l'$  van de waaier die in het pomphuis zit. De fundatieplaat wordt aanzienlijk langer dan bij de uitvoering met lagerblok.



**Figuur 95: Back-pull-out-systeem**

## 11.6.2 De constructie van de HCA-pomp van Stork

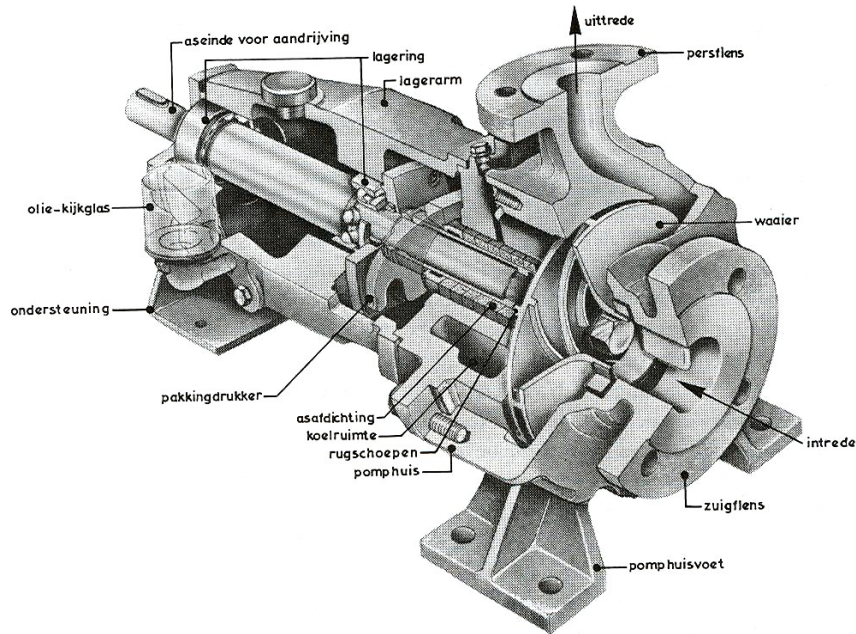
Op de figuur wordt is een opengewerkte tekening weergegeven van een Stork-pomp type HCA geschikt voor hete vloeistoffen. De pomp is ontworpen in overeenstemming met de chemische vorm DIN 24256.

De HCA-pomp is speciaal geschikt voor het rondpompen van heet water en thermische olie in verwarmingscircuits en is daartoe uitgevoerd met een koelmantel om de pakkingbus. Is de vloeistoftemperatuur hoger dan 105 °C, dan wordt hierop een koelmedium gezet. Bij het verpompen van verwarmingsolie kan de pomp, in plaats van met zachte pakking, met een enkele of dubbele *mechanical seal* (zie asafdichting) uitgevoerd worden. Een koeling kan dan achterwege blijven.

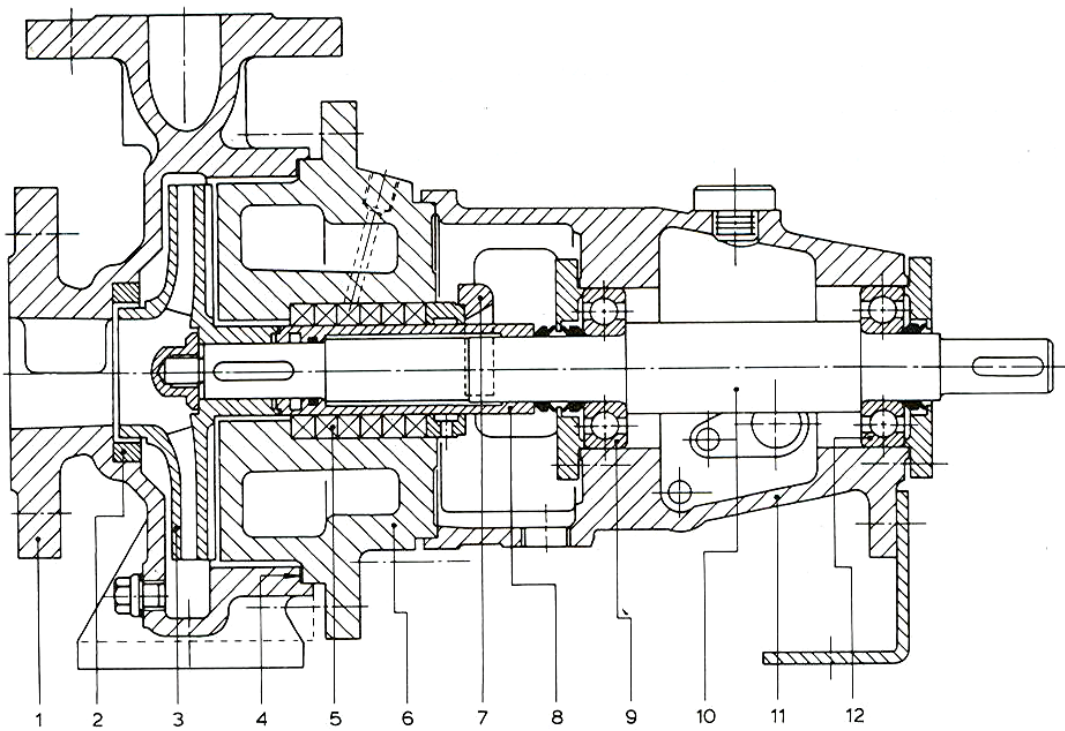
De pompconstructie is volgens het back-pull-out-systeem. Bij toepassing van een koppeling met tussenstuk (spacer-koppeling) kan daardoor de lagerarm met de waaier worden weggenomen, terwijl het pomphuis (met de daarop aangesloten zuig- en persleiding) *in lijn* blijft met de motor.

In de opengewerkte waaier ziet men de schoepvorm. De waaier is aan de achterzijde voorzien van z.g. rugschoepen (die al besproken werden in 11.2.3) waardoor de pakkingbus niet onder de volle persdruk komt te staan en de axiale kracht op de waaier gecompenseerd wordt. De vloeistof stroomt vanaf de rechterkant door de zuigflens in de waaier, krijgt daar een drukverhoging en wordt door de persflens weggeperst. De persflens bevindt zich loodrecht boven het hart van de pomp, zodat het pomphuis zelfontluchtend is.

De as waarop de waaier is gemonteerd, is gelagerd op twee diepgroefkogellagers die in het lager zijn aangebracht. De lagerarm is voorzien van een oliekijkglas, zodat de olie voor smering van de lagers op een constant peil kan worden gehouden (*'constant-level-oiler'*). In figuur 97 wordt van dezelfde pomp een constructietekening weergegeven. Bij de onderdelen zijn stuknummers geplaatst. De benamingen van de onderdelen en de materialen staan bij de tekening. Figuur 98 is een schematische tekening van deze pomp.

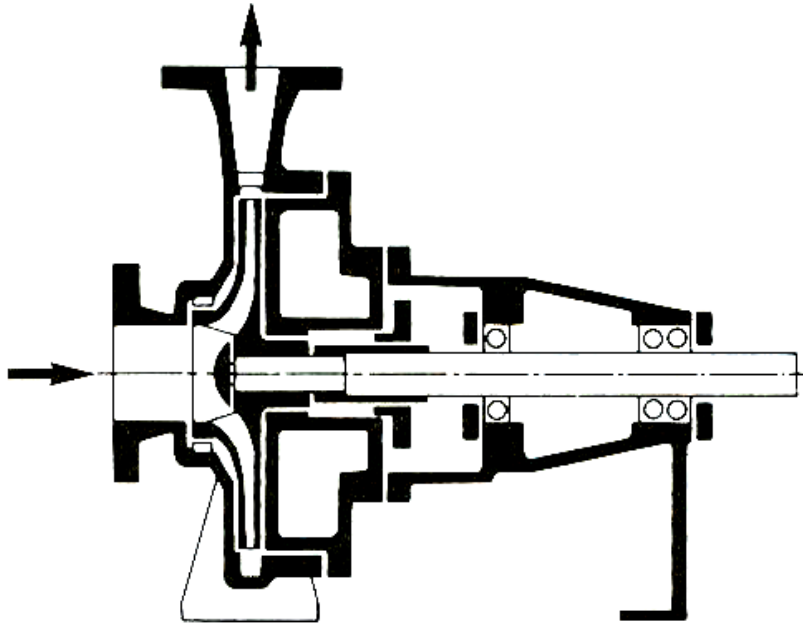


**Figuur 96: de HCA-pomp van Stork is een pomp met lagerarm en pomphuisvoet.**



**Figuur 97: langsdoorsnede van de HCA-pomp van Stork**

- |                   |                        |
|-------------------|------------------------|
| 1. pomphuis       | nodulair gietijzer     |
| 2. afdichtring    | nodulair gietijzer     |
| 3. waaiervlans    | nodulair gietijzer     |
| 4. pakking        |                        |
| 5. asafdichting   |                        |
| 6. pakkingbushuis | nodulair gietijzer     |
| 7. pakkingdrukker | corrosievast staal     |
| 8. asbus          | 17 % chroomstaal       |
| 9. kogellager     |                        |
| 10. as            | 17 % chroomstaal       |
| 11. lagerarm      | grijs gietijzer GG 195 |
| 12. kogellager    |                        |



**Figuur 98:** schema van de HCA-pomp van Stork

### 11.6.3 De centrifugaalpompe type A van KNM

In figuur 99 is een langsdoorsnede weergegeven van de centrifugaalpompe type A van KNM van het Begemann.

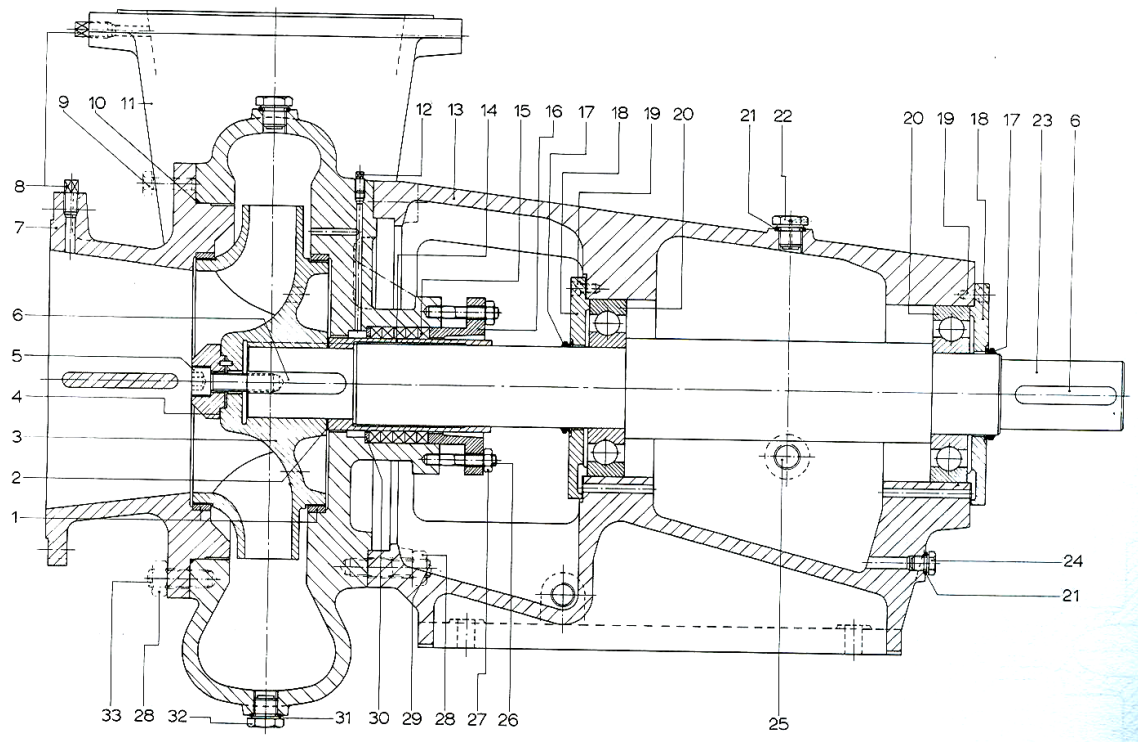
De voetondersteuning bevindt zich bij deze pompe onder de aslagering. Bij inspectie of demontage van de waaier moet de zuigleiding losgenomen en verwijderd worden om het zuigdeksel (7) weg te kunnen nemen.

Ook de waaier vertoont enkele verschillen met die van figuur 97 , zowel in de uitvoering als in bevestiging van de as.

Deze pompe worden ontwikkeld voor het verpompen van schone en niet zwaar verontreinigde vloeistoffen voor algemeen industrieel gebruik. Het reeds ruime toepassingsgebied kan nog vergroot worden door het toepassen van andere materialen waardoor ze ook geschikt zijn voor vele agressieve vloeistoffen.

Andere uitvoeringen zijn:

- met *mechanical seal*
- met dubbele *mechanical seal*
- met koeling om de pakkingbus
- met lantaarnring met circulatie vanaf de persflens



**Figuur 99: langsdoorsnede van de centrifugaalpompe type A van KNM in standaarduitvoering met pakkingbus.**

1. dichtingsring	brons
2. plaatpakking	klingerit
3. waaier	GG 195
4. borgring	nylon
5. tapbout	corrosievast staal
6. spie	staal Fe 590
7. zuigdeksel met -flens	GG 195
8. plug	gietijzer
9. afdrubout	staal Fe 490
10. snoer	gummi
11. pomphuis met persflens	GG 195
12. plug	gietijzer
13. lagerstoel	GG 195
14. asbus	CrMo 18 4
15. pakkingring	Crane style 110
16. drukstuk	GG 195
17. V-ring	rubber
18. lagerdeksel	GG 195
19. cilinderkopschroef	staal Fe 490
20. kogellager	
21. onderlegring	lood
22. stop	messing
23. as	staal Fe 590
24. stop	messing
25. kijkglas	plastic
26. tapeind	corrosievast staal
27. moer	corrosievast staal
28. moer	staal Fe 490
29. tapeind	staal Fe 490
30. grondring	brons
31. onderlegring	lood
32. stop	messing
33. tapeind	staal Fe 490



## 11.7 Waaiers

### 11.7.1 Doel

De schoepen van de draaiende waaier geven de vloeistof snelheidsenergie mee. Deze snelheidsenergie wordt in de pomp omgezet in druk (opvoerdruk ofwel -hoogte van de pomp). De vorm van de waaier en de schoepen moeten worden aangepast aan de aard van de vloeistof, de vereiste opvoerdruk, volumestroom, toerental, enz. Men probeert hierbij een zo gunstig mogelijk rendement te verkrijgen.

Soms echter wordt het belang van een hoog rendement naar een tweede of verdere plaats geschoven b.v. in verband met het gebruiksdoel zoals bij sterk verontreinigde vloeistoffen waar een ruime doorlaat belangrijker is dan een hoog rendement.

### 11.7.2 Invloed van waaier op opvoerdruk en volumestroom.

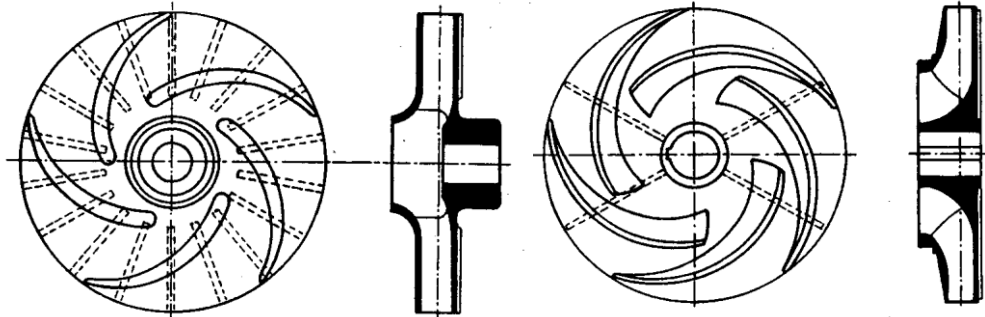
De vorm, afmetingen, snelheid van de waaier en het aantal schoepen zijn van grote invloed op de opvoerdruk en volumestroom: hoe groter de diameter van de waaier en hoe groter zijn snelheid, hoe groter de opvoerdrukken die bereikt kunnen worden. Ook de kromming van de schoepen is enigszins van invloed op de te bereiken opvoerdruk. De juiste kromming van de schoepen is echter belangrijker voor het rendement dan voor de druk. De volumestroom van de te verpompen vloeistof is in belangrijke mate afhankelijk van de doortocht van de waaier. Als men een bepaalde volumestroom wil bereiken, dan dienen de doorlaatopeningen van de waaier, de instroomopening en de breedte van de schoepen de juiste afmetingen te hebben. Men beschouwt daarbij de hartlijn van de waaier.

### 11.7.3 Waaiertypen

#### Gesloten waaier

De schoepen zijn opgesloten tussen twee wanden en vormen hiermee een geheel (fig. 100 en 101). De schoepen zijn enkel (fig. 100) of dubbel gekromd (fig. 101). Dubbel gekromde schoepen zijn moeilijker te maken. Bij een bepaalde verhouding tussen opvoerdruk en volumestroom zijn ze echter noodzakelijk om een goed rendement en een gunstig verloop van de druk-volumestroomkromme te verzekeren.

Dit waaier type wordt toegepast voor het verpompen van schone of zeer licht verontreinigende vloeistoffen.



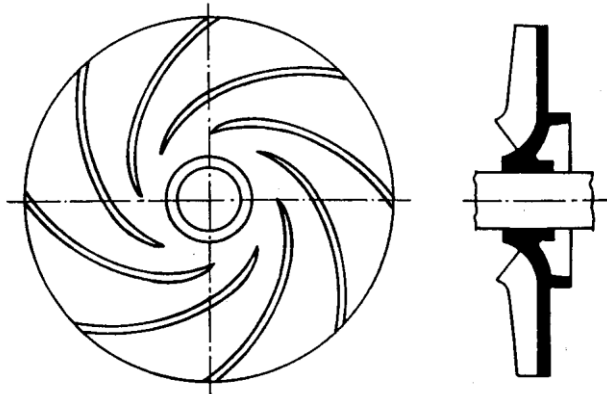
Figuur 100: gesloten waaier met enkel gekromde schoepen

Figuur 101: gesloten waaier met dubbel gekromde schoepen

### Half-open waaier

Deze waaier is aan de intreezijde open (fig. 102) en wordt ook semi-open waaier genoemd. De schoepen draaien met geringe speling (0,1 tot 0,2 mm) langs de binnenwand van het pomphuis. Zo draait ook vaak de achterzijde van de waaier langs de wand van het pomphuis. Er kunnen dan voor en achter de waaier geen wervelingen optreden. Het rendement is lager dan dat van een gesloten waaier.

Dit waaier type wordt gebruikt voor het verpompen van licht verontreinigde vloeistoffen b.v. licht zandhoudend water bij bronbemaling. Maar dan wel in combinatie met een slijtplaat in het pomphuis voor abrasieve (slijtend werkende) vloeistoffen en slurry's (brijachtige massa's).

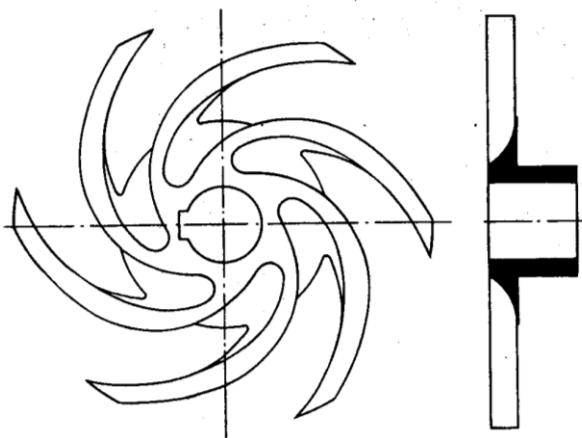


Figuur 102: semi-open waaier

### Open waaier

Hier is, behalve de wand aan intreezijde, ook de achterwand grotendeels weggelaten (fig. 103). Het gedeelte van de wand dat blijft staan, dient voor versteviging van de schoepen. Het rendement is weer lager dan dat van de semi-open waaier.

Dit waaier type wordt toegepast voor het verpompen van sterk verontreinigde vloeistoffen.



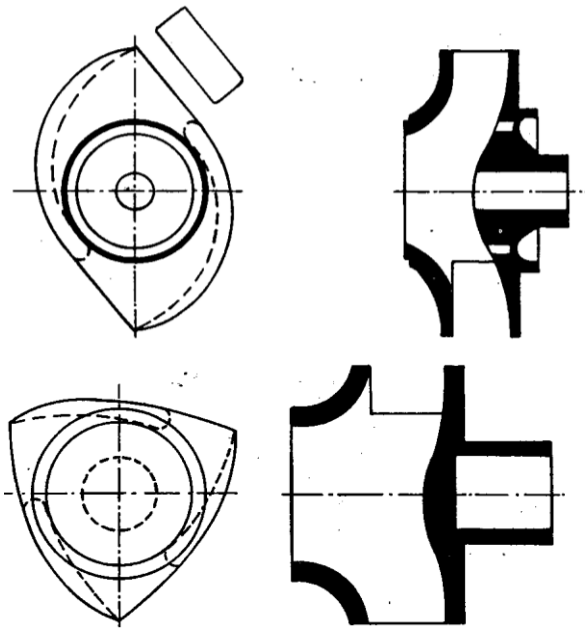
Figuur 103: open waaier

### Kanaalwaaier

Deze bestaat uit twee of drie rechthoekig gebogen kanalen die uitkomen op een gemeenschappelijke instroomopening (fig.104).

De waaier heeft een hoger rendement dan de open waaier.

Door de ruime doorlaat van de kanalen is dit type waaier geschikt voor het transport van sterk verontreinigde vloeistoffen, zoals rioolwater, op voorwaarde dat ze geen lange vezels bevatten.

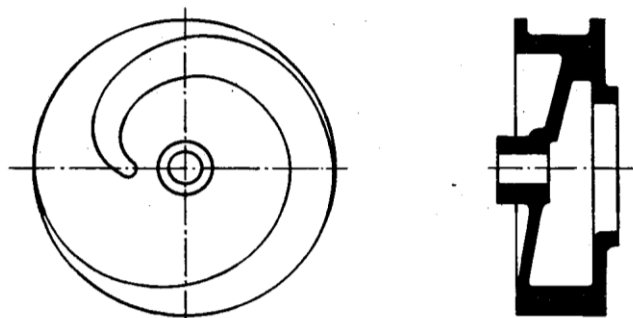


Figuur 104: kanaalwaaiers

### Eénkanaalwaaier

Deze heeft maar één kanaal (fig. 105). Hierdoor is de doorlaat ten opzichte van de volumestroom zeer ruim. Bij voorkeur maakt men de kogel-doorlaat gelijk aan de diameter van de zuigaansluiting. Om de waaier te kunnen balanceren heeft men tegenover het kanaal veel materiaal aangebracht.

Door de zeer ruime doorlaat is deze waaier geschikt voor zeer sterk verontreinigde vloeistoffen met vezels.

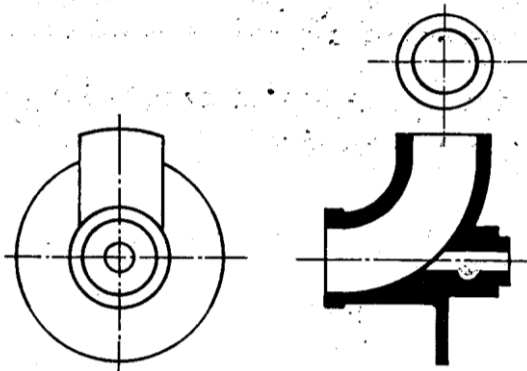


Figuur 105: kanaalwaaiers

### Buiswaaier

Deze waaier is een éénkanaalwaaier die de vorm heeft van een gebogen buis (fig. 106). De cirkelvormige doorsnede heeft overal dezelfde doorlaat als de zuig- en persaansluiting, zodat verstopping in de waaier bijna uitgesloten is. Vaak wordt de naam buiswaaier ook gebruikt voor de kanaalwaaiers (rechthoekige buis).

Deze wordt eveneens toegepast bij het verpompen van sterk verontreinigde vloeistoffen.

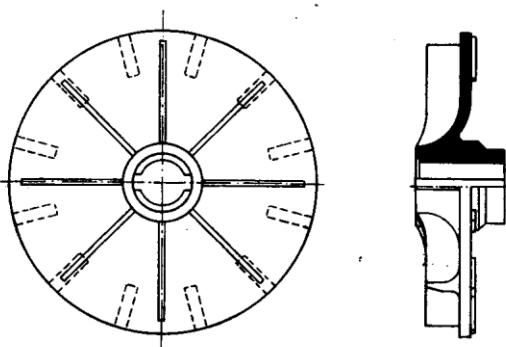


Figuur 106: buiswaaier

### Wervelstroomwaaier

Dit type waaier (fig. 107) bevindt zich in een *nis* van het pomphuis en komt nagenoeg niet met de pompvloeistof in aanraking.

Hij wordt toegepast bij het verpompen van sterk verontreinigde vloeistoffen of vloeistoffen met vaste bestanddelen, die zo min mogelijk beschadigd mogen worden.

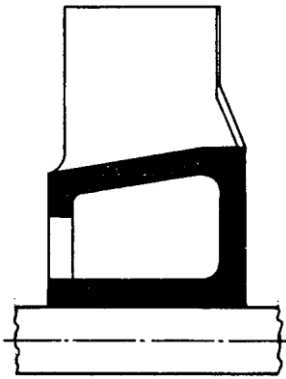


Figuur 107: wervelstroomwaaier

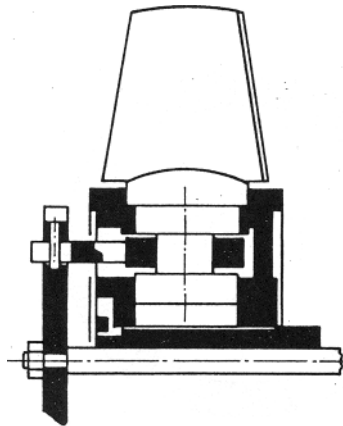
## Schroefwaaier

Dit is een open waaier met schoepen die de vorm van schroefbladen hebben (fig. 108). De vloeistof stroomt uit axiale richting door de pomp. Soms is de stand van de schoepen verstelbaar (fig. 109). Hierdoor kunnen de volumestroom en/of de opvoerdruk veranderd worden. Ook is het mogelijk dan de stroomrichting van de vloeistof om te keren.

Dit soort waaier gebruikt men voor een zeer grote volumestroom bij kleine opvoerdruk, zoals bij poldergemalen.



Figuur 108: schroefwaaier, niet verstelbaar

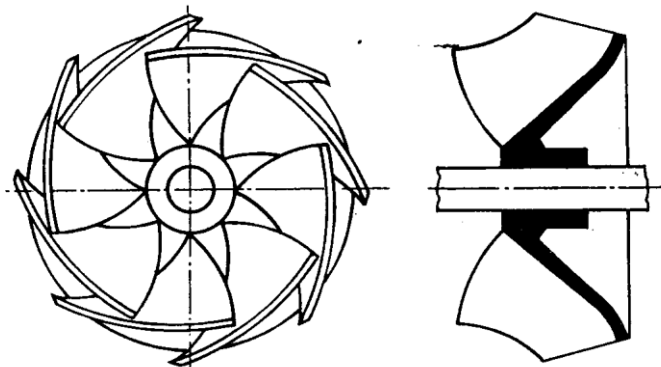


Figuur 109: schroefwaaier, verstelbaar

## Schroefcentrifugaalwaaier

Dit is een tussenvorm van de schroefwaaier en de centrifugaalwaaier (fig. 110).

Ook deze waaiers worden gebruikt bij grote volumestromen en betrekkelijk kleine opvoerdrücken. De opvoerdruk is in verhouding wat groter dan bij een schroefwaaier.

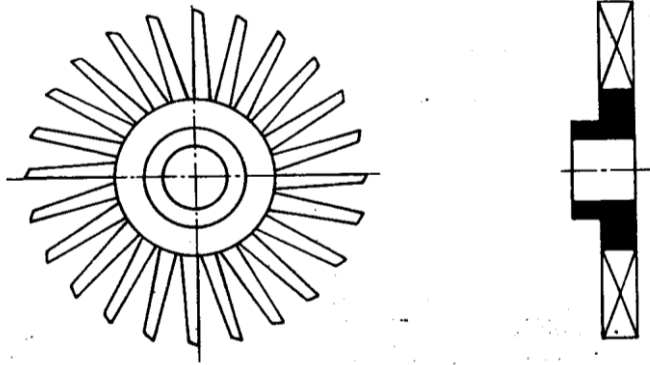


Figuur 110: schroefcentrifugaalwaaier

### Impulswaaier

Deze waaier (fig. 111), ook vaak pompwiel genaamd, heeft een groot aantal rechte schoepen met een doorsnede van een afgeplatte driehoek. Soms is voor versteviging van de schoepen langs de buitenomtrek van de schoepen aangegoten.

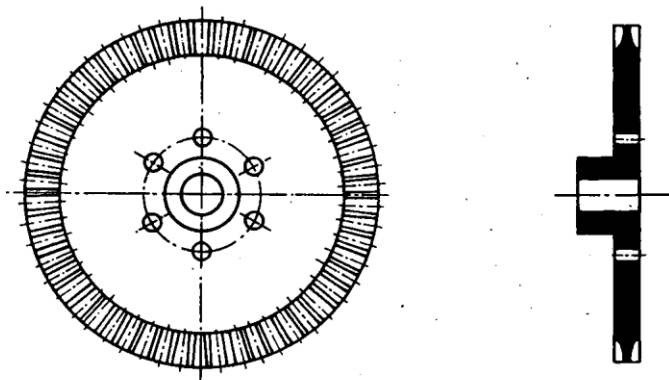
Dit waaier type wordt gebruikt voor het verpompen van schone vloeistoffen, waarbij ook gassen (b.v. lucht) verpompt moeten worden.



Figuur 111: impulswaaier

### Turbinewaaier

Deze waaier bestaat uit een platte schijf met aan de buitenomtrek een groot aantal smalle schoepen (fig. 112). Dit waaier type wordt toegepast bij het verpompen van vloeistoffen bij grote opvoerdruk en kleine volumestroom.



Figuur 112: turbinewaaier

### **Waaier met tegenschoepen**

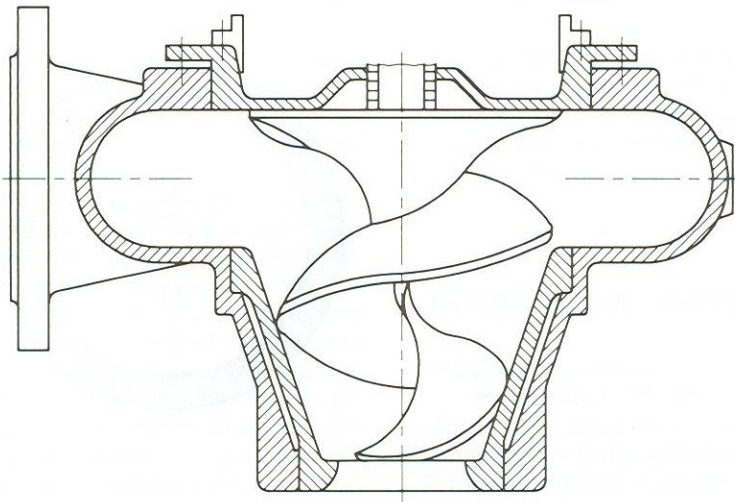
Vaak zien we dat een waaier ook aan de achterzijde wordt voorzien van een aantal rechte of gebogen smalle schoepen. Deze draaien met geringe speling langs een vlakke wand van het pomphuis. Tegenschoepen noemt men ook wel rugschoepen.

Dit type waaier zorgt voor een verlaging van de druk voor de pakkingkamer en zorgt voor een vermindering van de axiale kracht op de waaier en dus ook op de lagering. Verder voorkomt hij ook het verontreinigen in de pakkingkamer.

### **Hydrostalwaaier**

Deze waaier heeft een speciale kegelvormige waaierconstructie (zie fig. 113) die direct in de zuigopening van de pomp begint. Door de vormgeving van de waaier ondervindt de vloeistof in de pomp geen plotselinge richtingsveranderingen. Bij een afnemende volumestroom neemt de opvoerhoogte snel toe (steile pompkarakteristiek), waarbij het aandrijfvermogen vrijwel constant blijft.

Door de gecombineerde centrifugaal- en verdringereigenschappen is deze waaier uitermate geschikt voor niet-gashoudende vloeistoffen met vaste bestanddelen die niet mogen beschadigen, en voor (vezelige) hoge drogestofconcentraties of voor viskeuze media.



**Figuur 113: hydrostalwaaier**

## 11.8 Pomphuis

De snelheidsenergie die de vloeistof in de waaier heeft gekregen, wordt in het pomphuis omgezet in druk. Het pomphuis vormt meestal één geheel met de perspomp en veelal ook met de zuigstomp.

We onderscheiden de volgende pomphuisen:

- 1 slakkenhuis
- 2 centrisc huis

### 11.8.1 Slakkenhuis

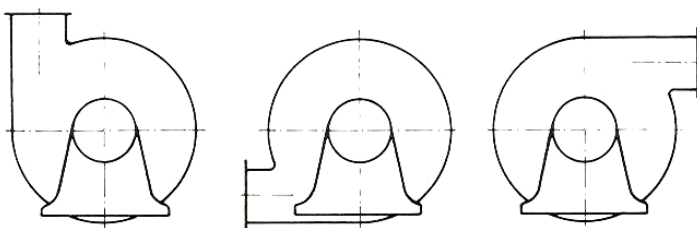
De doorlaat om de waaier wordt in de richting van de persstomp steeds groter in verband met de toenemende hoeveelheid vloeistof uit de waaier. Tevens moet er een geleidelijke omzetting van snelheid in druk plaatsvinden, wil er aan de persstomp een bepaalde opvoerdruk ontstaan. Hierdoor verkrijgt het pomphuis de bekende slakkenhuisvorm (fig. 115). Het gedeelte waar de waaier het dichtst langs het huis draait, noemt men de tong. De tong vormt als het ware een afscheiding tussen het begin en het einde van de slakvorm.

Als men voor het aanzuigen de pomp via de persstomp met vloeistof vult of gasrijke vloeistoffen opgepompt worden, dan verzamelt de lucht die zich in de pomp bevindt of aangezogen wordt, zich boven in het huis. De lucht kan hieruit niet ontwijken naar de persstomp, doordat de tong zeer ver naar het hart van de pomp toe doorloopt.

Wanneer er lucht boven in het pomphuis zit, zouden de volumestroom en de opvoerdruk van de pomp aanzienlijk dalen en kan de pomp zelfs afslaan. Vandaar dat zich boven in het pomphuis vaak een ontluishopening bevindt. Deze kan dan ook als vulopening dienen. Bij voorzichtig vullen wordt de lucht gelijktijdig verdreven. In veel gevallen zijn er aparte vul- en ontluishopeningen aanwezig.

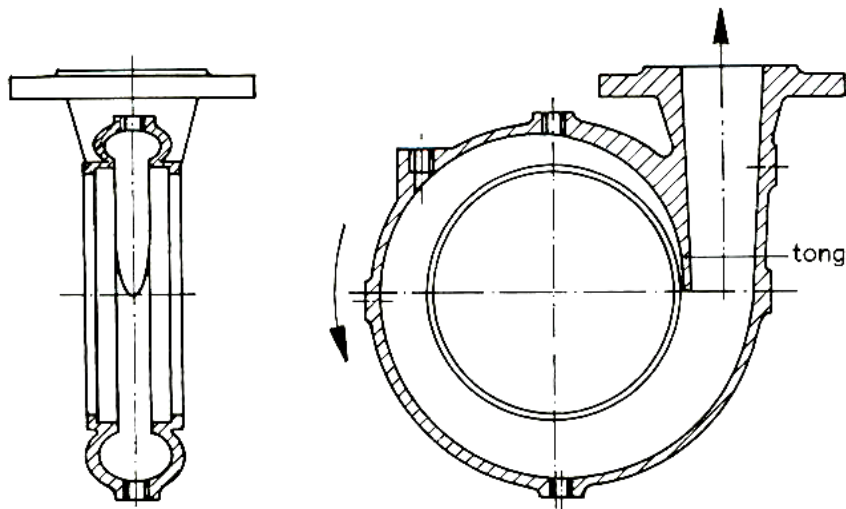
De zuigstomp is soms een afzonderlijk deel dat aan het pomphuis gemonteerd moet worden. Dikwijls vormt de zuigstomp één geheel met het pomphuis. Het getekende pomphuis is in vooraanzicht symmetrisch en kan daardoor zowel voor links- als rechtsdraaiende pompen worden gebruikt.

Bij enkele uitvoeringen kan de persstomp zowel naar links als naar rechts gedraaid worden (fig. 114). Een andere vorm slakkenhuis toont fig.116 . De persstomp wordt in de verticale hartlijn boven de pomp geplaatst. Mede omdat het pomphuis onderhevig is aan krachten, die door het gewicht of de uitzetting van de persleiding op het huis komen, beter worden opgenomen. Indien mogelijk moet er echter altijd voor gezorgd worden dat deze krachten niet optreden. Bij deze vorm zal er geen of maar zeer weinig lucht boven in het pomphuis blijven zitten.

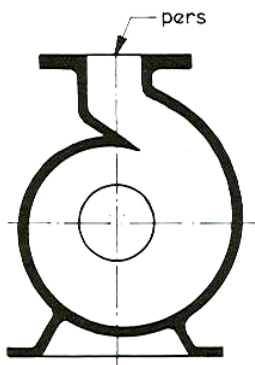


Figuur 114: standen van de persstomp





**Figuur 115: slakkenhuis**



**Figuur 116: slakkenhuis**

### 11.8.2 Centrisch huis

De doorlaat is hier overal even groot. Dit pomphuis is zelfontluchtend en daarom geschikt voor pompen die sterk gashoudende vloeistoffen moeten verpompen. Het wordt veelal toegepast in combinatie met een éénkanaalwaaier of een leiwiël.

## 11.9 **Bediening en bedrijf van centrifugaalpompen**

Wanneer een pomp heeft stilgestaan, is in de regel het water eruit verdwenen en zijn de pompruimte en de zuigleiding met lucht gevuld. Nu zijn gewone centrifugaalpompen, in tegenstelling met plunjerpompen, niet in staat een zo grote luchtverdunning in het pomphuis op te wekken, dat de atmosferische druk het water tot in de waaier kan persen. Daarom moet men de pomp en de zuigleiding voor het aanzetten met water vullen. Het vullen van de pomp kan op verschillende manieren gebeuren:

- 1 Boven op de pomp brengt men een ejecteur aan, die de lucht uit de pompruimte kan zuigen. Het water stijgt dan van de zuigspiegel geleidelijk door de zuigleiding tot de pomp geheel gevuld is en water door de ejecteur wordt medegevoerd. De ejecteur kan werken met stoom, gecomprimeerde lucht of water onder druk. In ieder geval is hiervoor een afzonderlijk krachtwerktuig nodig.
- 2 Men kan de vloeistof uit de persleiding in de pompen in de zuigleiding laten lopen door de persleidingafsluiter iets te openen of, bij grote pompen, door middel van een omloopleiding. Bij deze methode moet de zuigleiding bij de zuigkorf van een voetklep zijn voorzien, om te voorkomen dat het water weer uit de zuigleiding loopt. Bovendien moeten hierbij één of meer ontluchtungskranen aanwezig zijn om tijdens het vullen de lucht gelegenheid te geven uit de pompruimte te ontsnappen. Het openen van de persafsluiter brengt het gevaar met zich mee, dat de pomp dan als waterturbine gaat werken en onder bepaalde omstandigheden een te hoge rotatiefrequentie krijgt. Daarom treft men in de persleiding dikwijls een terugslagklep aan.
- 3 Men giet water in een op het pomphuis aangebrachte vultrechter, totdat de pomp gevuld is. Deze methode past men toe bij kleine pompen. Ook hier zijn een voetklep in de zuigleiding en een ontluchtungskraan nodig.

Als de pomp geheel gevuld is, kan men, terwijl de persafsluiter gesloten wordt gehouden, de drijvende machine aanzetten. Zodra de bedrijfsrotatiefrequentie is bereikt en de druk hoog genoeg is geworden, kan men de persafsluiter geleidelijk openen. Uit de figuur blijkt dat de druk in een centrifugaalpompe nooit ver boven de bedrijfsdruk kan stijgen, in tegenstelling tot plunjerpompen, waar een gesloten persafsluiter onherroepelijk tot een breuk van onderdelen leidt. Ook geeft de figuur aan dat de pomp bij gesloten persafsluiter ongeveer 50% van het normale vermogen vraagt. Dit wordt geheel in warmte omgezet, zodat de pomp niet te lang met gesloten persafsluiter mag draaien, aangezien het water te warm wordt. Uit voorafgaande blijkt duidelijk dat de wijze waarop men de gewone centrifugaalpompen moet aanzetten omslachtig is. Daarom zijn, voornamelijk voor kleine opbrengsten, centrifugaalpompen geconstrueerd die dit bezwaar niet hebben. De zelfaanzuigende centrifugaalpompe is daar een voorbeeld van.

## 12 Centrifugaalschroefpompen en halfaxiale pompen en propellerpompen

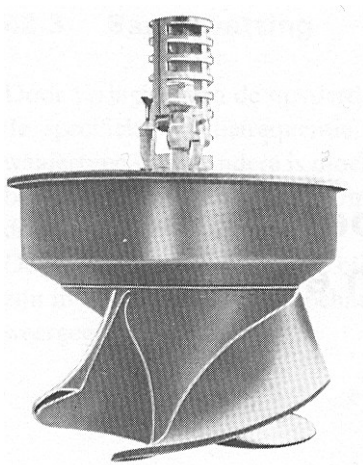
Centrifugaalschroefpompen en halfaxiale pompen zijn waaierpompen waarbij de doorstroomrichting van de vloeistof door de waaier een hoek maakt met het radiale vlak. Dit is dus in tegenstelling tot de centrifugaalpompen die een radiale uittrede heeft. Ze onderscheiden zich van elkaar door de vormgeving van het stromingsprofiel in de pomp. De centrifugaalschroefpompen worden uitgevoerd met een spiraalvormig huis of met een schoepenloze leikrans en een verzamelkanaal met constante doorsnee. De halfaxiale pompen daarentegen hebben een axiaal-symmetrisch leiwiél met schoepen. Propellerpompen hebben een axiale doorstroming van de vloeistof. Met betrekking tot de grootte van hun specifieke rotatiefrequenties en toepassingsgebied bevinden de centrifugaalschroefpompen en de halfaxiale pompen zich in het gebied tussen de centrifugaalpompen en de propellerpompen.

### 12.1 Centrifugaalschroefpompen

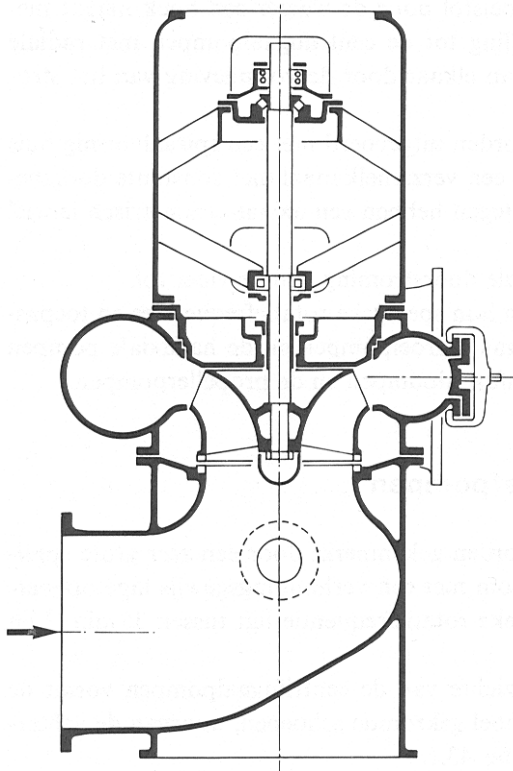
De centrifugaalschroefpompen worden gekenmerkt door een zeer grote spreiding in de bereikbare volumestroom met een verhoudingsgewijs lage opvoerdruk (tot ca. 220 kPa). De specifieke rotatiefrequentie ligt tussen  $35 \text{ min}^{-1}$  en  $130 \text{ min}^{-1}$ .

Een kenmerkend verschil ten opzichte van de centrifugaalpompen vormt de dikwijls halfopen waaier met dubbel gekromde schoepen, waarvan de achterwand naar buiten gebogen is (fig. 117).

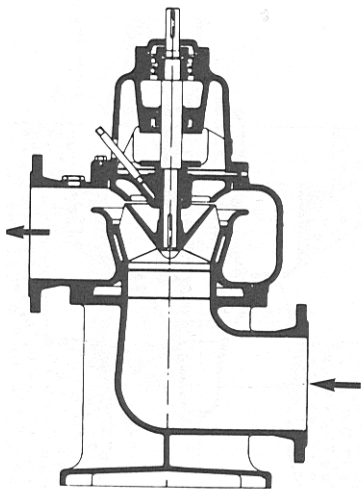
Het uittrekanal van het huis kan spiraalvormig zijn (fig. 118) of een constante doorsnede hebben (fig. 119 en 120). In het laatstgenoemde geval wordt een schoeploze leikrans aangebracht. Een spiraalvormig huis kan alleen worden toegepast als de maximale berekende kanaaldoortocht kleiner of hoogstens gelijk is aan de doortocht van de persflens. Wordt deze grens overschreden, maar vooral wanneer een eenvoudige constructie verlangd wordt, dan zal men voor het afvoeren van de vloeistof een ringvormig huis met constante doortocht toepassen (fig. 119 en 120).



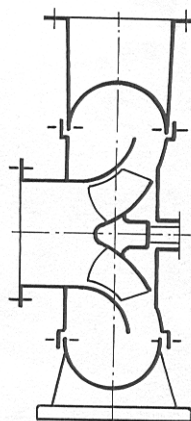
Figuur 117: de waaier van een centrifugaalschroefpomp



**Figuur 118: verticale centrifugaalschroefpomp met tweezijdig gesloten waaier en spiraalvormig huis (Stork)**



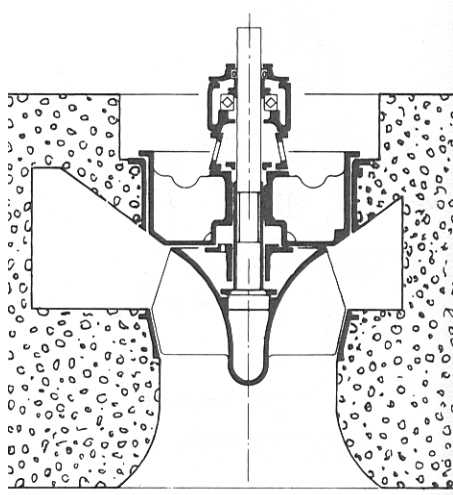
**Figuur 119**  
**schema van een verticale centrifugaalschroefpomp met halfopen waaier, schoeploze leikrans en ringvormig huis met constante doortocht (Stork)**



**Figuur 120**  
**schema van een horizontale centrifugaalschroefpomp met halfopen waaier, schoeploze leikrans en verzamelkanaal met constante doortocht**

De meest logische oplossing (vooral bij zeer grote volumestromen) is die met verticale waterstand. De pompen kunnen dan bij het inschakelen zonder meer water leveren. Zo'n opstelling wordt weergegeven in fig. 121. In verband met de grote afmetingen in het slakkenhuis, evenals de leidingen, wordt deze in beton uitgevoerd. De axiale krachten van de rotor worden opgenomen door een tontaatslager met oliesmering. De elektromotor is

opgesteld om de bedieningsvloer, enkele meters boven de pomp. De verbinding met de pomp wordt gevormd door een tussenas met twee vaste koppelingen.



**Figuur 121: opstelling met verticale waterstand**

De waaiers van centrifugaalschroefpompen worden ontworpen met behulp van o.a. empirisch verkregen voorschriften.

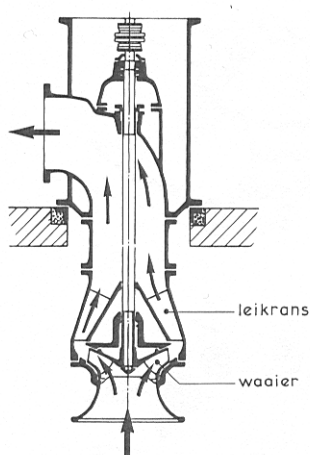
## **12.2 Halfaxiale pompen**

Ook de halfaxiale pompen of diagonaalpompen bestrijken een zeer groot toepassingsgebied. Daarbij overlappen ze voor een deel de toepassingsgebieden van de centrifugaalschroef- en de propellerpomp. De specifieke rotatiefrequentie ligt tussen  $80 \text{ min}^{-1}$  en  $160 \text{ min}^{-1}$ .

De pompen worden in een één- of meertrapsuitvoering gemaakt. Met één trap kan men een opvoerdruk van 600 kPa bereiken, terwijl de volumestroom varieert van  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  tot de voor waaierpompen hoogst mogelijke waarde.

Halfaxiale pompen worden altijd voorzien van een leikrans met schoepen (fig. 122). Deze leikrans dient:

- 1 voor het veranderen van de stromingsrichting van de uit de waaier stromende vloeistof, zodat deze axiaal wordt
- 2 voor het verminderen van de stroomsnelheid: een deel van de snelheidsenergie van de vloeistof wordt omgezet in druk.



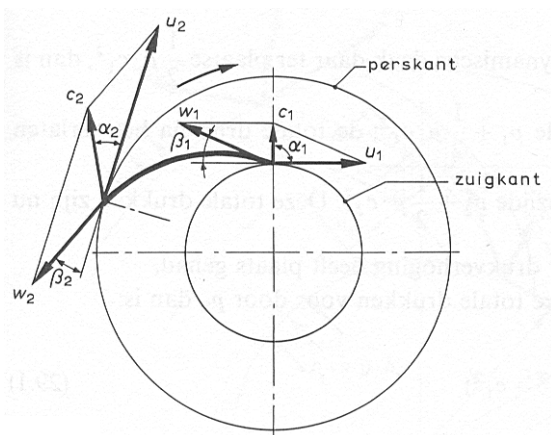
**Figuur 122: schematische voorstelling van een verticale halfaxiale pomp**

De waaiers van moderne halfaxiale pompen worden nogal eens uitgevoerd met verstelbare schoepen, waardoor de regeling van de verschillende grootheden binnen wijde grenzen mogelijk wordt.

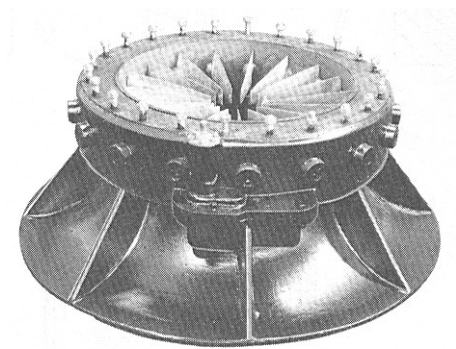
Bij halfaxiale pompen met vaste schoepen wordt soms een zg. *Vordrall*-inrichting met verstelbare schoepen toegepast. Met deze inrichting kan een *Vordrall* (dit is een rotatie of draaiing van de vloeistof om de hartlijn) van veranderlijke grootte worden veroorzaakt. Bij radiale waaiers heeft het toestromen van de vloeistof naar de waaier plaats zonder rotatie of draaiing: de hoek  $\alpha_1$  (fig. 123) in de snelheidsdriehoek is in dat geval  $90^\circ$ . Bij *Vordrall*-regeling wordt de stromingsrichting van de vloeistof voor de waaier bepaald. Een *Gleichdrall*, d.w.z. een rotatie of draaiing van de vloeistof in dezelfde richting als waarin de waaier draait, geeft een vermindering van de volumestroom, bij *Gegendrall* neemt de volumestroom toe. Een gelijkgerichte draaiing heeft een lagere q-p-kromme tot gevolg, ook het benodigde vermogen is lager.

Terwijl deze maatregel bij normale radiale waaiers nauwelijks merkbare veranderingen oplevert, heeft het veranderen van de stromingsrichting van de vloeistof bij halfaxiale en axiale pompen duidelijk merkbare resultaten. Derhalve is de *Vordrall*-regeling, vooral bij halfaxiale pompen met een hoge specifieke rotatiefrequentie, een effectieve methode om een vermogenbesparende q-p-krommeverandering tot stand te brengen.

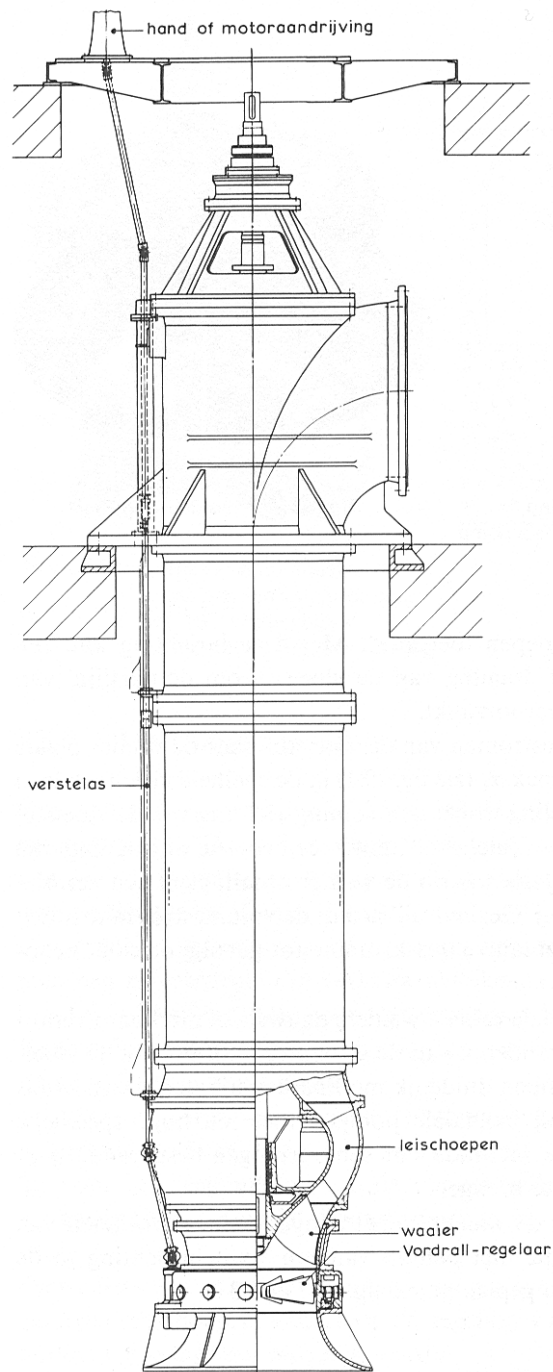
De *Vordrall*-regelaar, die voor de waaier wordt aangebracht, is voorzien van traploos instelbare schoepen die met behulp van een verstelinrichting in de gewenste stand kunnen worden geplaatst (fig. 124).



**Figuur 123: snelheidsdriehoek**



**Figuur 124: Vordrall-regelaar**



**Figuur 125: verticale halfaxiale pomp met *Vordrall*-regelaar**

### **12.3 Axiale pomp of propellerpompen**

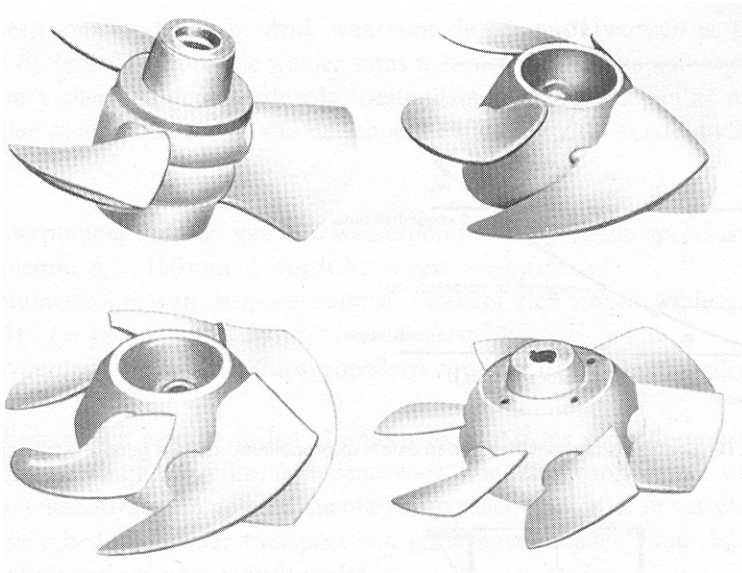
De propellerpompen vormen de groep waaierpompen waarbij de waaier bestaat uit een naaf of rotor waarop een klein aantal (2 tot 6) gebogen schoepen of draagvleugelprofielschoepen worden aangebracht (fig. 126).

Omdat de vloeistof uitsluitend in axiale richting wordt verplaatst, worden ze ook wel axiale pompen genoemd. De centrifugaalkracht speelt bij deze pompen geen essentiële rol.

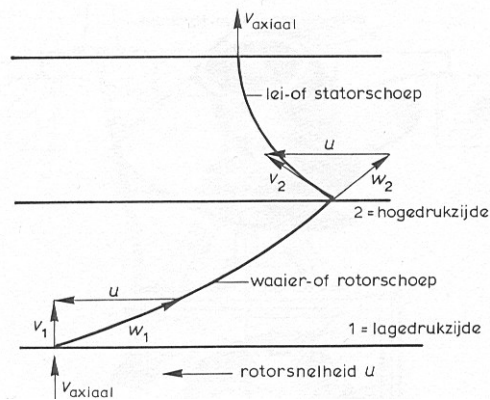
In figuur 127 werden de snelheidsdriehoeken van een propellerpomp met gebogen schoepen getekend. De vloeistof stroomt naar de waaier met een absolute axiale snelheid  $v_1$  en in de waaier neemt deze snelheid toe tot de absolute snelheid  $v_2$ , waarmee de vloeistof uit de waaier treedt. In de leischoepen van de stator wordt een deel van deze snelheid omgezet in druk en wordt de stromingsrichting weer axiaal (fig. 127). Opmerkelijk is dat bij propellerpompen het

aanzetvermogen (dus bij  $q = 0$ ) groter is dan in het bedrijfspunt. Men moet daarmee bij het installeren rekening houden.

Uit de pompkarakteristieken ziet men dat de rendementskromme voor een propellerpomp een spits maximum heeft. Dit betekent dat deze pompen slechts kunnen werken binnen een kleine variatie van de volumestroom en de opvoerdruk waarvoor de pomp ontworpen is. Om dit nadeel op te heffen wordt de waaier soms niet met vaste schoepen uitgevoerd, maar met alleen in gedemonteerde toestand instelbare schoepen of met een propeller waarvan de spoed van de schoepen tijdens bedrijf versteld kan worden.

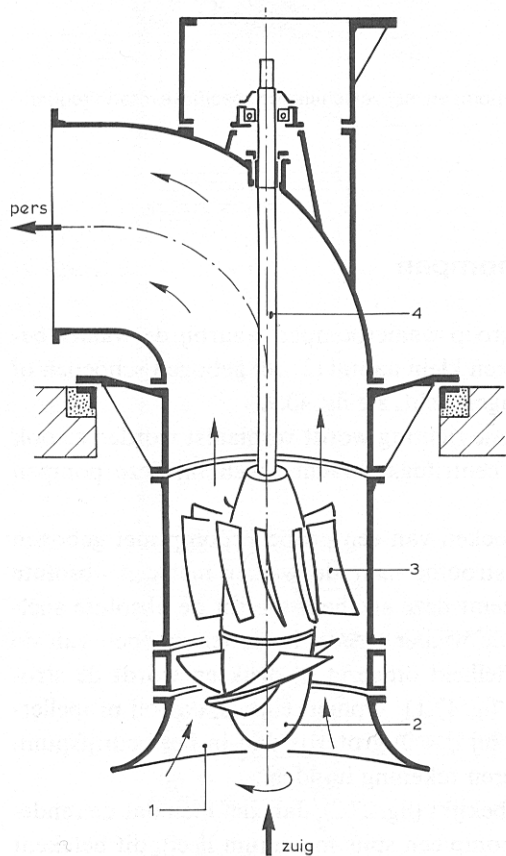


**Figuur 126:** enkele waaiers voor propellerpompen met verschillende specifieke rotatiefrequenties



**Figuur 127:** snelheidsdriehoeken van een axiale pomp of propellerpomp met gebogen schoepen





**Figuur 128: schematische voorstelling van een verticale propellerpomp**

Propellerpompen hebben van alle waaierpompen de grootste specifieke rotatiefrequentie:  $n_s > 160 \text{ min}^{-1}$  wordt het meest toegepast.

De volumestroom van propellerpompen beweegt zich tussen wijde grenzen: van  $50 \text{ l/s}$  (=  $180 \text{ m}^3/\text{h}$ ) tot  $50 \text{ m}^3/\text{s}$  (=  $180000 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

De opvoerdruk van een ééntrapspropellerpomp kan 10 tot 220 kPa bedragen.

Propellerpompen worden in het algemeen toegepast als gemaalpompen voor irrigatie- en drainagewerkzaamheden, voor koelwatervoorzieningen van bv. elektriciteitscentrales, in de petrochemie en op schepen. En ook in verschillende industriële bedrijven waar transport van grote hoeveelheden water bij een in verhouding geringe opvoerdruk nodig is.

### ***De waaier van propellerpompen***

Het aantal schoepen van de waaier, dat gewoonlijk 2 tot 6 bedraagt, is afhankelijk van de specifieke rotatiefrequentie  $n_s$ . De pompen met een kleine rotatiefrequentie (dus met hogere opvoerdrukken) hebben het hoogste aantal schoepen om een gunstiger belastingsverdeling op de schoepen te krijgen.

Op grond van proeven uitgevoerd in het laboratorium van de Firma Escher-Wyss, zou het verband tussen de specifieke rotatiefrequentie  $n_s$  en het aantal waierschoepen  $z$  moeten zijn zoals in de tabel wordt weergegeven.

Het verband tussen  $n_s$  en  $z$

specifieke rotatiefrequentie $n_s$ in $\text{min}^{-1}$	105	165	220	275
aantal waierschoepen $z$	6	5	4	3

Volgens andere bronnen moet bij  $n_s > 175 \text{ min}^{-1}$  het aantal schoepen  $z = 2$  bedragen.

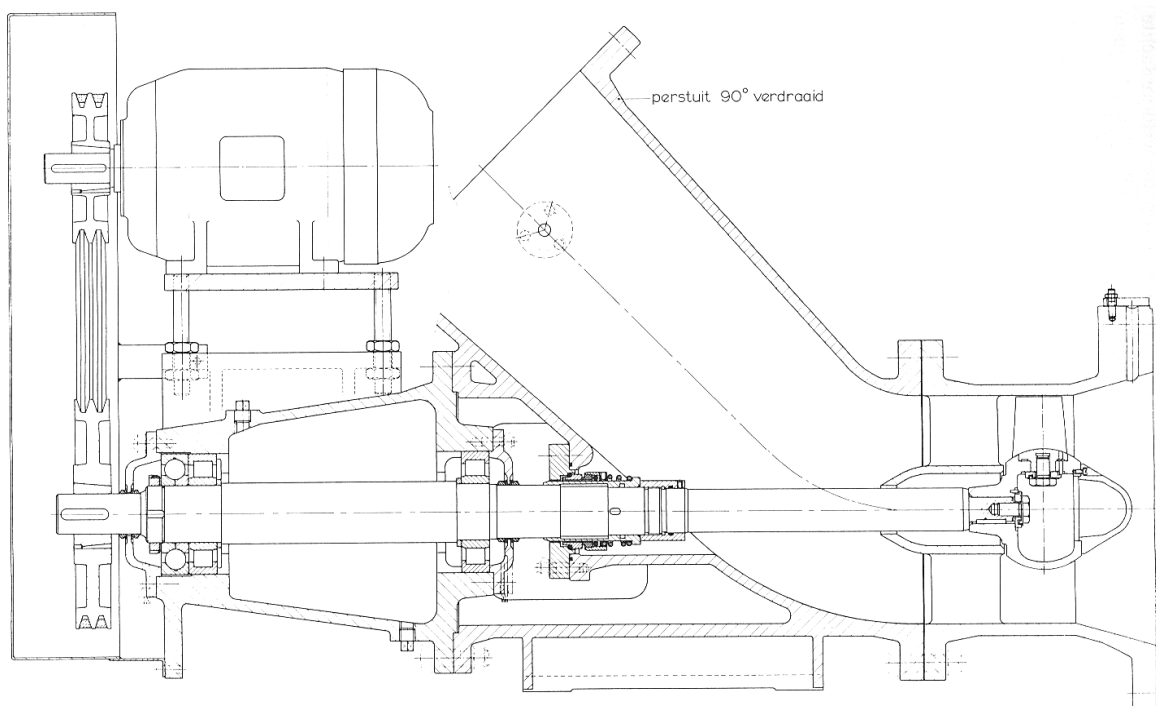
In de volgende tabel wordt de bereikbare opvoerdruk van propellerwaaiers weergegeven. Ook deze waarden zijn experimenteel vastgesteld.

Het verband tussen  $p_{\max}$  en  $z$

aantal waaierschoepen $z$	2	3	4	5	6
maximum-opvoerdruk $p_{\max}$ in kPa	30	60	100	150	220
maximum-opvoerhoogte $H_{\max}$ in m	3	6	10	15	220

De ontwerpmethoden van propellerwaaiers berusten op de weldoordachte keuze van een aërodynamisch goed schoepprofiel waarvan de eigenschappen in aërodynamische laboratoria proefondervindelijk werden vastgesteld.

Het leiwiel moet de na de waaier aanwezige snelheidsenergie zo economisch mogelijk omzetten in druk en gelijktijdig de stromingsrichting weer axiaal maken. Het aantal schoepen van het leiwiel bedraagt 5 tot 8, waarbij de kleinste aantallen in de kleinste pompen worden toegepast.



**Figuur 129: langsdoorsnede van een horizontale propellerpomp type Q 280 van Begemann**

## **13 Zelfaanzuigende waaierpompen**

### **13.1 Voorzieningen**

Alvorens een waaierpomp in werking kan komen, moeten de pomp en de zuigleiding geheel met vloeistof gevuld zijn. Staat de pomp lager dan het vloeistofniveau van waaruit moet worden gepompt, dan zijn geen verdere voorzieningen nodig: de pomp komt in werking zodra de eventueel aanwezige afsluiters worden geopend en de aandrijfmachine wordt ingeschakeld. Als de pomp hoger staat dan het niveau van waaruit gepompt moet worden, dan zijn bijzondere voorzieningen nodig om de pomp met inlaatleiding gevuld te krijgen. Deze voorzieningen kunnen zijn:

- 1 een voetklep
- 2 een aparte luchtpomp
- 3 een ingebouwde luchtpomp

Door plaatsing van een voetklep aan het begin van de zuigleiding kan de pomp gevuld worden bij de eerste inbedrijfstelling en blijft deze gevuld na het stopzetten. Voorwaarden voor een goed functioneren van een voetklep zijn, dat de vloeistof schoon is en de installatie in goede conditie verkeert.

Ook met een aparte luchtpomp, al dan niet met de hand bediend, kan de lucht uit de pomp en de zuigleiding worden gezogen, zodat deze delen gevuld met vloeistof worden.

Als ingebouwde luchtpomp zou een waterringpomp kunnen dienen.

De bedoeling van deze voorzieningen is iets te doen aan de omslachtige wijze van in bedrijf stellen. Dit is vooral van belang voor kleine pompen en voor pompen die onmiddellijk bedrijfsklaar moeten zijn, zoals brandspuitpompen.

### **13.2 De vloeistofringpomp**

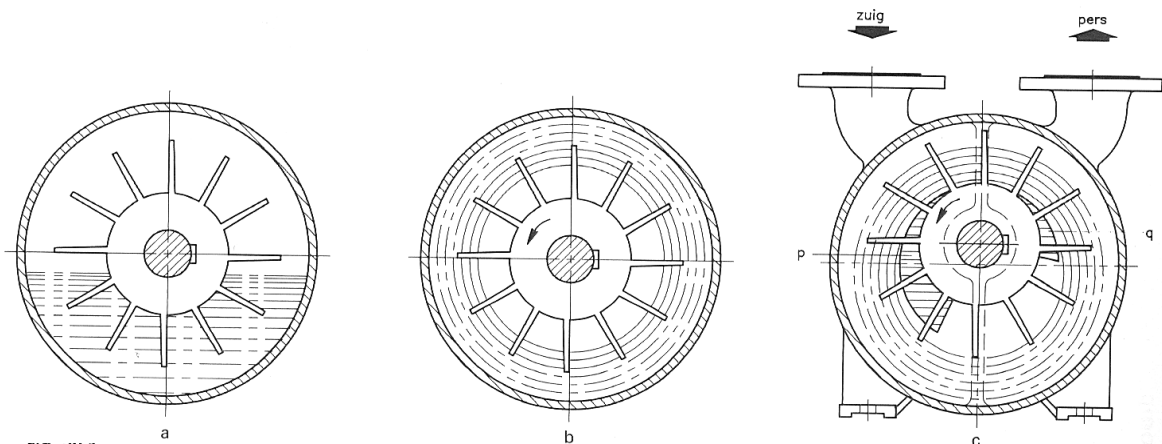
#### **13.2.1 Werking**

In figuur 130 wordt een cilindrisch gevormd pomphuis weergegeven dat voor een deel met vloeistof is gevuld. Hierin kan een concentrisch gemonteerde waaier (schoepenwiel) roteren. Bij stilstand van de waaier verzamelt de vloeistof zich onderin het huis: het bovenste gedeelte bevat lucht of gas. Bij rotatie van de waaier gaat de vloeistof mee roteren en wordt ten gevolge van de centrifugale kracht tegen de wand van het huis geslingerd (fig. 130). De vloeistof vormt daarbij een concentrisch met het huis verlopende ring. Lucht of gassen verzamelen zich rond de naaf in ruiten of cellen van gelijke grootte die gevormd en van elkaar gescheiden worden door de naaf, de schoepen en de vloeistofring.

Wordt de waaier excentrisch in het huis aangebracht, dan wordt bij rotatie eveneens een vloeistofring gevormd die concentrisch is met het huis (fig. 130). De ruimten of cellen zijn nu niet meer even groot en bovendien veranderen ze voortdurend van grootte. Aan de draairichting van de waaier zien we dat ze links van de hartlijn groter en rechts daarvan kleiner worden.

Als nu in de achterwand van het huis openingen (p en q) aangebracht worden, dan wordt aan de linkerkant (waar de cellen kleiner worden) deze hoeveelheid lucht of gas eerst gecomprimeerd en bij het bereiken van opening q naar buiten geperst. Zo ontstaat een pompwerking. Om een vloeistofringpomp te verkrijgen is het alleen nog nodig opening q van een zuigaansluiting te voorzien en opening p van een persaansluiting.

Dit type pomp wordt zelfstandig gebruikt als vloeistofringvacuüm, in tweetrapsuitvoering voor hoogvacuüm en in meertrapsuitvoering als vloeistofringcompressor tot drukken van 1100 kPa (11 bar).



**Figuur 130: a** Vloeistof in stilstand

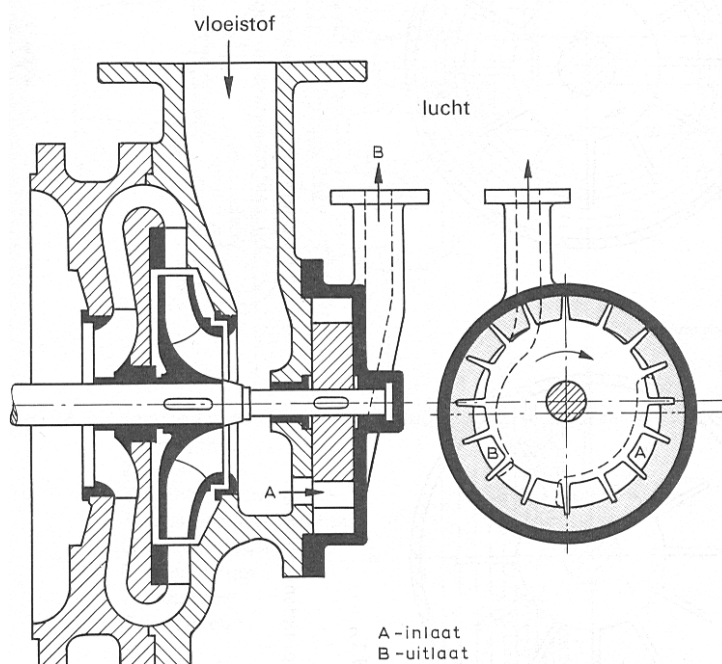
**b** Vorming van een vloeistofring tijdens bedrijf bij een concentrisch geplaatst schoepenwiel

**c** Vorming van een vloeistofring tijdens bedrijf bij een excentrisch geplaatst schoepenwiel

### 13.2.2 Toepassing in combinatie met een centrifugaalpomp

Figuur 131 toont een doorsnede van een meertrapscentrifugaalpomp die met een vloeistofringpomp wordt gecombineerd. De centrifugaalpomp is daardoor zelfaanzuigend geworden. De vloeistofringpomp zuigt de lucht uit de zuigleiding en de pomp. Door de gevormde onderdruk worden deze ruimten gevuld met vloeistof en kan de centrifugaalpomp werken. Op deze manier is het mogelijk een zuigleiding van 10 m bij een zuighoogte van 7 m binnen 30 seconden luchtledig te maken en de pomp in werking te stellen.

De lucht wordt afgevoerd via een afzonderlijke leiding die dikwijls op de persleiding wordt aangesloten.



**Figuur 131: langsdoorsnede van een centrifugaalpomp met een vloeistofringpomp op het einde van de as**

### 13.3 Zelfaanzuigende centrifugaalpomp met spiraalhuis

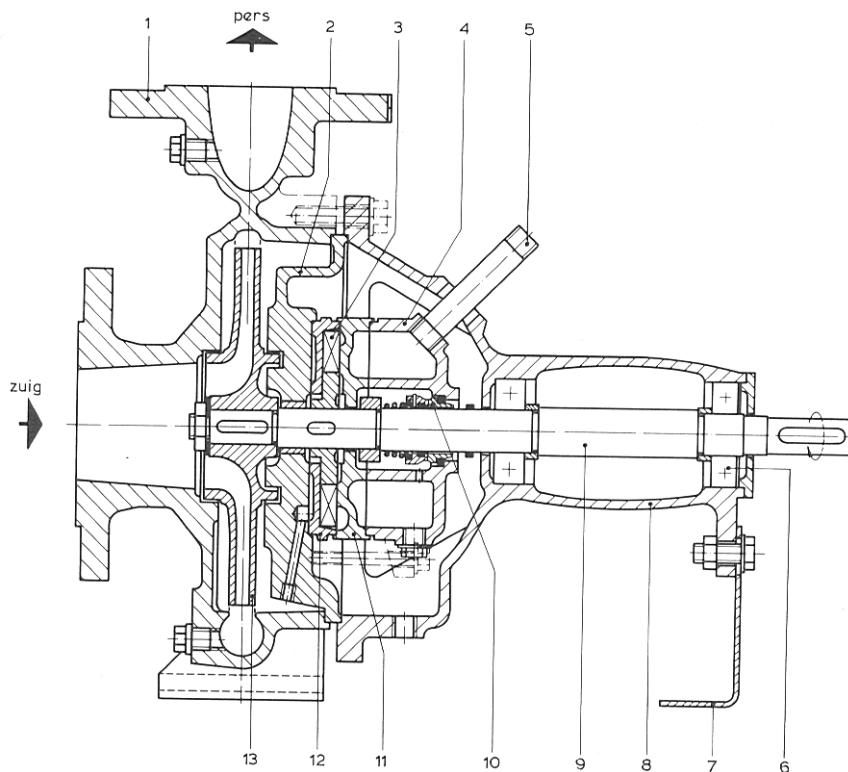
In figuur 132 wordt een centrifugaalpomp met een spiraalvormig huis van Sihi-Maters weergegeven. Om de pomp zelfaanzuigend te maken wordt deze gecombineerd met een vloeistofringpomp.

Ter bevordering van een regelmatige stroming naar de pomp wordt de zuigleiding iets boven de hartlijn gelegd (fig. 132).

De afvoer van de aangezogen lucht (of gas) naar buiten, naar het zuigreservoir of naar de persleiding vindt plaats via de leiding rechts in de figuur.

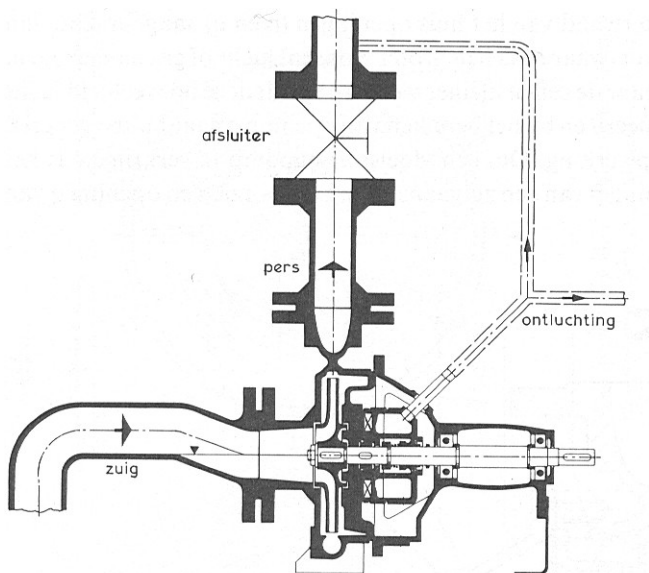
Enkele technische gegevens van deze pomp zijn:

- volumestroom: maximaal 300 m<sup>3</sup>/h
- opvoerhoogte: maximaal 90 m
- zuighoogte: maximaal 7 m



**Figuur 132: langsdoornede van een centrifugaalpomp met spiraalhuis van Sihi-Maters**

1.	pomphuis	GG 245
2.	deksel	GG 245
3.	luchtpompwaaier	SoMs, geperst
4.	huis voor asafdichting	GG 245
5.	ontluchtingsleiding	
6.	wentellager	
7.	steunvoet	Fe 365
8.	lagersteun	GG 245
9.	as	X 20 Cr 13
10.	glijringafdichting	
11.	tussenstuk	GG 245
12.	tussenstuk	GG 245
13.	waaier	GG 245 of G-CuSn 10



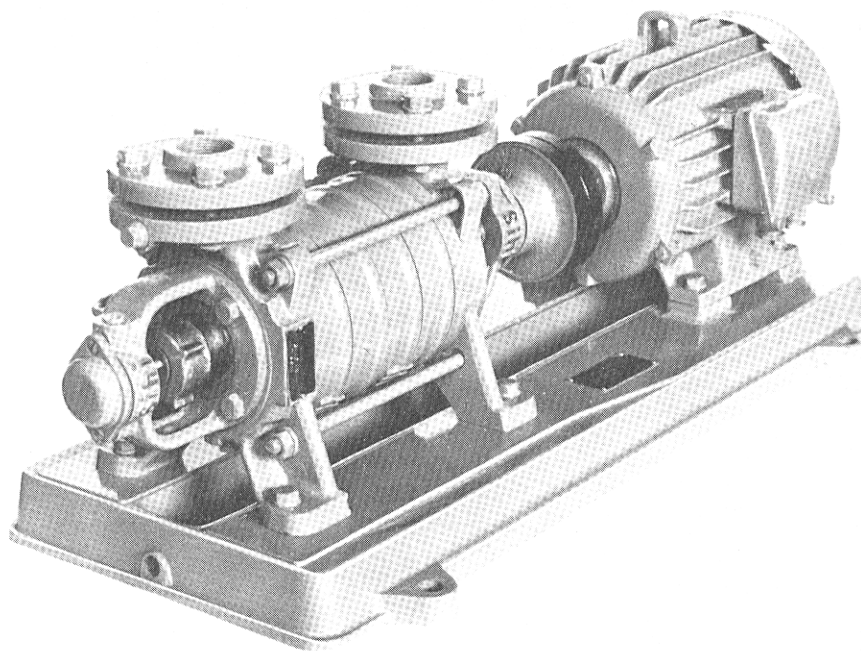
Figuur 133: schema van de pomp uit de vorige figuur

## 13.4 Zelfaanzuigende zijkanaalpomp

### 13.4.1 Ontwikkeling

Figuur 134 toont een viertrapszijkanaalpomp van Sihi. De ontwikkeling daarvan kan als volgt worden geschetst. In figuur 135 wordt schematisch een vloeistofringpomp met het werkingsprincipe getekend. In deze figuur is hetzelfde pomptype weergegeven, echter met de volgende verschillen:

- 1 de waaier is concentrisch in het huis opgesteld
- 2 de sikkelvormige cellen rond de naaf, die steeds van volume veranderen, worden vervangen door groeven (omloopkanalen) terzijde van het schoepenwiel aan de buitenomtrek van de pompruimte, een constructie waaruit de naam *zijkanaalpomp* is ontstaan



Figuur 134: zelfaanzuigende zijkanaalpomp van Sihi met elektromotor

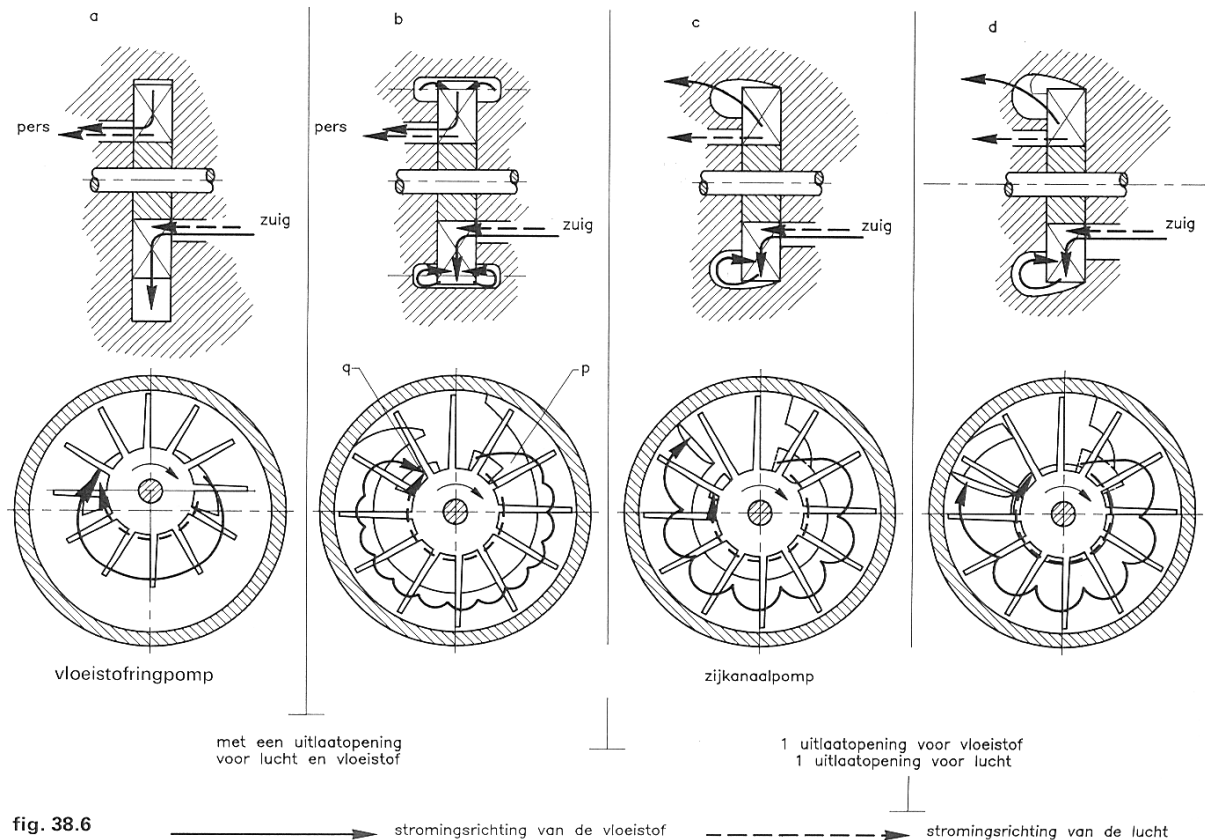


fig. 38.6

**Figuur 135: werkingsprincipe van een vloeistofringpomp**

Over het eerste deel van het omloopkanaal, waarbij de diepte van het kanaal toeneemt van 0-max, wordt via opening p een mengsel van vloeistof en lucht in de pompruimte gezogen. De vloeistof wordt door het roterende schoepenwiel tegen de wand van het huis geslingerd en de lucht verzamelt zich rond de wielnaaf. Aan de perskant wordt de vloeistof door de vorm en het ondieper worden van het omloopkanaal naar opening q gestuwd en weggeperst, waarbij ook de lucht wordt meegevoerd.

Het omloopkanaal veroorzaakt bij het verpompen van alleen vloeistof nog een bijzondere werking. De vloeistof wordt naar de buitenomtrek in het zijkanaal geslingerd en komt aan de binnenomtrek van het zijkanaal weer in het schoepenwiel. Op weg van zuig- naar persopening ondergaat de vloeistof dit proces nog een aantal malen, zoals in figuur 135 schematisch is weergegeven. Aan de vloeistof wordt daarbij door het schoepenwiel voortdurend nieuwe energie toegevoerd. Daardoor ontstaat bij dit soort pomp een zeer sterke drukverhoging, die een veelvoud bedraagt van die bij normale centrifugaalpomp met dezelfde omtreksnelheid van het schoepenwiel.

Bij het hier beschreven pomptype kunnen de zijkanalen of aan beide zijden van het schoepenwiel liggen of slechts aan één kant daarvan .

Hier komen vloeistof en lucht via een gemeenschappelijke zuigopening in de pompruimte. De vloeistof wordt buitenwaarts in het zijkanaal geslingerd en de lucht verzamelt zich bij een naaf van het schoepenwiel. Bij het verpompen van de vloeistof treedt weer de hiervoor genoemde drukverhoging op. De vloeistof aan het einde van het zijkanaal wordt niet opnieuw naar de naaf geleid. Daardoor is een dergelijke pomp zelfaanzuigend: de lucht moet door een afzonderlijke luchtpomp uit de cellen van het schoepenwiel worden afgezogen.

Het voordeel van deze uitvoering is evenwel dat de vloeistof niet nog eens terug de centrifugaalkracht in naar de wielnaaf moet worden teruggevoerd. Hiermee wordt een verbetering van het rendement verkregen.

Figuur 134 geeft een specifieke zijkanaalpomp weer met een speciale, aan het zijkanaal aansluitende ontluuchtingssector die de zelfaansluitende werking tot stand brengt. Vloeistof en lucht komen de pomp binnen via een gemeenschappelijke zuigopening. Het schoepenwiel slingert de vloeistof naar buiten in het zijkanaal en daar voltrekt zich de drukverhoging. De lucht verzamelt zich bij de naaf van het schoepenwiel. Aan het einde van het zijkanaal verlaat het grootste deel van de vloeistof deze ruimte. Slechts een kleine hoeveelheid wordt via de ontluuchtingssector naar de naaf gevoerd. Daar perst deze vloeistof de daar aanwezige lucht via een afzonderlijke opening naar buiten.

De voordelen van deze uitvoering zijn dat er een goed rendement wordt bereikt en dat, ondanks de eenvoudige constructie, een betrouwbare zelfaanzuigende werking wordt gewaarborgd.

### 13.4.2 Toepassingen

In tegenstelling tot een normale centrifugaalpomp kan de zelfaanzuigende zijkanaalpomp zowel vloeistof als gas of een mengsel van beide verpompen. Hij kan dus niet alleen zelf de zuigleiding ontluuchten, maar ook meegezogen gas of lucht verwerken. Een niet-zelfaanzuigende pomp zou in zo'n geval onherroepelijk afslaan.

De zelfaanzuigende zijkanaalpomp is dan ook het aangewezen werktuig voor het aanzuigen en verpompen van licht-viskeuze en vluchtige vloeistoffen, met name water, benzine, dieselolie, lichte stookolie, azijn, wijn, enz. tot een maximumviscositeit van  $77 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  en een maximumtemperatuur van  $105^\circ$ . Mocht zich in de zuigleiding wat damp vormen, dan worden de dampbellen met de vloeistof meegezogen en de pomp zal niet afslaan door de zo bekende vapour lock. Ook gashoudend bronwater kan zonder bezwaar worden verpompt. Kleine luchtplekken in de zuigleiding, die vooral in een lange leiding gemakkelijk ontstaan, zijn niet van invloed op de goede werking van de pomp, evenmin als luchtzakken in de zuigleiding. De pomp kan zelfs over een dijk zuigen. Al deze voordelen maken dit pomptype bijzonder geschikt voor toepassingen in automatische installaties. Met een zelfaanzuigende zijkanaalpomp kan de aangezogen lucht ook worden gecompriëerd. Deze eigenschap wordt bij hydrofoorinstallaties benut om het luchtkussen in de drukketel te vormen of aan te vullen, zodat hiervoor geen afzonderlijke compressor nodig is.

Voor het transport van agressieve vloeistoffen kunnen de pompen in een bronzen of roestvaststalen uitvoering worden geleverd.

Zelfaanzuigende zijkanaalpompen zijn leverbaar tot een volumestroom van ca.  $36 \text{ m}^3/\text{h}$  (= ca.  $600 \text{ l}/\text{min}$ ) bij een opvoerdruk van ca.  $2,5 \text{ MPa}$  (=  $25 \text{ bar}$ ). Ze zijn geschikt voor vrijwel alle vloeistoffen die geen vaste bestanddelen bevatten.

Door de gunstige eigenschappen als eenvoudig onderhoud, lange levensduur en uitstekende zelfaanzuigende werking is het toepassingsgebied van deze pompen zeer uitgebreid. Enkele voorbeelden zijn:

- automatische watervoorziening (hydrofoorinstallaties) van woonhuizen, boerderijen, bedrijven en schepen
- beregenings- en bevoeiingsinstallaties in land- en tuinbouw
- waterleidingbedrijven
- de zuivel- en voedingsmiddelenindustrie, de chemische en farmaceutische industrie, onder andere in speciale materiaaluitvoering
- ketelvoedingpomp in het ketelhuisbedrijf
- koelwaterpomp voor dieselmotoren
- koelwaterpomp, drinkwaterpomp, lens- en ballastpomp, dieseloliepomp, destillaatpomp, ketelvoedingpomp en brandbluspomp voor de scheepvaart
- verpompen van vluchtige vloeistoffen en vloeibare gassen
- bronbemaling



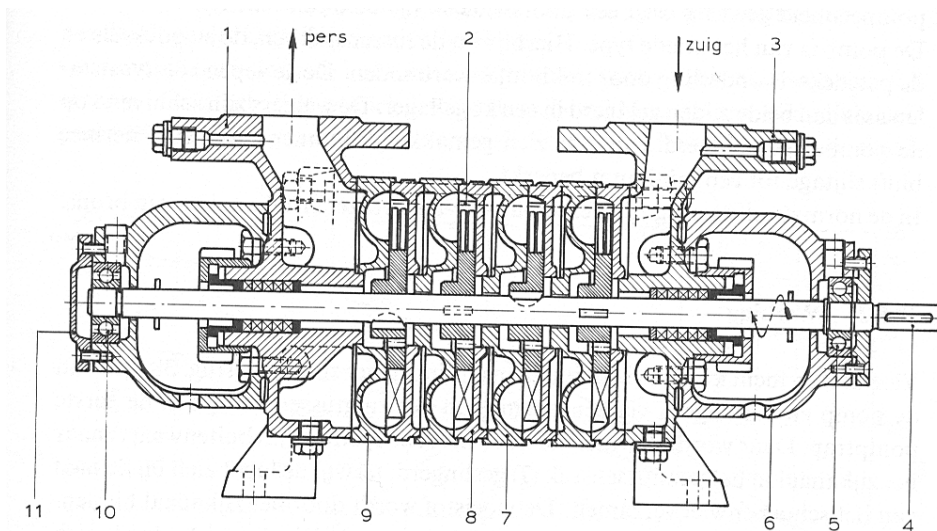
## 13.5 De Sihi-zijkanaalpomp

### 13.5.1 Constructie

Figuur 136 toont een viertrapszijkanaalpomp met elektromotor van Sihi. Van deze pompeenheid geeft figuur 136 een doorsnede en figuur 137 een schema.

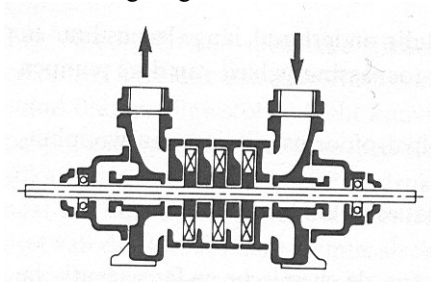
De pomp is van het gelede type. Hierbij worden de tussenstukken, de zuigdeksels en de persdeksels onderling door trekbouten verbonden. De geslepen, roestvast stalen as wordt aan beide zijden gelagerd in een kogellager. De waaiers worden schuivend op de pompas gemonteerd, zodat ze zich gemakkelijk kunnen instellen. Hiermee blijft slijtage tot een minimum beperkt.

In de normale uitvoering zijn deze pompen van gietijzer en de waaiers van brons.



**Figuur 136: langsdoorsnede van een zelfaanzuigende zijkanaalpomp**

1. persflens
2. waaier
3. zuigflens
4. as
5. kogellager
6. kogellagerschild
7. perstussenstuk
8. zuigtussenstuk
9. persdeksel
10. kogellager
11. kogellagerdeksel



**Figuur 137: schema van de pomp**

### 13.5.2 Werking

Vloeistof en lucht komen via de zuigaansluiting in het zuigdeksel (fig. 136) van de pomp en vervolgens via een opening in het zuigtussenstuk (8) in de eerste pomptrap. Daar wordt de vloeistof door het schoepenwiel (2) buitenwaarts naar het zijkanaal in het pers tussenstuk (7) geslingerd, terwijl de lucht zich bij de naaf van het schoepenwiel verzamelt. De vloeistof wordt door het zijkanaal binnenwaarts geleid en komt opnieuw in het schoepenwiel. Dit proces herhaalt zich meermalen, wat de bekende sterke drukverhoging tot gevolg heeft. Aan het einde van het zijkanaal verlaat het grootste deel van de vloeistof de eerste trap. Een kleine hoeveelheid vloeistof wordt echter via het aangrenzende ontluchtingsgedeelte naar de naaf van het schoepenwiel gevoerd en perst de daar aanwezige lucht door een aparte opening weg. In de volgende trappen wordt dit proces herhaald. Vanuit de vierde en laatste trap worden vloeistof en lucht naar de ruimte in het persdeksel (1) getransporteerd en verlaten daarna de pomp via de persaansluiting.

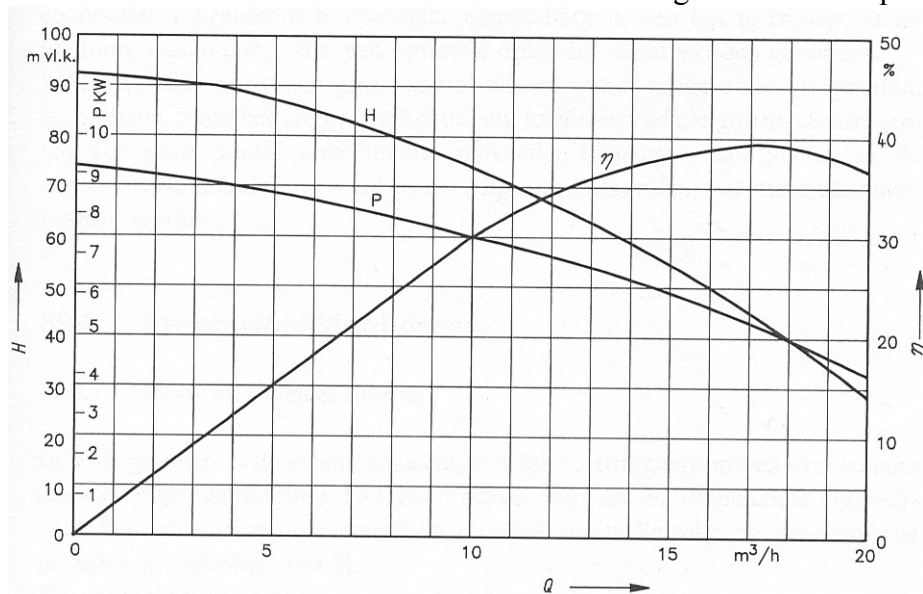
Aangezien bij een identieke uitvoering van de diverse trappen de per trap bereikte drukverhoging eveneens gelijk is, komt de persdruk van de pomp overeen met de drukverhoging per trap, vermenigvuldigd met het aantal trappen waaruit de pomp is opgebouwd.

Bij deze zelfaanzuigende pompen behoeft de zuigleiding niet vooraf met vloeistof te worden gevuld, waardoor een voetklep in de zuigleiding niet noodzakelijk is. Wel moet voor de eerste inbedrijfstelling de pomp zelf met vloeistof worden gevuld.

### 13.5.3 Karakteristiek

De grafiek volgens figuur 138 geeft de karakteristiek van een tweetrappspomp. Er is te zien dat de druk-hoeveelheidskromme (H) zeer stabiel verloopt, wat overigens bij alle zijkanaalpompen het geval is. Als gevolg van deze karakteristiek lenen de pompen zich bijzonder goed voor toepassing in automatische installaties die door drukregeling worden bediend.

Gewoonlijk heeft de druk-hoeveelheidskromme van een zijkanaalpomp een steil verloop. De afgebeelde grafiek heeft echter betrekking op een Sihi-zijkanaalpomp met zodanig gevormde schoepenwielen dat bij kleine capaciteit de maximale opvoerhoogte wordt gereduceerd. Dit heeft het voordeel dat ook het krachtverbruik in dat gebied wordt beperkt.



Figuur 138: karakteristiek van een zelfaanzuigende Sihi-zijkanaalpomp

Opmerkelijk is het verloop van de krachtverbruikskromme (P) die oploopt bij afnemende vloeistoflevering. Dit toenemende krachtverbruik is te verklaren, doordat bij een kleiner wordende hoeveelheid steeds vaker vloeistof uit een zijkanaal opnieuw in het schoepenrad komt. Daardoor stijgt enerzijds de druk, maar nemen anderzijds de verliezen toe.

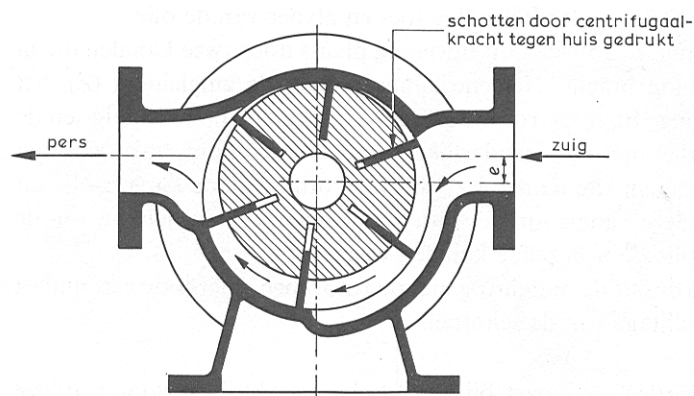
De rendementskromme ( $\eta$ ) heeft een steile top. Dit houdt in dat het gebied van het hoogste rendement nauw begrensd is. Voorbij het optimum zakt het rendement snel. De top van rendementskromme ligt, blijkens de grafiek, bij ongeveer 40%, wat voor zijkanaalpompen van deze capaciteit een gebruikelijke waarde is.

## 14 Vleugel- of schottenpomp

### 14.1 Principe

De vleugel- of schottenpomp heeft een rotor die excentrisch t.o.v. het hart van het pomphuis wordt geplaatst (fig. 139).

Aan de omtrek wordt de rotor voorzien van een (veelal oneven) aantal sleuven of groeven waarin schotten kunnen schuiven. Wanneer de rotor draait worden deze schotten onder invloed van de centrifugale kracht tegen de binnenkant van het pomphuis gedrukt. Daardoor ontstaan tussen de schotten afzonderlijke kamers die ten opzichte van elkaar afgedicht zijn. Ten gevolge van de excentriciteit  $e$  van de rotor t.o.v. het huis verandert tijdens het draaien elke kamer steeds van grootte. Neemt het volume toe, dan treedt drukverlaging op en wordt olie aangezogen; bij verkleining van het volume wordt de olie weg geperst.



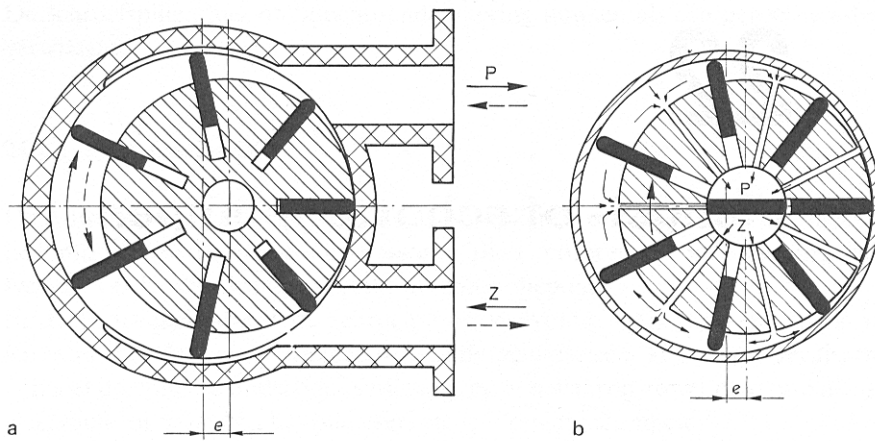
Figuur 139: principe van de vleugel-of schottenpomp

$e$  = excentriciteit van de rotor

### 14.2 Het regelen van de volumestroom

Is de excentriciteit niet veranderlijk dan is de levering constant. Bij hydraulische aandrijvingen wil men echter in veel gevallen de volumestroom kunnen regelen. Door de excentriciteit variabel te maken kan de levering geregeld en aangepast worden aan de behoefte. Volgens dit principe werken de Enor- en de Sturmpomp.

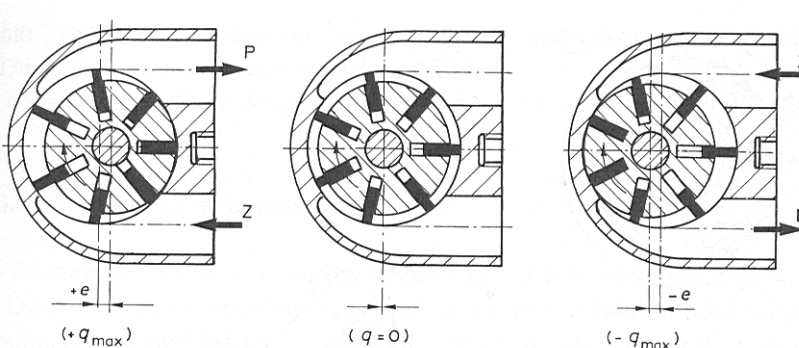
De Enorpomp (fig. 140a) heeft uitwendige toe- en afvoer van de olie. Bij de Sturmpomp (fig. 140b) heeft dit inwendig plaats door twee kanalen die in de vaste as worden aangebracht. Het ene kanaal vormt de zuigleiding (Z), het andere de persleiding (P). In de rotor bevinden zich kanalen die de zuig- en de persleiding verbinden met de veranderlijke kamers tussen pomphuis, schotten en rotor. Bij het draaien van de rotor zal bij vergroting van de kamers olie uit de zuigleiding via deze kanalen in de rotor toestromen. Bij verkleining van de kamers wordt de olie door dezelfde kanalen weggeperst. Bij de Sturmpomp draait de buitenring met de rotor mee. Hierdoor verminderen wrijving en slijtage van de schotten.



**Figuur 140: a Principe van de Enorpomp**  
**b Principe van de Sturmpomp**

P = persleiding  
 Z = zuigleiding  
 e = excentriciteit

Beide principes worden toegepast bij gereedschapswerktuigen voor traploze rotatiefrequentie- of snelheidsregeling, maar ook als de bewegingsrichting (bv bij schaafmachines) of de draairichting (bv draaimachines) van de hydromotor moet worden omgekeerd. De excentriciteit wordt dan *negatief* gemaakt t.o.v. de voorgaande stand, zodat de stromingsrichting van de olie tegengesteld wordt (fig. 141).



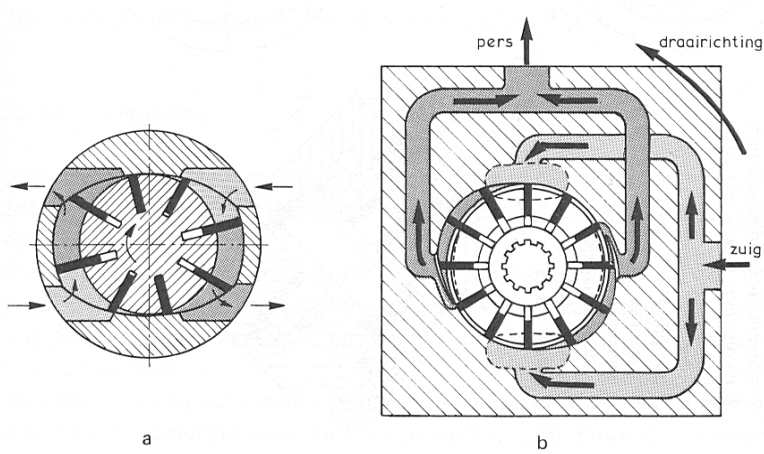
**Figuur 141: het omkeren van de stromingsrichting**

Voor hydraulische toepassingen worden deze pompen gemaakt voor volumestromen tot  $6\text{m}^3/\text{h}$  en drukken tot  $8\text{MPa}$  (80 bar).

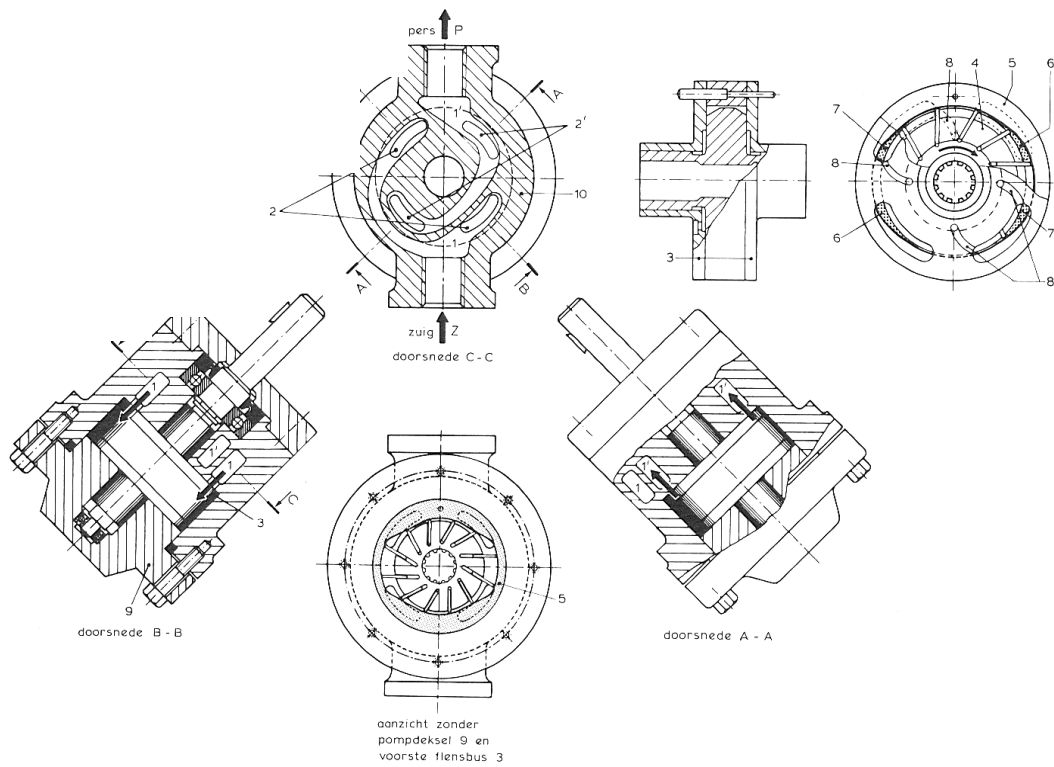
### 14.3 Vleugelpomp van Vickers

De vleugelpomp van Vickers wordt zo uitgevoerd dat er twee zuig- en persruimten zijn (fig. 142). Dit heeft het voordeel dat de persruimten tegenover elkaar liggen, zodat de lagring van de rotor met aandrijfas hydraulisch ontlast wordt. Deze uitvoering heeft geen verstelmogelijkheid.

De constructie van een vleugelpomp van Vickers wordt weergegeven in figuur 143.



**Figuur 142: principe vleugelpomp van Vickers**



**Figuur 143: constructietekening vleugelpomp van Vickers**

- 1 halvemaanvormig (zuig)kanaal
- 1' halvemaanvormig (pers)kanaal
- 2 niervormige (zuig)openingen
- 2' niervormige (pers)openingen
- 3 flensbus
- 4 rotor
- 5 pompring
- 6 zuigzones
- 7 perszones
- 8 omloopkanaaltjes
- 9 pompdeksel
- 10 pomphuis

## **14.4      *Stroming van de vloeistof***

Via de zuigaansluiting (Z) komt de vloeistof in het halvemaanvormige kanaal (1). Door twee niervormige openingen (2) in het huis (10) en in de flensbus (3) stroomt de vloeistof verder in de ruimten tussen de rotor (4) en de pompring (5). Door het draaien van de rotor, waarbij de vleugels de binnenomtrek van de pompring volgen, wordt telkens een volume vloeistof tussen twee vleugels over een hoek van 90° getransporteerd. Door de niervormige openingen (2') komt deze vloeistof in het halvemaanvormige kanaal (1') en wordt door de persaansluiting P weggeperst.

## **14.5      *Zuig- en perszone***

Als bij het draaien van de rotor (rechtsom) de ruimte tussen rotor (4) en pompring (5) groter wordt, wordt vloeistof aangezogen (6). Het wegpersen vindt plaats tijdens het kleiner worden van deze ruimte (7). Van de in totaal vier niervormige openingen in de flensbus (3) liggen de zuigopeningen (2) en de persopeningen (2') tegenover elkaar. Doordat er nu telkens twee zuig- en twee perszones diametraal tegenover elkaar liggen, wordt de pompas hydraulisch van inwendige dwarskrachten ontlast.

## **14.6      *Afdichting***

Nadat een bepaalde minimale rotatiefrequentie wordt overschreden, zorgt de centrifugale kracht voor het aanliggen van alle vleugels tegen de binnenzijde van de pompring (5). De druk in de perskamer (7) wordt via vier omloopkanaaltjes (8) ook uitgeoefend op de vlakken aan de aszijde van de vleugels. Die extra druk zorgt voor het nog beter aanliggen tegen de binnenzijde van de pompring (5), onafhankelijk van de bedrijfsdruk. De afdichting van de loopspleet aan de zijkanten van de vleugels wordt verkregen door de aandrukkracht van het pompdeksel (9). Door de montagevoorschriften in acht te nemen wordt bereikt dat de spleet niet te nauw (klemmen van de rotor) en niet te wijd (lekverliezen) ingesteld wordt.

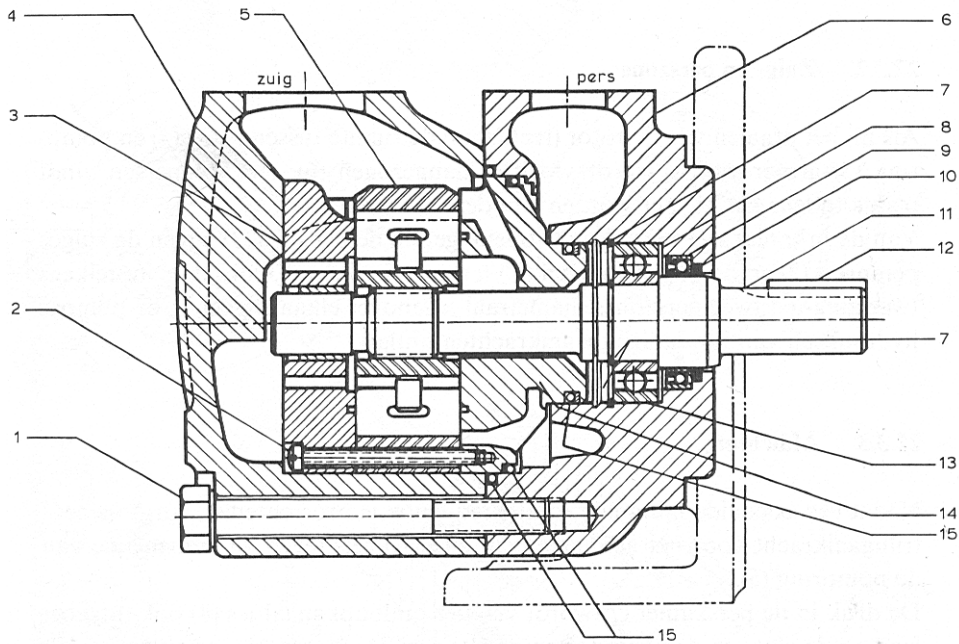
## **14.7      *Drukbereik en volumestroom***

Tijdens één omwenteling van de aandrijfas passeert elke vleugel twee zuig- en perszones. De kracht waarmee de vleugel naar buiten gedrukt wordt, wisselt hierbij zeer sterk. De maximumwaarden treden op bij het passeren van de zuigzones. De toelaatbaar geachte waarden van de hierbij optredende vlaktedruk worden bereikt bij een druk van 7 MPa (70 bar). Voor hogere drukken schakelt men twee pompen achter elkaar (zg. dubbelpompen), zodat een druk van 14 MPa (140 bar) bereikt kan worden.

Dit type pompen wordt gefabriceerd voor volumestromen van 3,3 tot 41,8 cm<sup>3</sup> per omwenteling, waarbij de rotatiefrequentie 1800 min<sup>-1</sup> mag bedragen.

## 14.8 Hogedrukpompen met intra-vleugel

Om hogere drukken te kunnen bereiken en ook om bij drukken hoger dan 7 MPa met één pomp te kunnen volstaan werd de hogedrukveugelpomp met intra-vleugel ontwikkeld (fig. 144). Deze pomp heeft hydraulisch ontlaste vleugels en is, mede hierdoor, geruisarm en geschikt voor drukken tot 17,5 MPa (175 bar). Dit type wordt gefabriceerd voor volumestromen van 40...350 cm<sup>3</sup> per omwenteling, waarbij de rotatiefrequentie maximaal 1800 min<sup>-1</sup> mag bedragen.



**Figuur 144: langsdoorsnede van een hogedrukpomp met intra-vleugels**

1. bout
2. schroef
3. drukplaat met lagerbus
4. deksel
5. pompring
6. pomphuis
7. verende opsluitring
8. opvulschijf
9. asdichting (simmering)
10. viltring
11. as
12. spie
13. kogellager
14. tegendrukplaat
15. O-ring



## 15 Windketels

### 15.1 Doel

Bij een enkelwerkende pomp zonder zuig- en perswindketel stroomt er uitsluitend gedurende de zuigslag vloeistof door de zuigleiding en gedurende de persslag door de persleiding.

Aangezien de plunjer bij het eerste deel van de persende slag een versnelde beweging heeft, moet ook de watermassa in de persleiding overeenkomstig met de plunjerversnelling worden versneld:

$$A_{pla} \cdot a_{plu} = A_{persl} \cdot a_{persl}$$

De plunjer moet de hiervoor nodige versnellingskracht leveren. De vloeistofmassa die versneld moet worden, kan men berekenen uit de totale lengte en de diameter van de persleiding. Wanneer de plunjerversnelling groot is, zal ook de druk nodig om de vloeistof te versnellen, groot zijn. Anders dan bij de zuigende slag kan de druk voor het versnellen van het perswater altijd door de plunjer worden geleverd. Het is echter niet economisch dergelijke grote drukken die aanleiding geven tot grote stangkrachten en slechts even optreden, toe te passen.

Om al deze ongewenste verschijnselen te voorkomen brengt men in de persleiding een elastisch of verend element (buffer) aan in de vorm van een perswindketel. De hierin aanwezige lucht wordt tijdens de persslag gecomprimeerd. De lucht expandeert weer tijdens de zuigslag, waarbij de vloeistof door de persleiding gestuwd wordt, zodat ook een gelijkmatigere stroming wordt verkregen.

Tijdens het laatste deel van de persende slag vertraagt de plunjerbeweging. Voor een behoorlijk blijvende constante tussen de bewegende waterkolom en de plunjer is het nodig dat ook de waterkolom wordt vertraagd. Dit kan alleen gebeuren door tegendruk bij de persopening en door de verschillende weerstanden.

Verder moet de druk in het water overal groter blijven dan de dampdruk  $p_d$ , anders breekt de waterkolom af en ontstaat bij latere vereniging waterslag. Breekt de kolom bij de plunjer af, dan kan de druk in de pompcilinder zo laag worden dat de zuigklep ontijdig opengaat en er gedurende de persende slag water wordt aangezogen.

Ook bij de zuigende slag moet de gehele massa in de zuigleiding overeenkomstig met de plunjerversnelling worden versneld:

$$A_{pla} \cdot a_{plu} = A_{zuigl} \cdot a_{zuigl} \quad a_{zuigl} = \frac{A_{plu}}{A_{zuigl}} \cdot a_{plu}$$

De benodigde versnellingskracht moet nu door de atmosferische druk worden geleverd. De grootte van deze druk is echter beperkt (normaal 100kPa).  
De beschikbare druk voor versnelling is hier maar een deel van:

$$p_{versn} = p_a - \rho \cdot g \cdot H_{z,ge} - p_{w,z} - p_d - p_{veil}$$

Hierin is:

$p_a$  = de atmosferische druk

$H_{z,ge}$  = de geodetische zuighoogte

$p_{w,z}$  = de aan zuigzijde optredende drukverliezen vanaf het zuigreservoir tot in de pompruimte (bij een pomp zonder zuigwindketel is het drukverlies op dat moment alleen de openingsweerstand van de zuigklep omdat de vloeistof in de leiding stilstaat)

$p_d$  = de dampspanning

$p_{veil}$  = een veiligheidsdruk omdat de atmosferische druk, de drukverliezen en de temperatuur van de vloeistof variaties vertonen en ook omdat de dampspanning niet te dicht mag benaderd worden in verband met de vorming van dampbellen

Volgens  $F = m \cdot a$  wordt nu:

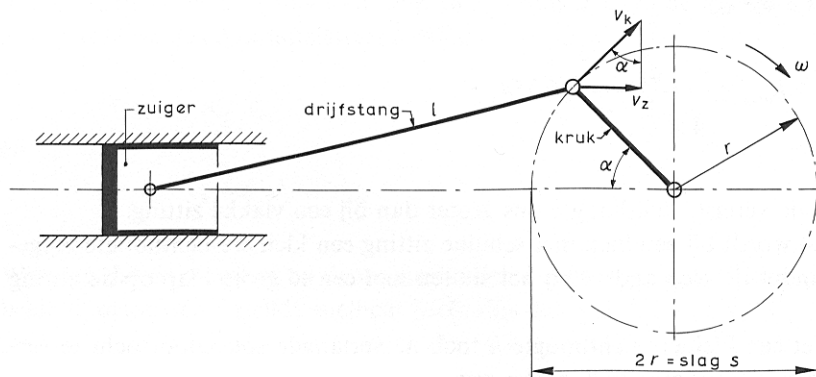
$$F_{zuigl} \cdot m_{zuigl} \cdot a_{zuigl}$$

en

$$a_{zuigl} = \frac{A_{plu}}{A_{zuigl}} \cdot a_{plu}$$

Voor een eindig lange drijfstang is  $a_{plu} = \omega^2 \cdot r(\cos \alpha + \lambda \cos 2\lambda)$  (fig. 145).

Voor  $\alpha = 0$  is  $a_{plu} = \omega^2 \cdot r(1 + \lambda)$



**Figuur 145: principe kruk-drijfstangmechanisme**

Volgens de kinematica is bij een kruk-drijfstangmechanisme met eindige drijfstang:

$$V_z \approx \omega \cdot r \left( \sin \alpha + \frac{1}{2} \lambda \cdot \sin 2\alpha \right)$$

$$a_z \approx \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

$$\lambda = \frac{\text{kruklengte}}{\text{drijfs tan glengte}} = \frac{r}{l}$$

Door substitutie in  $F_{zuigl} \cdot m_{zuigl} \cdot a_{zuigl}$  krijgt men dan:

$$p_{versn} \cdot A_{z1} = A_{z1} \cdot l_{z1} \cdot \rho \cdot \frac{A_{plu}}{A_{z1}} \cdot \omega^2 \cdot r(1 + \lambda)$$

en

$$p_{versn} = l_{z1} \cdot \rho \cdot \frac{A_{plu}}{A_{z1}} \cdot \omega^2 \cdot r(1 + \lambda)$$

Bij een gegeven zuighoogte  $H_{z,ge}$ , lengte van de zuigleiding  $l_{z1}$  en diameter van de zuigleiding  $d_{z1}$ , zal de hoeksnelheid  $\omega$  van de pomp een zekere waarde niet mogen overschrijden.

Gebeurt dit wel, dan zal de pomp niet goed functioneren omdat de vloeistof de plunjer niet kan volgen. Het kan dan gebeuren dat de vloeistofkolom, die wel versneld wordt maar niet met de vereiste versnelling, de plunjer inhaalt omdat de versnelling hiervan afneemt en later in een vertraging overgaat.

Als de vloeistofkolom de plunjer ontmoet (dit kan ook gebeuren als deze reeds van bewegingsrichting is omgekeerd), heeft er een hevige slag plaats, waardoor de druk in de cilinder zodanig kan toenemen dat de persklep voor een moment geopend wordt.

Dit zijn ongewenste verschijnselen waardoor breuk of beschadiging van essentiële pompdelen kan optreden, zodat ze vermeden moeten worden.

Om met een plunjer of zuigerpomp zonder zuigwindketel toch met een redelijke rotatiefrequentie te kunnen draaien moet men de volgende punten in acht nemen:

- 1 houd de zuighoogte zo klein mogelijk
- 2 houd de zuigleiding zo kort mogelijk; de te versnellen massa is dan klein
- 3 maak de diameter van de zuigleiding groot; de voor de vloeistof vereiste versnelling

wordt dan klein  $\left( a_{leid} = \frac{A_{pl}}{A_{z1}} \cdot a_{plu} \right)$ .

Als de pomp van een zuigwindketel voorzien wordt, dan wordt alleen de vloeistofkolom tussen de zuigwindketel en de pompruimte versneld en vertraagd. Een pomp opgebouwd uit een aantal cilinders is in dit opzicht veel gunstiger, omdat de levering gelijkmatiger is.

Het meest doelmatige is de windketels zo dicht mogelijk bij de pomp te plaatsen. De druk op de plunjer blijft dan tijdens de hele slag zo gelijkmatig mogelijk. Hoe groter de luchtinhoud van de windketels, des te geringer zullen de drukvariaties hierin zijn en des te beter wordt een gelijkmatige snelheid in de leidingen benaderd.

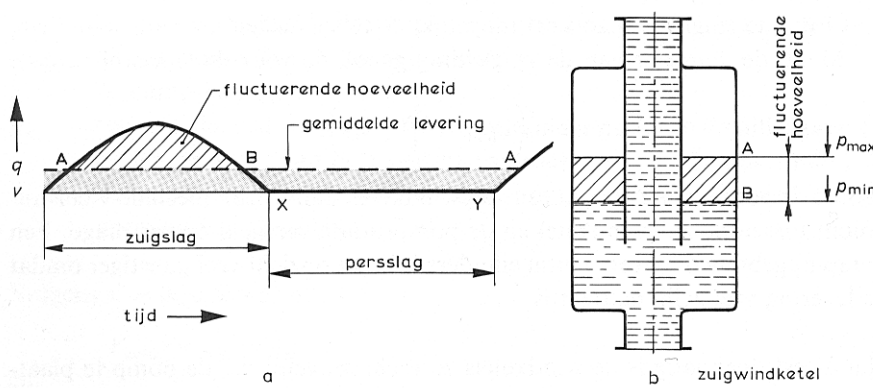
## 15.2 Werking

### 15.2.1 De zuigwindketel

Bij een enkelwerkende éencilinderzuiger- of plunjerpomp zonder zuigwindketel die door een kruk-drijfstaangmechanisme wordt aangedreven (fig. 146) is het verloop van de vloeistofsnelheid in de zuigleiding overeenkomstig de dikke getrokken lijn in figuur 146. Dit laat zich verklaren als men bedenkt dat de hoeveelheid vloeistof die op zeker moment door de zuigklep moet stromen, gelijk is aan de snelheid van de zuiger op datzelfde moment maal de oppervlakte van de zuiger.

Dus:

$$v_z \cdot A_z = v_k \cdot \sin \alpha \cdot A_z = \omega \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot A_z = cte \cdot \sin \alpha$$



**Figuur 146: waterlevering-tijddiagram van de zuigwindketel**

////// Deze oppervlakte stelt de hoeveelheid vloeistof voor die telkens in en uit de zuigwindketel stroomt; dit is de fluctuerende hoeveelheid

           Snelheidsverloop in de zuigleiding:

— — — — — Zonder zuigwindketel

— — — — — Met ideale zuigwindketel

Het verloop van de levering is dus een sinusoïde; tijdens de persslag is de snelheid in de zuigleiding nul. Vandaar is het verloop van de snelheid in de zuigleiding zeer onregelmatig. Door dichtbij de pompruimte een zuigwindketel aan te brengen kan men gedurende de gehele omwenteling een aanzienlijk gelijkmatiger snelheidsverloop in de zuigleiding bereiken, zelfs tijdens de persslag. We zullen nagaan hoe dit mogelijk is.

De oppervlakte van de sinusoïde stelt (op zekere schaal) het slagvolume voor.

Deze oppervlakte verdelen we over de gehele omwenteling; dit is het oppervlak onder de streeplijn. Over de periode van A tot B is er dan een tekort. De hoeveelheid die op elk moment de zuiger moet volgen wordt weergegeven door de sinusoïde: de hoeveelheid die door de zuigleiding stroomt, is gelijk aan de gemiddelde levering. Het tekort over de periode A tot B, voorgesteld door het gearceerde oppervlak, wordt dan vanuit de zuigwindketel naar de pompruimte geperst. Deze hoeveelheid stroomt niet direct door de zuigleiding omdat de druk op de vloeistof in het zuigreservoir een kolom met lengte van de zuigleiding moet versnellen, terwijl de luchtdruk in de zuigwindketel slechts het kleine stukje tussen de zuigwindketel en de pomp hoeft te versnellen. Daardoor wordt het drukevenwicht tussen de druk op het vloeistofniveau in het zuigreservoir en dat in de zuigwindketel verbroken. Gedurende de periode van B naar A wordt dit drukevenwicht hersteld. Het tekort stroomt dan naar de

windketel toe. Het tekort, dat steeds uit en weer in de windketel stroomt, wordt de fluctuerende hoeveelheid genoemd.

De onregelmatigheid van het stromen door de zuigleiding wordt bepaald door het drukverschil tussen  $p_{\max}$  en  $p_{\min}$  in de zuigwindketel. Hoe groter het luchtvolume in de windketel t.o.v. de fluctuerende hoeveelheid, des te gelijkmatiger de stroming.

Men brengt dit tot uitdrukking door de draad van oneenparigheid van de windketel:

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{\text{gem}}} = \frac{V_{\text{fluct}}}{V_{\text{gem}}}$$

Hierin is:

$V_{\max}$  = het maximumluchtvolume in de windketel

$V_{\min}$  = het minimumluchtvolume in de windketel

$V_{\text{gem}}$  = het gemiddelde volume in de windketel

$V_{\text{fluct}}$  = de fluctuerende hoeveelheid

Voor een enkelwerkende pomp is  $F_{\text{fluct}} = 0,55$  A.s, voor een dubbelwerkende is  $F_{\text{fluct}} = 0,21$  A.s. Voor  $\delta$  neemt men 0,01 tot 0,05, maar meestal 0,03 tot 0,05 zodat de maximum- en de

minimumdruk  $1\frac{1}{2}$  tot  $2\frac{1}{2}$  % afwijken van de gemiddelde druk in de windketel.

Bij meercilinderpompen is de graad van oneenparigheid in de levering zo gering dat de zuigwindketel achterwege kan worden gelaten. Zo is bijvoorbeeld bij een pomp opgebouwd uit drie enkelwerkende pompen in lijn onder  $120^\circ$  de fluctuerende hoeveelheid  $V_{\text{fluct}} = 0,009$  A.s.

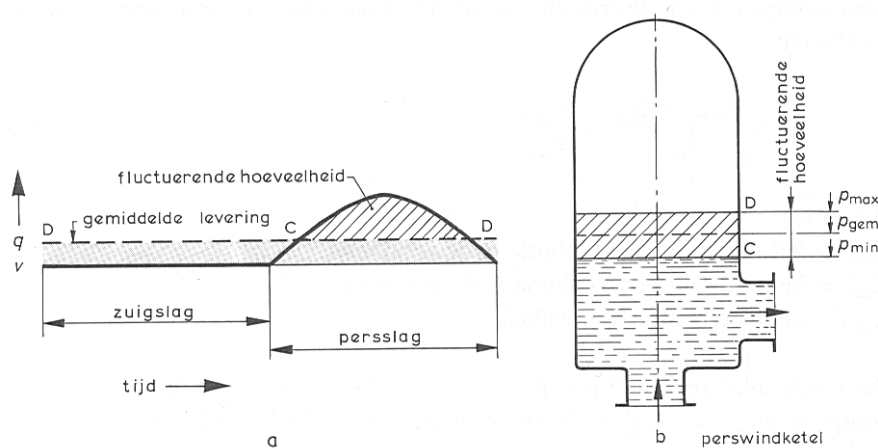
## 15.2.2 De perswindketel

Bij een enkelwerkende éencilinderpomp geldt voor de perswindketel hetzelfde als wat in de vorige paragraaf werd behandeld bij de werking van de zuigwindketel. Bij de persende slag moet bij een pomp zonder perswindketel de gehele vloeistofkolom in de persleiding worden

versneld overeenkomstig de zuigerversnelling  $\left( a_{pl} = \frac{A_z}{A_{pl}} \cdot a_z \right)$ .

Dit kan ongewenst grote krachten in het mechanisme tot gevolg hebben door de grote druk die hiervoor op de vloeistof in de pompruimte moet worden uitgeoefend.

Door het aanbrengen van een perswindketel (dichtbij de pompruimte) ontstaat een elastisch tussenstuk, een luchtkussen. Bij het toenemen van de druk is het gemakkelijker voor de vloeistof uit te wijken naar de perswindketel dan de zich ervoor bevindende vloeistofkolom te versnellen. De luchtdruk in de perswindketel neemt daardoor toe met een maximum in punt D (fig. 147). Van D naar C expandeert de lucht opnieuw, daarbij zorgend dat er ook gedurende de zuigslag vloeistof door de persleiding stroomt. Overigens geldt hetzelfde als bij de behandeling van de zuigwindketel werd vermeld.



**Figuur 147: waterlevering-tijddiagram van de perswindketel**

////// Deze oppervlakte stelt de hoeveelheid vloeistof voor die telkens in en uit de perswindketel stroomt; dit is de fluctuerende hoeveelheid

Snelheidsverloop in de perswindketel:

———— Zonder perswindketel

----- Met ideale perswindketel

### Plaats van de windketels

Het meest doelmatig is het zo dicht mogelijk plaatsen van de windketels bij de pomp, omdat de te versnellen massa's dan zo klein mogelijk zijn (en dus ook de benodigde drukverschillen). De druk op de plunjer blijft dan tijdens de gehele persende slag praktisch constant. Hoe groter men de luchtinhoud van de windketel maakt, hoe geringer de drukvariaties in de windketel zullen zijn en hoe beter een constante snelheid in de persleiding benaderd wordt.



er in de pompruimte een onderdruk ontstaan. Bij een op ‘goede’ hoogte (zie later) opgestelde pomp zal de vloeistof, onder invloed van de atmosferische druk die op het vloeistofniveau in het zuigreservoir staat, de zuigklep opendrukken en uit het zuigreservoir door de zuigleiding in het pomphuis stromen. Dit heet de zuigslag of zuigperiode. Aan het einde hiervan (dus als de zuiger zich in zijn uiterste rechterstand bevindt) sluit de zuigklep zich.

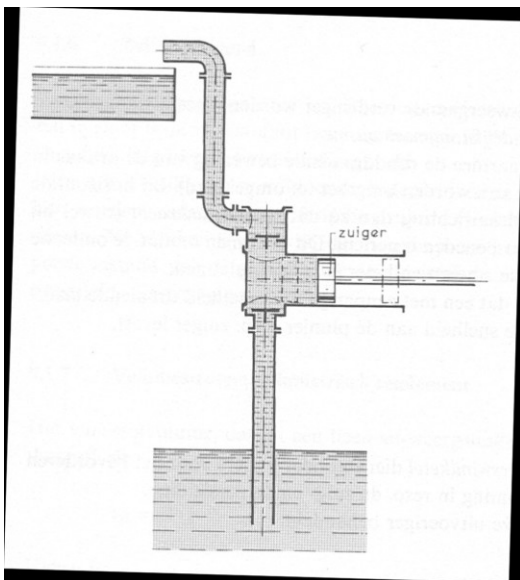
Bij beweging van de plunjer naar links neemt de druk in de pompruimte toe en ontstaat er een overdruk. Wordt de druk in de pompruimte groter dan de druk boven de persklep, dan zal deze opengaan en de vloeistof gelegenheid geven door de persleiding weg te stromen. Dit is de persslag of persperiode. Aan het einde hiervan gaat de persklep dicht. Als de plunjer dan weer naar rechts gaat, wordt de cyclus herhaald.

De pomp zal alleen gedurende de persslag vloeistof leveren, de levering zal daarom zeer onregelmatig zijn. Een regelmatigere opbrengst geeft een dubbelwerkende pomp.

In plaats van een plunjer kan ook een zuiger worden toegepast. Dit is een cilindrische schijf die op de zuigerstang wordt bevestigd (fig. 149).

De zuiger moet over een afstand die, i.v.m. de dikte van de zuiger, wat meer is dan de slaglengte van de pomp, nauwkeurig in de cilinder passen. De afdichting wordt hier op de omtrek van de zuiger aangebracht, bv. in de vorm van zuigerveren.

Men kan ook zeggen: bij plunjerpompen staat de afdichting stil (pakkingbus) en bij zuigerpompen beweegt de afdichting omdat deze in de zuiger zit.



**Figuur 149: schema van een horizontale enkelwerkende zuigerpomp**

### **16.1.2 Aandrijving**

Pompen met een heen en weergaande verdringer worden meestal aangedreven met behulp van een kurk-drijfslagmechanisme.

Dit is een mechanisme waarmee de ronddraaiende beweging van de krukas in een rechtlijnige beweging kan worden omgezet of omgekeerd. Bij horizontale opstelling kiest men de draairichting zo dat de leibaankracht (zowel bij zuigen als bij persen) naar beneden is gericht. Dit doet men omdat de onderste leibaan gemakkelijker te smeren en beter te ondersteunen is. Opgemerkt moet worden dat een met eenparige hoeksnelheid draaiende krukas een zeer ongelijkmatige snelheid aan de plunjer resp. zuiger levert.



## Snuifklepje

In de zuigwindketel heerst een lage druk. Daardoor scheidt zich uit het aangezogen water lucht af die zich in de zuigwindketel verzamelt. Bij een eventueel teveel aan lucht wordt deze door het water meegenomen naar de pompruimte. Tijdens de persslag ontwijkt deze lucht in de perswindketel. Naarmate water onder hogere druk komt, kan er zich meer lucht in oplossen. Hierdoor bestaat het gevaar dat de luchthoud van de perswindketel vermindert omdat het water, dat even tevoren onder een lage druk stond, gemakkelijk lucht uit de perswindketel zal opnemen. Om dit te voorkomen laat men via het snuifklepje de pomp tijdens de zuigende slag een hoeveelheid lucht aanzuigen die tijdens de persslag naar de perswindketel ontwijkt.

### 16.1.3 Zuigkorf en voetklep

Aan het uiteinde van de zuigleiding dat zich in het zuigreservoir bevindt, wordt meestal een zuigkorf bevestigd die de eventuele verontreinigingen in het water moet tegenhouden. Soms voorziet men de zuigleiding nog van een voetklep die moet beletten dat het water uit de zuigleiding en de pomp terugstroomt als de pomp niet in werking is.

### 16.1.4 Volumestroom en volumetrisch rendement

Het vloeistofvolume dat bij een heen en weergaande slag wordt verplaatst, is theoretisch:

$$V_{th} = A \cdot s$$

Hierin is:

$V_{th}$  = het theoretisch verplaatste vloeistofvolume

$A$  = de oppervlakte van de plunjer of zuiger

$s$  = de slaglengte

Onder de volumestroom of opbrengst  $q$  verstaat men het verplaatste volume per tijdseenheid. Wordt de plunjer of zuiger door een kruk-drijfstaangmechanisme bewogen waarvan de kruk een rotatiefrequentie  $n$  heeft, dan is de theoretische opbrengst:

$$q_{th} = V_{th} \cdot n$$

$$q_{th} = A \cdot s \cdot n$$

Hierin is:

$q_{th}$  = de theoretische opbrengst

$n$  = de rotatiefrequentie van het kruk-drijfstaangmechanisme

De werkelijke of effectieve opbrengst  $q_e$  is, ten gevolge van verliezen, kleiner dan de theoretische opbrengst. De verhouding van  $q_e$  tot  $q_{th}$  noemt men het volumetrische rendement:

$$\eta_{vol} = \frac{q_e}{q_{th}}$$

en

$$q_e = \eta_{vol} \cdot q_{th}$$

De kleinere opbrengst kan verschillende oorzaken hebben, maar is voornamelijk toe te schrijven aan lekkages:

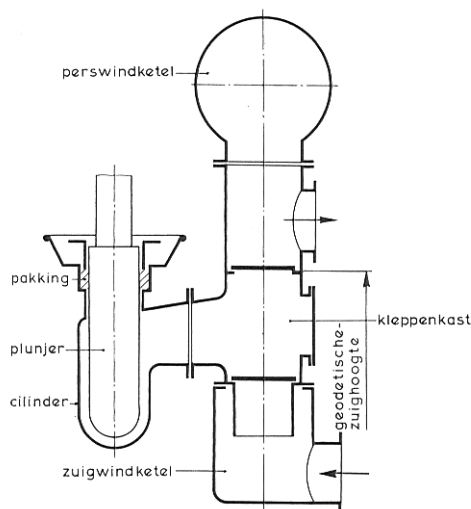
- 1 Lekkage van de persklep. Sluit de persklep niet zuiver, dan zal tijdens de zuigende slag enige vloeistof uit de persleiding naar de pompruimte terugvloeien.
- 2 Lekkage van de zuigklep. Omgekeerd aan lekkage van de persklep.
- 3 Vertraging in het sluiten van de kleppen. Bij het omkeren van de plunjerbeweging zijn de kleppen nog niet helemaal gesloten, hierdoor krijgt de vloeistof gelegenheid om gedeeltelijk terug te stromen.
- 4 Lek in de leidingen. Is de zuigleiding lek, dan zuigt de pomp een mengsel van vloeistof en lucht aan. De lekkage is door de heersende onderdruk in de leiding naar binnen gericht. Daardoor worden lekken in de zuigleiding niet snel opgemerkt. Bij een lek in de persleiding treden lekken naar buiten toe op. Dit wordt dan ook gemakkelijker opgemerkt.
- 5 Lekkage bij de pakkingbussen en/of zuigerveren. Deze is vergelijkbaar met de onder punt 4 genoemde lekkages: tijdens het persen treedt vloeistof naar buiten en tijdens het zuigen dringt lucht naar binnen. Deze lucht zet in de pompruimte uit, de druk vermindert tot de zuigdruk die kleiner is dan de atmosferische druk en hierdoor vermindert de aangezogen hoeveelheid vloeistof.
- 6 De vloeistof zelf bevat lucht. Hierdoor wordt niet uitsluitend vloeistof aangezogen.

Op de verliezen onder 3 en 6 kan men geen invloed op uitoefenen. De overige verliezen kunnen beperkt worden door goede montage en regelmatig onderhoud.

Het volumetrische rendement  $\eta_{vol}$  bedraagt bij kleine pompen 0,85 en minder; bij grote, goed afgewerkte pompen is  $\eta_{vol} = 0,9$  tot 0,95, in enkele gevallen zelfs 0,98.

### 16.1.5 Verticale enkelwerkende plunjerpomp

In figuur 150 wordt een verticale enkelwerkende pomp schematisch afgebeeld. De plunjer beweegt in een afzonderlijke cilinder die met wijde pijpverbinding wordt aangesloten op de kleppenkast. De pakkingbus kan gemakkelijk onder de vloeistof gezet worden om het binnendringen van lucht te voorkomen. De pomp is voorzien van windketels.

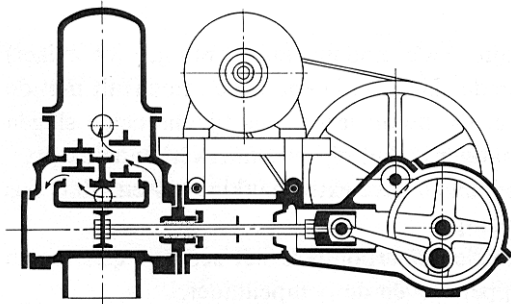


**Figuur 150: schema van een verticale enkelwerkende plunjerpomp met zuig- en perswindketel**

## 16.2 Dubbelwerkende pompen

### 16.2.1 Bouw en werking

Bij een dubbelwerkende pomp zijn beide einden van de plunjer of zuiger werkzaam en wel zo dat de zuigende slag van de ene zijde samenvalt met de persende slag van de andere. De pomp levert dus tijdens beide slagen vloeistof, zodat de levering regelmatiger is dan bij een enkelwerkende pomp. De pomp heeft een dubbel stel kleppen en twee extra pakkingbussen: hij is dus duurder dan een enkelwerkende pomp. Van een horizontale dubbelwerkende zuigerpomp wordt het schema gegeven in figuur 151. Bij dit type liggen alle kleppen boven de pompcilinder.



Figuur 151: schema van een dubbelwerkende zuigerpomp

### 16.2.2 Volumestroom

Ten gevolge van de aanwezigheid van de zuigerstang is de opbrengst van de rechterzijde kleiner dan die van de linkerzijde.

Is  $A_z$  de zuigeroppervlakte en  $A_s$  de oppervlakte van de doorsnede van de zuigerstang, dan wordt bij de beweging naar rechts van de zuigerstang over de slaglengte  $s$  een volume water aangezogen van:

$$V_1 = A_z \cdot s$$

Bij de teruggaande slag bedraagt het volume:

$$V_2 = (A_z - A_s) \cdot s$$

Bij een rotatiefrequentie  $n$  van de krukas is de opbrengst dus:

$$q_{th} = (V_1 - V_2) \cdot n$$

$$q_{th} = (2A_1 - A_2) \cdot s \cdot n$$

Ten gevolge van het verschil in werkzame zuigeroppervlakte is de benodigde kracht in de zuigerstang bij de in- en uitgaande slag verschillend.

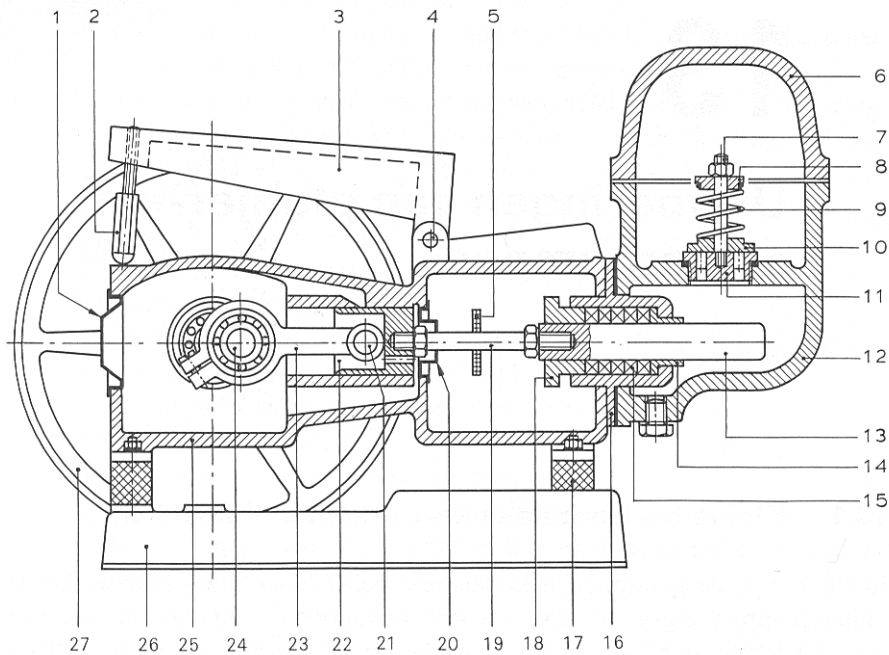
Opmerking:

Grote dubbelwerkende plunjer- en zuigerpompen, zoals in figuur 151, werden vroeger veel gebruikt in waterleidingbedrijven. Tegenwoordig gebruikt men voor dit doel meestal centrifugaalpompen, zodat dubbelwerkende zuigerpompen niet vaak meer vervaardigd worden.

## 16.3 Uitvoeringen van plunjerpompen

### 16.3.1 Kleine horizontale enkelwerkende plunjerpomp

In figuur 152 wordt de langsdoorsnede van een kleine, horizontale enkelwerkende plunjerpomp weergegeven. Deze wordt vervaardigd voor capaciteiten van 0,3 tot 1 m<sup>3</sup> per uur bij een manometrische opvoerdruk van 10 tot 20 bar (= 1000 tot 2000 kPa = 1 tot 2 MPa). De rotatiefrequentie van de krukas en dus ook het aantal slagen van de pomp is circa 310 tot 340 per minuut. De pomp is bij uiterst geschikt als voedingspomp voor kleine stoomketels.



**Figuur 152:** langsdoorsnede van een kleine horizontale enkelwerkende plunjerpomp

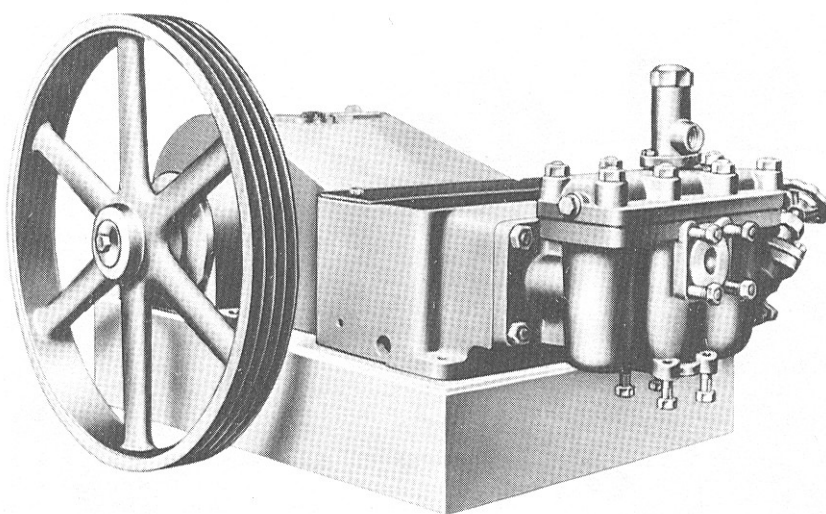
- 1 groot carterdeksel
- 2 motorwip stelbout
- 3 motorwip
- 4 pen voor motorwip
- 5 spatschijf
- 6 perswindketel
- 7 klepbout
- 8 veerplaat
- 9 klepveer
- 10 klep
- 11 klepzitting
- 12 pomphuis
- 13 plunjer
- 14 grondring
- 15 pakking
- 16 pakkingbus
- 17 veerrubber
- 18 pakkingdrukker
- 19 plunjerstang
- 20 klein carterdeksel
- 21 kruiskop-pen
- 22 kruiskop
- 23 drijfstang
- 24 krukpen van krukas
- 25 carter
- 26 fundatieplaat
- 27 grote snaarschijf

### 16.3.2 Constructie

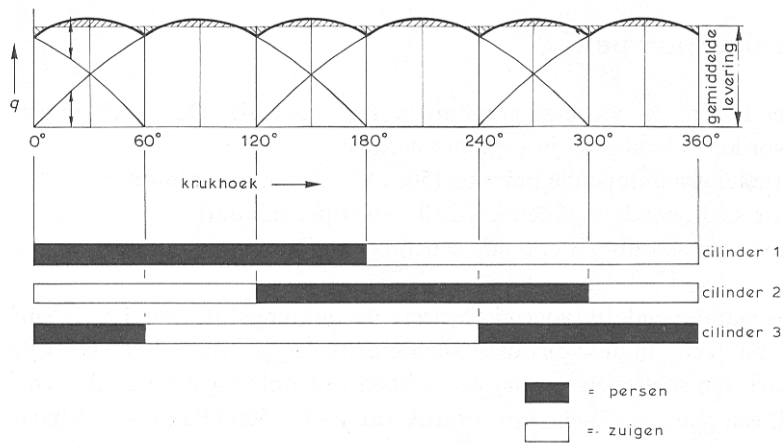
De aandrijving van het kruk-drijfstaangmechanisme waarmee de plunjerbeweging wordt verkregen, kan gebeuren door een elektromotor. Deze moet dan boven de pomp op een verstelbare motorwip (3) worden geplaatst. De krukas (24) loopt op kogellagers in een gesloten oliebad. De plunjer (13) is van slijtvast gepolijst, roestvast chroomstaal vervaardigd. De pakkingbus (16) is van buitenaf zeer goed toegankelijk en gemakkelijk na te stellen respectievelijk te verpakken. De spatring (5) moet voorkomen dat eventueel lekwater via de plunjerstang in het carter terechtkomt. De klepzittingen (11) zijn van brons, terwijl de kleppen (10) van geslepen en gelept roestvast staal zijn. Carter (25), pomphuis (12), fundatieplaat (26), windketel (6), pakkingbus (16) en kruiskop (22) worden van gietijzer vervaardigd.

### 16.3.3 Enkelwerkende driecilinderplunjerpomp

Figuur 153 toont een enkelwerkende driecilinderplunjerpomp van KSB met krukken onder een hoek van  $120^\circ$ . Figuur 154 geeft het leveringsverloop van deze pomp. Bij dit type pomp zijn er momenten waarop één plunjer perst en de beide andere zuigen en momenten dat het omgekeerde het geval is. Wanneer twee plunjers tegelijk zuigen of persen, moeten de leveringen gesommeerd worden om de totale hoeveelheid te kennen die op zo'n tijdstip door de zuig- of persleiding van of naar de pomp stroomt. Het is duidelijk dat de levering van zo'n pomp zeer gelijkmatig is.



**Figuur 153: enkelwerkende driecilinderplunjerpomp van KSB**



**Figuur 154: verloop van de levering van de pompen van de vorige figuur**

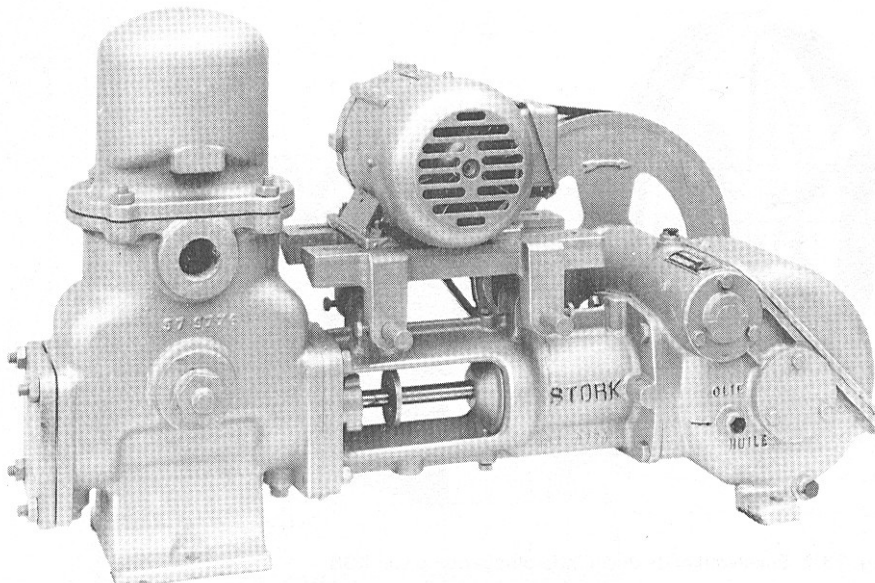
Deze pompen worden gebruikt voor algemene watervoorziening, ketelvoeding en als condensaat-inspuitpomp voor relatief kleine volumestromen (tot circa 16 m<sup>3</sup> per uur) en grote opvoerdrukken van 16 tot 64 bar (= 1,6 tot 6,4 MPa). De rotatiefrequentie van de pomp varieert van ca. 430 tot 725 per minuut.

## 16.4 Uitvoeringen van de zuigerpompen

Zeer bekend zijn de Stork-zuigerpompen (fig. 155). Ze worden vervaardigd in twee uitvoeringen:

- een serie langzaam lopende pompen (50 tot 120 slagen per minuut)
- een serie snellopende pompen (ca. 280 slagen per minuut)

Het zijn horizontale, dubbelwerkende éencilinderzuigerpompen.



**Figuur 155: zuigerpomp van Stork**

Bij de langzaam lopende uitvoering varieert de opbrengst  $q_e$  van 1,8 tot 65 m<sup>3</sup> per uur bij een manometrische opvoerdruk  $p_{\text{man}}$  van 300 tot 600 kPa (= 3 tot 6 bar). De snellopende pompen hebben een opbrengst van 1,2 tot 5 m<sup>3</sup> per uur bij een manometrische opvoerdruk van 400 tot 500 kPa (= 4 tot 5 bar).

## 16.4.1 Constructie

De constructie van beide uitvoeringen van deze zuigerpompen is voor een belangrijk gedeelte gelijk.

Het pompblok (7) wordt van gietijzer vervaardigd en voorzien van een opgebouwde perswindketel (1). Op verzoek kan ook een zuigwindketel worden geleverd die dan zo dicht mogelijk bij de pomp in de zuigleiding moet worden aangebracht.

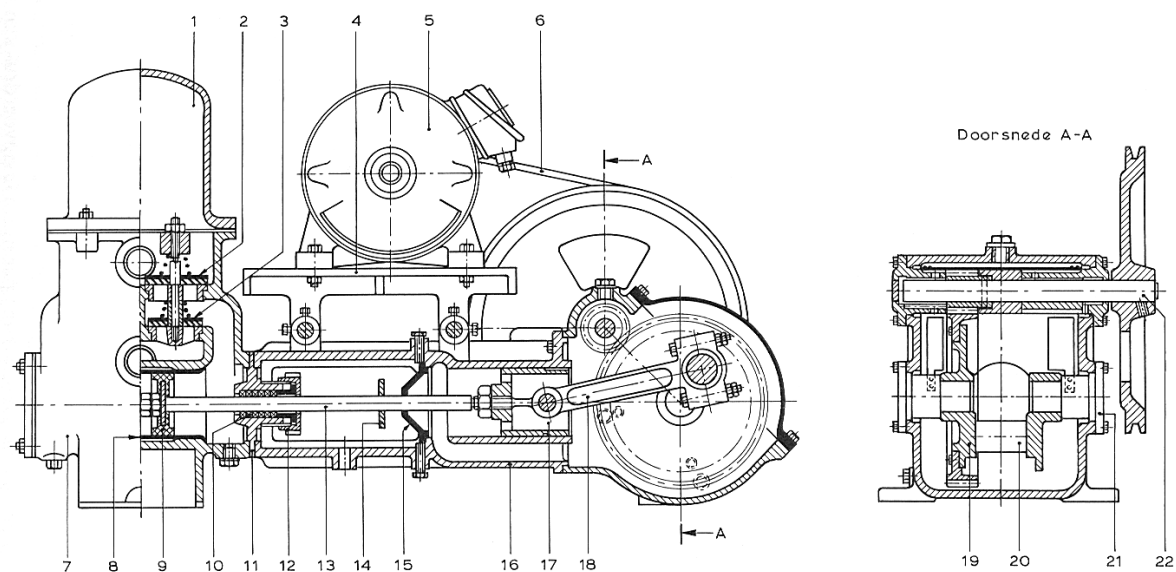
De pompen hebben twee pers- (2) en twee zuigkleppen (3) die boven de zuiger zijn geplaatst, zodat deze nooit kan drooglopen. Gewoonlijk zijn het vlakke kleppen van rubber.

Klepzittingen, -bouten, -veren en -geleiders zijn van brons.

De zuiger (9), uitgevoerd met lederen, rubber of kunststof manchetten, beweegt in een messing of bronzen cilindervoering (8).

De zuigerstang (13) wordt vervaardigd van roestvast staal met een hoge slijtweerstand, waardoor roestaanslag wordt vermeden en een goede afdichting van de pakkingbus wordt gewaarborgd. De pakkingringen worden aangedrukt door een centrale pakkingbusmoer (12) met drukstuk. Deze moer is gemakkelijk bereikbaar door ruime lantaarngaten in het pompframe (16).

Daarin worden de leibaan voor geleiding van het kruishoofd (17) en het oliecarter voor de tandwieloverbrengingen (19) met het kruk-drijfmechanisme ondergebracht. Bij de grotere typen wordt de tandwieloverbrenging dubbel uitgevoerd. De tandwielen zijn van schroefvertanding voorzien, wat (mede dankzij het draaien in een gesloten oliebad) een zeer soepele en geruisarme werking geeft. Alle bewegende delen met inbegrip van lagers, leibaan en kruishoofd worden automatisch gesmeerd. De grote spatring (14) op de zuigerstang voorkomt het binnendringen van water via deze zuigerstang in het carter.



**Figuur 156: langsdoorsnede van de dubbelwerkende éencilinderzuigerpomp van de vorige figuur**

- 1 perswindketel
- 2 persklep
- 3 zuigklep
- 4 spanslede
- 5 elektromotor
- 6 snaaroverbrenging
- 7 pompblok
- 8 cilindervoering
- 9 zuiger
- 10 pakking
- 11 pakkingbus

- 12 pakkingbusmoer
- 13 zuigerstang
- 14 spatring
- 15 oliering
- 16 pompframe
- 17 kruishoofd
- 18 drijfstang
- 19 tandwieloverbrenging
- 20 krukas
- 21 kruktaf
- 22 aandrijftras

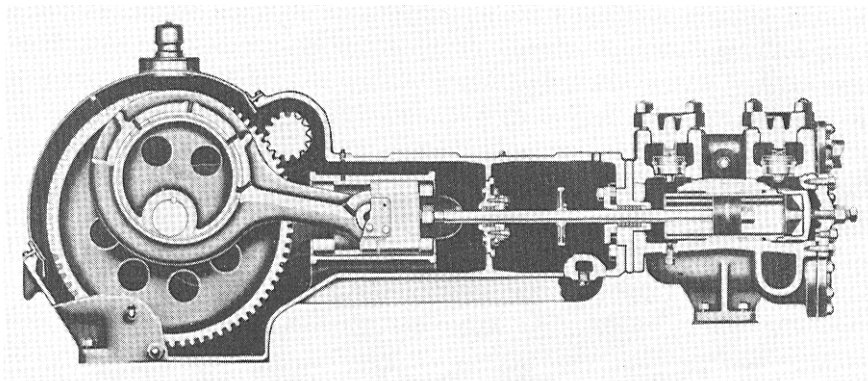
### 16.4.2 Aandrijving

De aandrijving door een elektromotor (5) gebeurt normaal met behulp van V-snaren en snaarschijven (fig. 156). Op het pompframe zijn verstelbare spansleden aangebracht, zodat motoren met verschillende afmetingen kunnen worden gemonteerd.

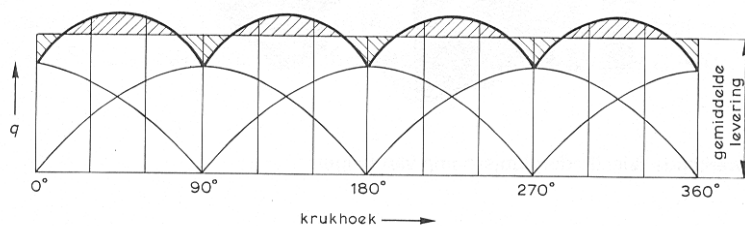
### 16.4.3 Dubbelwerkende tweecilinderzuigerpomp

Figuur 157 toont een dubbelwerkende tweecilinderzuigerpomp met krukken onder een hoek van 90°. Het leveringsverloop van deze pomp wordt in figuur 158 weergegeven. De pompen worden gebruikt voor het transporteren van oliën, in de mijnbouw, en bij vele andere industriële en algemene installaties van watervoorziening.

Zoals uit figuur 158 blijkt hebben ze een minder regelmatige levering dan een enkelwerkende driebcilinderplunjerpomp. Ze worden vervaardigd voor volumestromen van ca. 8 tot 96 m<sup>3</sup> per uur. De opvoerdrukken van deze pompen variëren van ca. 1,7 tot 16,5 MPa (= 17 tot 165 bar). De toegepaste rotatiefrequenties bedragen ca. 57 tot 110 per minuut.



**Figuur 157:** langsdoorsnede van een dubbelwerkende zuigerpomp van Gardver-Denver



**Figuur 158:** verloop van de levering van de pomp uit de vorige figuur

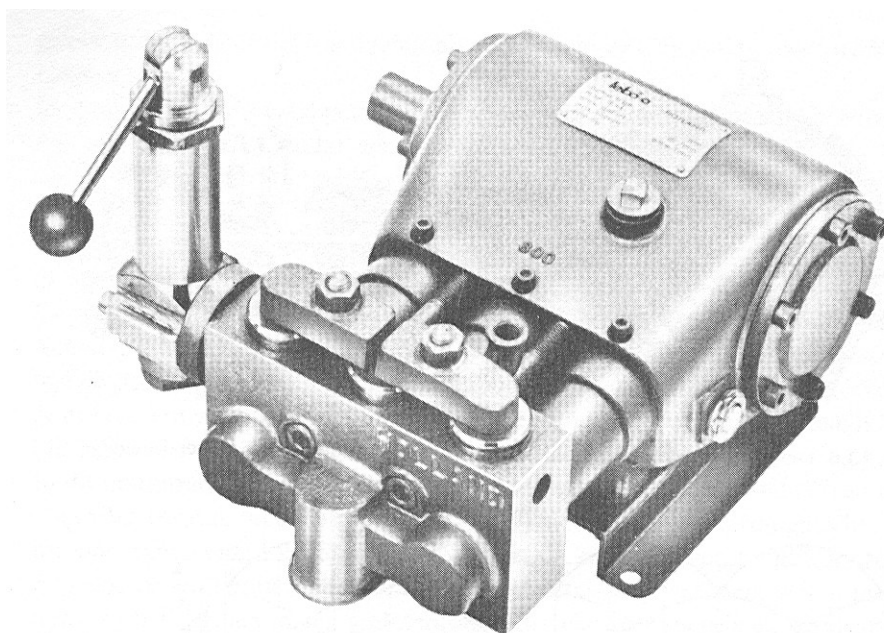


#### 16.4.4 De Pelgerpomp

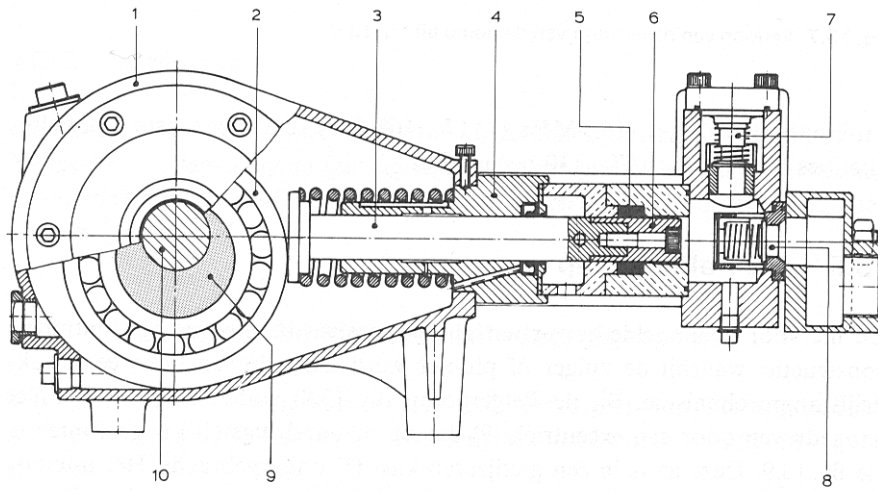
De hiervoor behandelde zuiger- en plunjerpompen bezaten een conventionele constructie, waarbij de zuiger of plunjer werd aangedreven door een kruk-drijfstaangmechanisme. Bij de Pelgerpomp (fig. 159) wordt de plunjer direct aangedreven door een excentriek (9) dat op de aandrijf-as (10) wordt gemonteerd (fig. 160). Deze as wordt in een gietijzeren kast (1) ondergebracht. Het uiteinde van de plunjerstang (3) is van een geharde stalen drukplaat voorzien. Om de wrijving op de drukplaat te elimineren wordt op het excentriek een groefkogellager (2) aangebracht.

Bij het draaien van de as met het excentriek rolt de buitenring van de groefkogellager (2) over de drukplaat en wordt de plunjer bewogen. Een veer zorgt ervoor dat de drukplaat steeds tegen de buitenring van het kogellager gedrukt blijft. De veerkracht is voldoende om de plunjer de zuigslag te doen maken en om de wrijving van de geleiding, de oliekeerring en de manchetten (5) te overwinnen. De geleiding (4) van de plunjerstang (3) is ruim gedimensioneerd. Door zijn lengte en zuivere afwerking zorgt deze geleiding voor een lange levensduur van de manchetten. Tevens zijn de cilinder- en plunjerwanden hardverchroomd en glad gehoond. De kleppen (7 en 8) en klepzittingen zijn gemaakt van roestvast staal, de kleppenkast is van nodulair gietijzer of ook van roestvast staal.

Alle pompen worden uitgevoerd met drie cilinders, omdat dan de oneenparigheid in de levering zodanig is dat een pulsatedemper (perswindketel) in vele gevallen niet nodig is. Deze hogedrukpompen worden toegepast in rioolreinigingsinstallaties, in hogedrukreinigingsapparatuur, in de procesindustrie en als sproei- en spuitpompen in machines voor land- en tuinbouw. Ze worden gefabriceerd voor volumestromen van 13 tot 140 l/min (0,8 tot 8 m<sup>3</sup>/h) en persdrukken van 1,5 tot 25 MPa (= 15 tot 250 bar). De rotatiefrequentie van de aandrijf-as is 400 tot 700/min.



**Figuur 159:** enkelwerkende driebcilinderplunjerpomp van Pelger



**Figuur 160: langsdoorsnede van de PelgerPomp uit de vorige figuur**

- 1 kast
- 2 groefkogellager
- 3 plunjerstang
- 4 geleiding
- 5 manchet (afdichting)
- 6 plunjer
- 7 persklep
- 8 zuigklep
- 9 excentriek
- 10 aandrijfas

# 17 Axiale plunjerpomp

## 17.1 Indeling

Om een hogere vermogensdichtheid en vooral hogere drukken te bereiken worden in toenemende mate plunjerpompen toegepast. Drukken van 15 tot 35 MPa (150 tot 350 bar) zijn algemeen gebruikelijk. Bij bijzondere constructies zijn drukken tot 60 MPa (600 bar) bereikbaar.

Naar de stand van de hartlijn van de cilinders onderscheidt men:

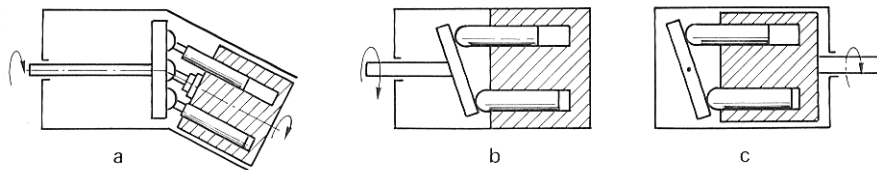
- 1 pompen met axiaal bewegende plunjers
- 2 pompen met radiaal bewegende plunjers

In beide groepen worden de pompen zowel met constant debiet als met regelbaar debiet vervaardigd.

De pompen met axiaal bewegende zuigers kunnen worden verdeeld in:

- pompen met schuingesteld, roterend cilinderblok
- pompen met roterende tuimelschijf
- pompen met stilstaande tuimelschijf of roterend cilinderblok

In de onderstaande figuur worden deze drie typen schematisch weergegeven.

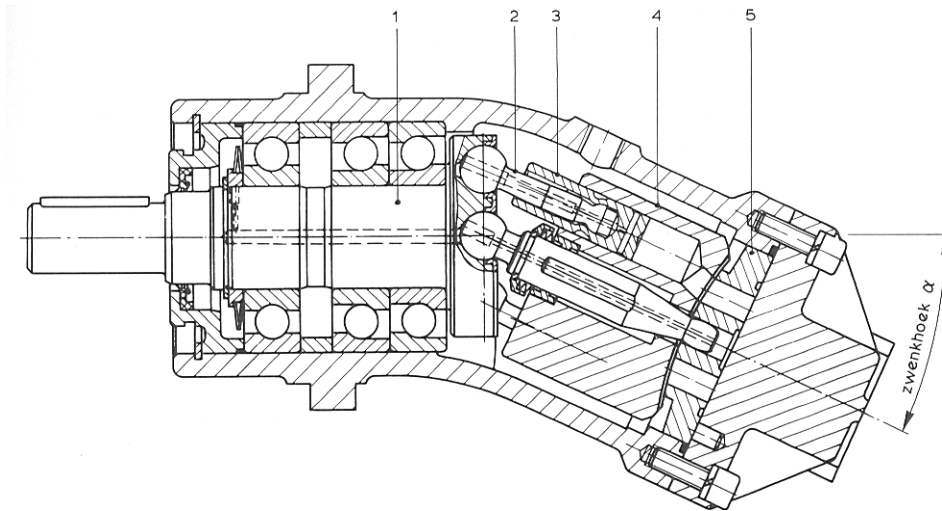


**Figuur 161: principes axiale plunjerpompen**

- a met schuingesteld, roterend cilinderblok  
b met roterende tuimelschijf  
c met stilstaande tuimelschijf

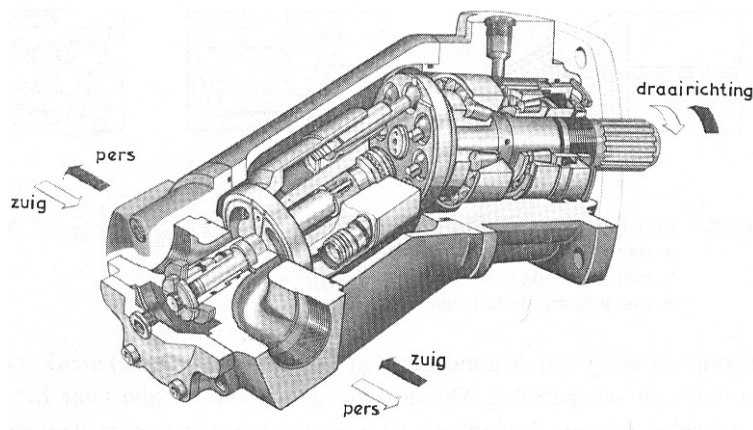
## 17.2 Pompen met schuingesteld roterend cilinderblok

Figuur 162 toont de langsdoorsnede van een pomp met (t.o.v. de aandrijfvas) schuin gesteld, roterend cilinderblok. In figuur 163 wordt een opengewerkt model van dit type hydropomp weergegeven (let op de pijlen).



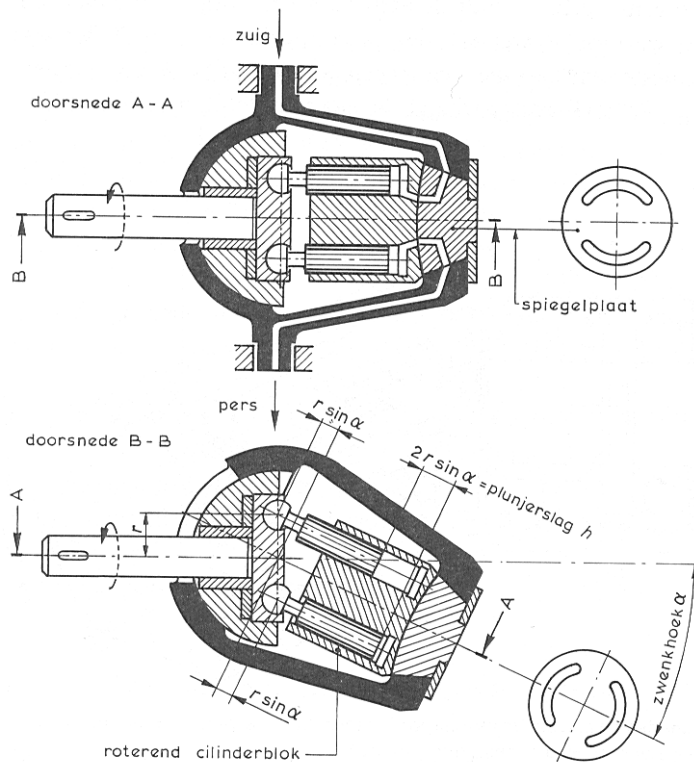
**Figuur 162: langsdoorsnede van een axiale plunjerpomp met schuingesteld cilinderblok en niet-veranderlijke zwenkhoek (constante levering)**

- 1 aandrijfvas
- 2 plunjerstang
- 3 plunjer
- 4 cilinderblok (trommel)
- 5 spiegelplaat



**Figuur 163: opengewerkt model van een axiale plunjerpomp met schuingesteld cilinderblok en constante zwenkhoek**

Per omwenteling van de aandrijfvas (en van het cilinderblok) maakt elke plunje een zuig- en persslag. De aan- en afvoer van de olie naar het draaiende cilinderblok (trommel) vindt plaats door twee cirkelvormige sleuven in de stilstaande spiegel- of verdeelplaat. De ene sleuf verbindt de pompruimten waar de zuigende slag plaatsvindt met de zuigleiding, de andere sleuf de ruimten waar de persende slag plaatsvindt met de persleiding. Bij de uitvoering volgens figuur 164 vindt de aan- en afvoer van de olie naar en van de pomp plaats via tappen waaraan de pomp opgehangen wordt. Verandering van de volumestroom kan hier verkregen worden door de zwenkhoek te veranderen (maximaal  $25^\circ$ ). Hierdoor wijzigt de slag van de plunjer (zie verder).



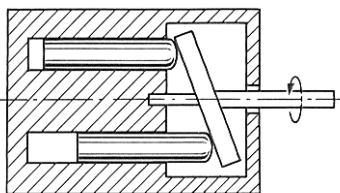
**Figuur 164: principe van een axiale plunjerpomp met schuingesteld cilinderblok en instelbare zwenkhoek**

### **17.3 Pompen met roterende tuimelschijf**

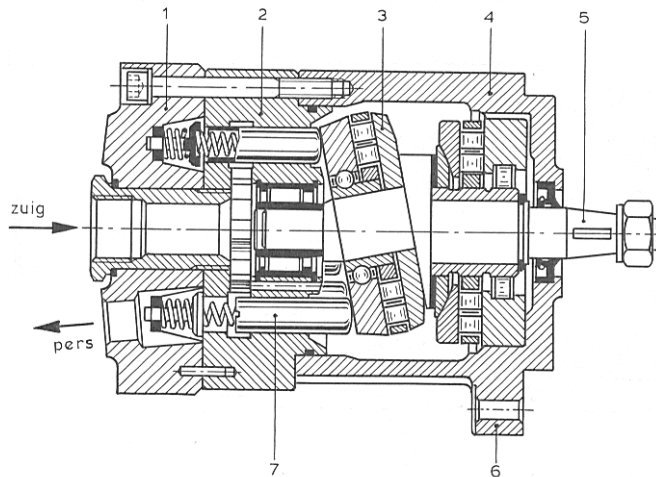
Van de hydropomp met een vast op de aandrijfas schuingestelde schijf (tuimelschijf) wordt in figuur 165 het principe weergegeven. De persslag van de plunjers vindt plaats door de as met de tuimelschijf te draaien: de zuigslag wordt door veerkracht tot stand gebracht.

De belangrijkste delen waaruit de pomp is opgebouwd, worden in figuur 166 aangeduid: het huis met bevestigingsflens, de aandrijfas met tuimelschijf, het cilinderblok met plunjers en veren, het deksel met perskleppen.

De plunjers worden in het vaststaande cilinderblok geleid en drukken onder veerkracht tegen het taatslager dat aangebracht is op de tuimelschijf.



**Figuur 165: principe van een pomp met axiaal bewegende plunjers en roterende tuimelschijf**



**Figuur 166: langdoorsnede van een pomp met roterende tuimelschijfdeksel met perskleppen**

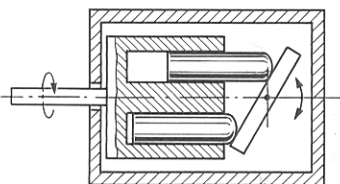
- 1 cilinderblok
- 2 tuimelschijf
- 3 pomphuis
- 4 aandrijfjas
- 5 bevestigingsflens
- 6 plunjer

Als de as met de tuimelschijf draait, maakt iedere plunjer per omwenteling van de as een volledige zuig- en persslag. Er is geen verstelmogelijkheid van de volumestroom; deze is dus constant.

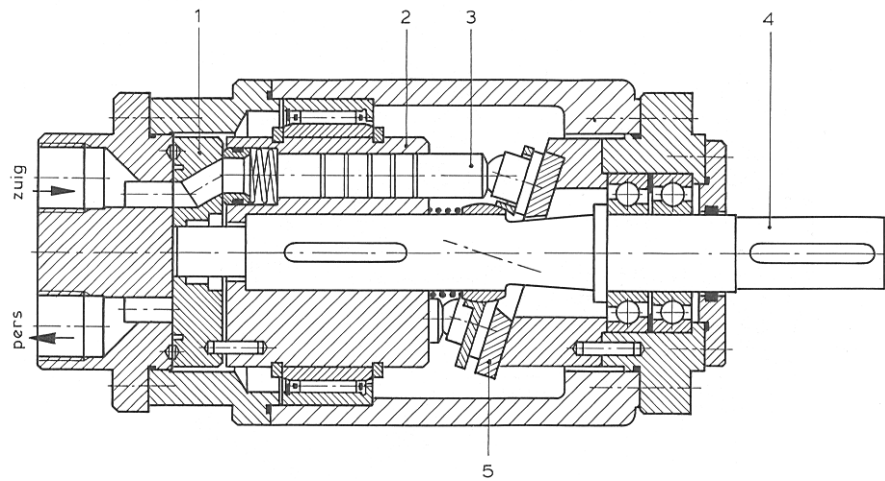
## 17.4 *Pompen met stilstaande tuimelschijf*

Het principe van een hydropomp met (t.o.v. de as) stilstaande tuimelschijf wordt afgebeeld in figuur 167. Als de schuimte van de schijf vast is, dan is de levering constant (fig. 168). Kan de schuimte worden veranderd, dan is de levering variabel (fig. 169).

Het cilinderblok met de plunjers roteert. Op deze wijze wordt dezelfde werking verkregen als bij de pompen met roterende tuimelschijf. De aan- en afvoer vindt plaats via de gebogen sleuven in de spiegelplaat.

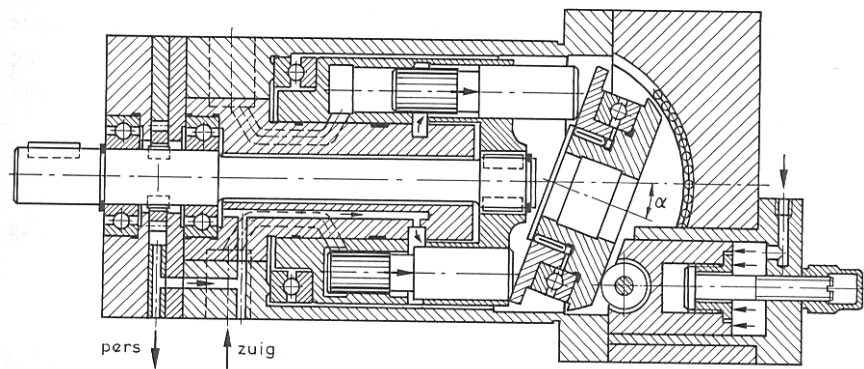


**Figuur 167: principe van een pomp met axiaal bewegende plunjers en stilstaande tuimelschijf**



**Figuur 168: pomp met roterend cilinderblok en vaste tuimelschijfspiegelplaat**

- 1 cilindertrommel
- 2 plunjer met glijschoenen
- 3 aandrijfas
- 4 schuingestelde vaste schijf

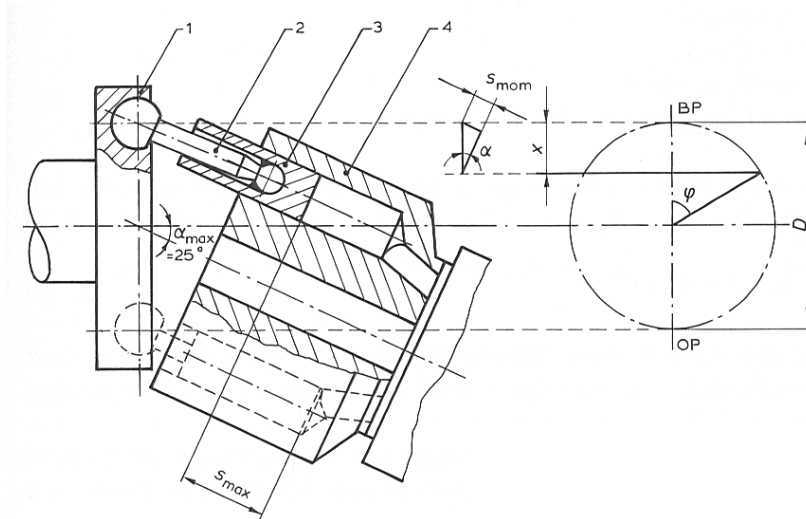


**Figuur 169: pomp met roterend cilinderblok en instelbare tuimelschijf**

## 17.5 Nadere beschouwing van de hydropomp met schuin gesteld cilinderblok en instelbare zwenkhoek

### 17.5.1 Invloed van de zwenkhoek op de slaglengte

De plunjer slag ontstaat bij deze pompeenheid door rotatie van de aandrijfflens (1) en het onder een hoek gestelde cilinderblok (4) (fig. 170).



**Figuur 170: plunjerpomp met roterende aandrijfflens**

- 1 aandrijffas
- 2 plunjerstang
- 3 plunjer
- 4 cilinderblok

De zwenkhoek  $\alpha$  kan willekeurig ingesteld worden tussen  $0^\circ$  en  $25^\circ$ . Deze hoek bepaalt de stand van het cilinderblok t.o.v. de aandrijfflens. De beweging van de plunjer (3) vanaf de bovenste naar de onderste stand is afhankelijk van de rotatiehoek  $\varphi$  waarover de aandrijfflens gedraaid wordt.

De plunjer (3) wordt d.m.v. een plunjerstang (4) die daartoe voorzien is van een bolvormig gedeelte, verbonden met de aandrijfflens op een diameter  $D$ . Bij één omwenteling van de aandrijfflens voert elke plunjer een zuig- en persslag uit. De grootte van de plunjer slag is afhankelijk van de zwenkhoek  $\alpha$ ,  $D$  is de slag van de plunjer:

$$s = D \cdot \sin \alpha$$

Bij de maximale zwenkhoek is de slag

$$s_{\max} = D \cdot \sin \alpha_{\max}$$

De slag komt tot stand bij verdraaiing van de aandrijfflens over  $180^\circ$ , dus van BP naar OP (of omgekeerd). De levering  $q$  is dan een functie van de zwenkhoek  $\alpha$ , want men kan schrijven:

$$q = A \cdot s \cdot z \cdot n = A \cdot D \cdot \sin \alpha \cdot z \cdot n$$

Hierin is:

$q$  = de levering

$A$  = de oppervlakte van één plunjer

$D$  = de diameter van de cirkel waarop de plunjerstangen op de aandrijfflens worden bevestigd

$\alpha$  = de zwenkhoek

$z$  = het aantal plunjers

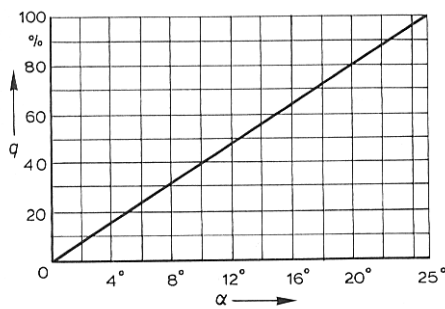
$n$  = de rotatiefrequentie van het cilinderblok



Hiervan zijn A, D en z voor een pompeenheid constante waarden, zodat men kan schrijven:

$$q = c.n.\sin \alpha$$

De levering is dus niet alleen afhankelijk van de rotatiefrequentie, maar ook van de zwenkhoeck  $\alpha$ . De laatstgenoemde afhankelijkheid wordt grafisch voorgesteld in figuur 171.



**Figuur 171: de levering als functie van de zwenkhoeck**

Algemeen beschouwd verandert de afgelegde weg van de plunjer met de grootte van  $x$  die op zijn beurt weer afhankelijk is van de doorlopen hoek  $\varphi$ . Voor  $x$  kan men schrijven:

$$x = \frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cos \varphi$$

$$x = \frac{D}{2} (1 - \cos \varphi)$$

Nu is  $(1 - \cos \varphi) = 2 \sin^2 \frac{\varphi}{2}$  zodat:

$$x = D \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{2}$$

De momentane waarde van de afgelegde weg is volgens figuur 172:

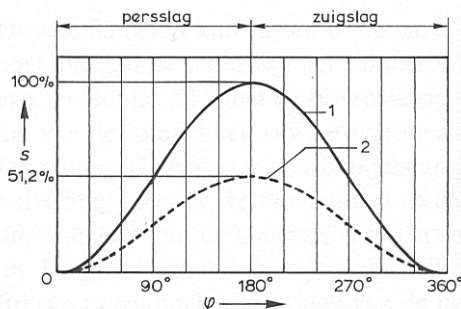
$$s_{mom} = x \cdot \sin \alpha$$

dus:

$$s_{mom} = D \cdot \sin \alpha \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{2}$$

De afgelegde weg van de plunjer verandert volgens deze formule met het kwadraat van de sinus van  $\frac{1}{2}\varphi$  en is bovendien afhankelijk van de grootte van de zwenkhoeck  $\alpha$  en van de steekcirkel D.

In figuur 172 is de plunjerslag als functie van de rotatiehoek  $\varphi$  van de aandrijfas grafisch voorgesteld. Kromme 1 ontstaat wanneer  $\alpha = 25^\circ$  en kromme 2 als  $\alpha = 12,5^\circ$ . Over één omwenteling (=  $360^\circ$ ) stelt het eerste deel, van  $0^\circ$  tot  $180^\circ$ , het verloop tijdens de persslag voor; het tweede deel, van  $180^\circ$  tot  $360^\circ$ , is het verloop tijdens de zuigslag.



**Figuur 172: verloop van de plunjerslag bij één omwenteling van de aandrijfas**

Kromme 1 bij  $\alpha = 25^\circ$

Kromme 2 bij  $\alpha = 12,5^\circ$

## 17.6 De plunjersnelheid

De eerste afgeleide van de afgelegde weg is de plunjersnelheid.

$$s_{mom} = c \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{2}$$

Waarin c een constante is, volgt:

$$v_{mom} = c \cdot \sin \varphi$$

De constante c moet samengesteld zijn uit de omtreksnelheid van de aandrijfflens op de steekcirkel D en de factor  $\sin \alpha$  van de zwenkhoek, dus wordt:

$$v_{mom} = \pi D \cdot n \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi$$

Hierin is:

v = de plunjersnelheid

D = de diameter van de steekcirkel op de aandrijfflens

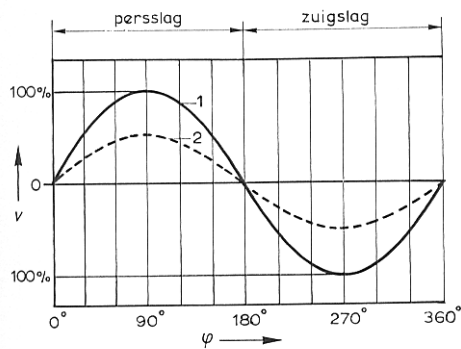
n = de rotatiefrequentie

$\alpha$  = de zwenkhoek

$\varphi$  = de verdraaiingshoek

De plunjersnelheid v verandert met de verdraaiingshoek  $\varphi$  van de aandrijfflens. De absolute waarde wordt bovendien bepaald door de rotatiefrequentie n en de zwenkhoek  $\alpha$ .

In figuur 173 wordt het verloop van de plunjersnelheid grafisch weergegeven. Kromme 1 is voor  $\alpha = 25^\circ$ , kromme 2 voor  $\alpha = 12,5^\circ$ . Ook hier stelt het eerste deel (van  $0^\circ$  tot  $180^\circ$ ) de persslag voor en het tweede deel (van  $180^\circ$  tot  $360^\circ$ ) de zuigslag.



**Figuur 173: de plunjersnelheid als functie van de rotatiehoek**

Kromme 1 bij  $\alpha = 25^\circ$

Kromme 2 bij  $\alpha = 12,5^\circ$

## 17.7 Het verdrongen volume per omwenteling

Door de plunjer wordt per omwenteling een volume vloeistof aangezogen dat gelijk is aan de oppervlakte van de plunjer maal de slag; per cilinder betekent dit:

$$V_{cil} = A.s$$

Dit volume wordt tijdens de persslag weggeperst. De momentane waarde van dit volume bedraagt:

$$V_{mom} = A.s_{mom} = A.D.\sin\alpha.\sin^2\frac{\varphi}{2}$$

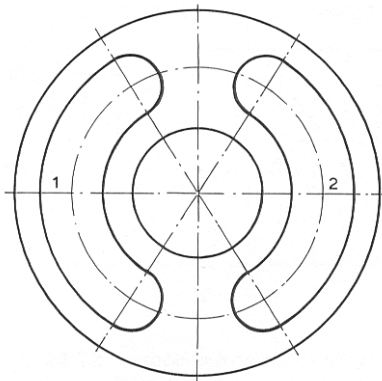
Het maximumvolume wordt bereikt bij  $\varphi = 180^\circ$ , want dan is  $\sin^2\frac{\varphi}{2} = 1$ . Per cilinder is het maximumvolume:

$$V_{mom} = A.D.\sin\alpha$$

Heeft de pompeenheid  $z$  plunjers, dan is het totale verdrongen volume per omwenteling:

$$V_{mom} = A.D.z.\sin\alpha$$

In een vorige paragraaf werd reeds vermeld dat de aan- en afvoer van de olie plaatsvindt via twee gebogen sleuven op steekcirkel  $D$  in de zg spiegelplaat (fig. 174). Gedurende de zuigslag wordt een cilinder via bv sleuf 1 verbonden met de zuigleiding en bij de hierop volgende persslag via sleuf 2 met de persleiding. Door de zwenkhoek tegengesteld te maken worden deze functies verwisseld, zodat 2 de zuig- en 1 de persopening wordt.



Figuur 174: spiegelplaat

## 17.8 De volumestroom

Zoals in de vorige paragraaf behandeld bewegen de plunjers met een telkens veranderende snelheid, zodoende zal ook de volumestroom die een cilinder levert, ongelijkmatig zijn. Dit blijkt ook uit de momentane snelheid:

$$q_{cil,mom} = A.v_{momp}$$

$$q_{cil,mom} = A.\pi D.n.\sin\alpha.\sin\varphi$$

De volumestroom van één cilinder verloopt zoals in figuur 172 grafisch wordt voorgesteld. De totale volumestroom van een pompeenheid verkrijgt men uit de som van de levering van de afzonderlijke cilinders:

$$q_{tot} = q_1 + q_2 + q_3 + \dots + q_z$$

Een eenheid met  $z$  cilinders heeft tussen de opeenvolgende cilinders een hoek  $\beta = \frac{360^\circ}{z}$ . Elke cilinder heeft een momentane levering van:

$$q_{tot, mom} = A \cdot \pi D \cdot n \cdot \sin \alpha [\sin \varphi + \sin(\varphi + \beta) + \sin(\varphi + 2\beta) + \dots + \sin(\varphi + \{z - 1\}\beta)]$$

Bij het uitwerken van de formule blijkt dat de volumestroom niet constant is, maar fluctuaties vertoont. In de tabel op de volgende pagina wordt de volumestroom van pompeenheden met 1 tot 7 cilinders grafisch weergegeven. De levering van elke cilinder wordt afzonderlijk opgetekend met inachtnaam van de hoek  $\beta$  tussen twee opeenvolgende cilinders. Die samen de totale levering vormen.

De gemiddelde waarde van de volumestroom kan gemakkelijk worden berekend met:

$$q_{gem} = A \cdot \pi D \cdot n \cdot \sin \alpha$$

In de praktijk rekt men altijd met de gemiddelde waarde van de volumestroom. Want er zijn altijd positieve of negatieve afwijkingen t.o.v. deze gemiddelde waarde. Om enig inzicht te krijgen in de grootte van deze ongelijkmatigheden worden de afwijkingen t.o.v. de gemiddelde waarde ( $q_{gem} = 100\%$ ). De zwenkhoek wordt bovendien bepaald door de rotatiefrequentie flens op de steekcirkel D en de factor  $\sin \alpha$  die in de tabel op de volgende pagina gegeven wordt. Hieruit blijkt dat de afwijkingen bij een even aantal pluniers verhoudingsgewijs aanzienlijk groter zijn dan bij een oneven aantal pluniers.

Zoals de tabel laat zien, zijn daarentegen de frequenties van de pulsaties bij een even aantal pluniers maar half zo groot als bij een oneven aantal:

$$f_{even} = z \cdot n \qquad f_{oneven} = 2z \cdot n$$

Hierin is:

f = de frequentie

z = het aantal pluniers

n = de rotatiefrequentie

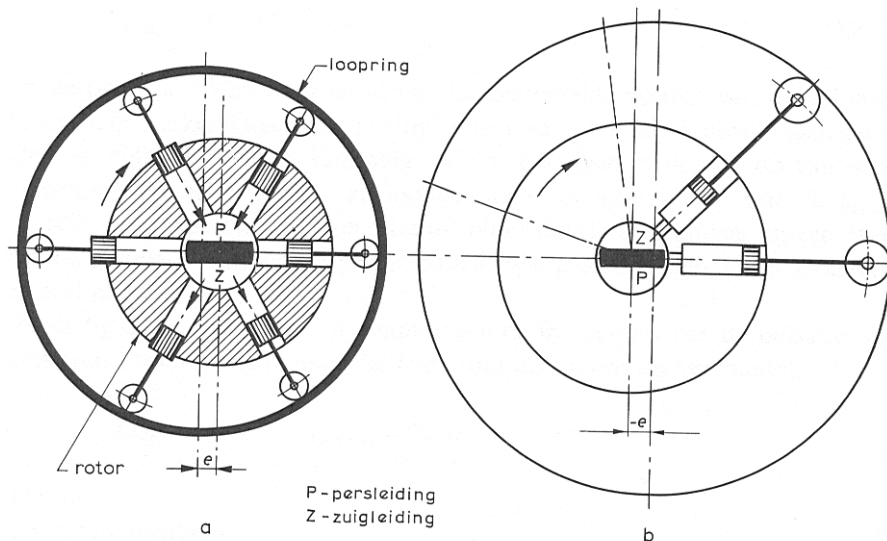
De frequentie kan in zoverre een rol spelen dat in het algemeen geluid met een hoge frequentie onaangener aandoet dan geluid met een lage frequentie van hetzelfde geluidsniveau.

aant. plunjers	verloop ongelijkmatigheid	max.	+ afwijking	gem.	- afwijking	min.	totale ongelijkmatigheid
1		% 314	% 214	% 100	% 100	% 0	% 314
2		157	57	100	100	0	157
3		104,7	4,7	100	9,3	90,7	14
4		111	11	100	21,5	78,5	32,5
5		101,6	1,6	100	3,4	96,6	5
6		104,7	4,7	100	9,3	90,7	14
7		100,8	0,8	100	1,7	98,3	2,5
8		102,5	2,5	100	5,1	94,9	7,6
9		100,5	0,5	100	1	99	1,5

## 18 Radiale plunjerpomp

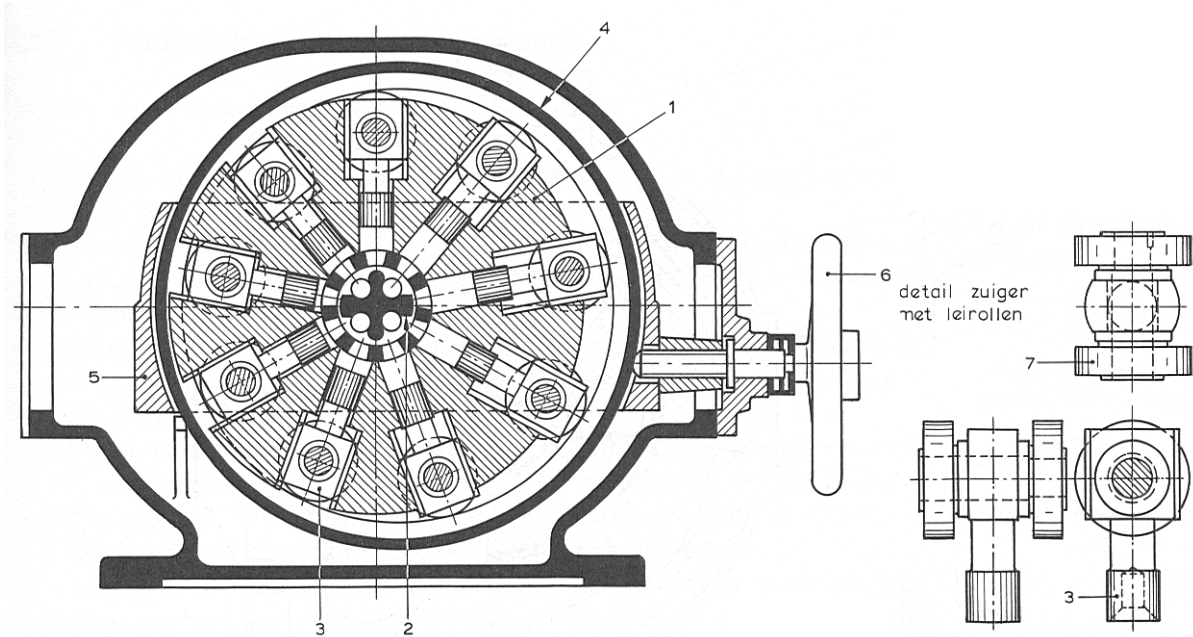
### 18.1 Principe

Een plunjerpomp met radiaal bewegende plunjer wordt in principe weergegeven in figuur 175. De pomp bezit een van radiale boringen voorziene schijf (rotor) die excentrisch t.o.v. het huis wordt opgesteld. In de boringen kunnen zuigers of plunjers bewegen die voorzien zijn van glijblokjes of rollen die aan de loopring raken.



**Figuur 175: principe van een radiale plunjerpomp met roterende motor**

De as is voorzien van twee kanalen Z en P die respectievelijk met de zuig- en de persleiding verbonden zijn. Bij het draaien van de rotor worden de zuigertjes beurtelings naar buiten en naar binnen bewogen, zodat kan worden aangezogen en weggeperst. Door nu te zorgen dat bij het naar buiten en naar binnen bewegen de ruimte boven de zuiger wordt verbonden met respectievelijk de zuig- en persleiding, ontstaat de pompwerking. Bij constante excentriciteit  $e$  is de levering constant. Door verandering van  $e$  kan de levering worden gevarieerd. In figuur 176 is een doorsnede van een radiale pomp gegeven waaruit ook de constructie wat meer naar voren komt.



**Figuur 176: doorsnede van een radiale plunjerpomp**

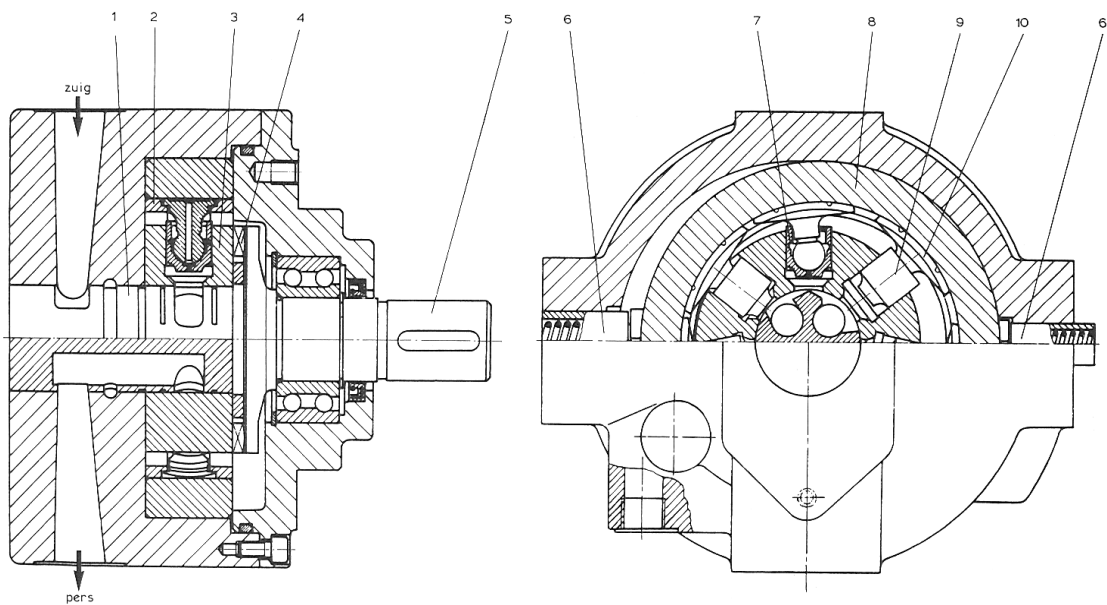
- 1 aangedreven rotor met negen boringen
- 2 vaste as met zuig- en persleidingen
- 3 zuigers met geleidingen en leirollen
- 4 verstelbaar huis waarin de leirollen lopen
- 5 verschuifbare slede om 4
- 6 handwiel voor verstelling 4 en 5
- 7 leirollen

## 18.2 Radiale plunjerpomp van Bosch

### 18.2.1 Constructie en werking

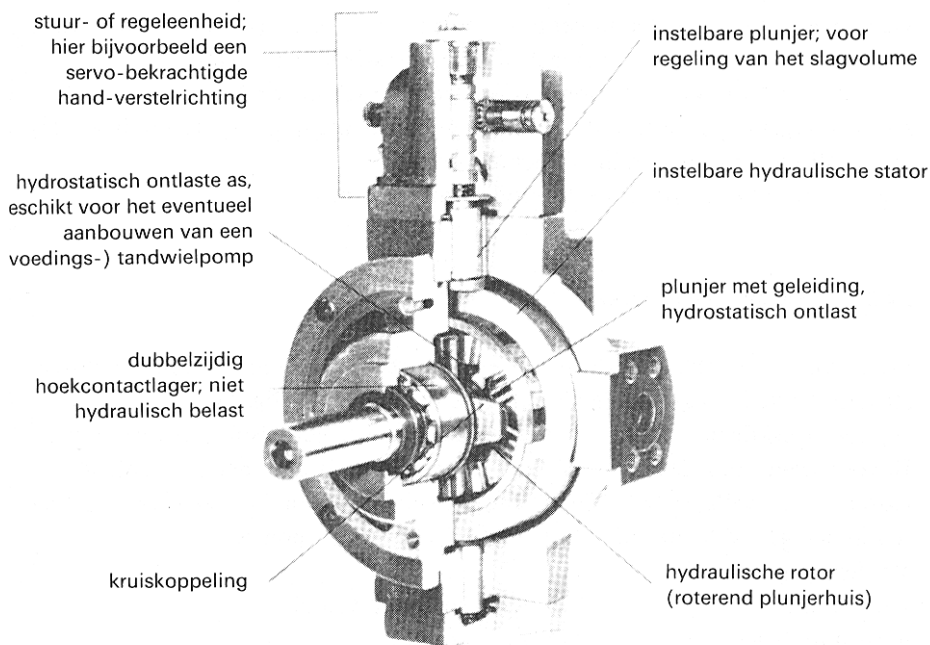
De werking van de radiale plunjerpomp van Bosch (fig. 177) komt overeen met het in de vorige paragraaf behandelde principe. Het aandrijfmoment wordt via as (5) en kruisschijfkoppeling (4) overgedragen op de rotor (3). De rotor wordt op een astap (1) gelagerd die voorzien is van vier boringen voor het toe- en afvoeren van de olie. De radiaal in de rotor (3) bewegende plunjers (9) steunen met hydrostatisch ontlaste glij schoenen (10) tegen de binnenzijde van de excentrisch instelbare statorring (8). Plunjers en glij schoenen zijn d.m.v. een kogelscharnier met elkaar verbonden en door een ring (7) tegen losgaan geborgd. De glij schoenen worden tussen twee kraagringen (2) in de statorring geleid en tijdens bedrijf door de centrifugale kracht en door de oliedruk tegen de statorring gedrukt. Bij draaien van de rotor voeren de plunjers t.g.v. de excentrische stand van de statorring een heen- en weergaande beweging uit. De slag die elke plunjer per omwenteling maakt, komt overeen met tweemaal de excentriciteit. De excentriciteit van de statorring (8) kan door twee in het pomphuis tegenover elkaar liggende verstelplunjers (6) veranderd worden. De olie wordt via kanalen in het pomphuis en in de astap (1) toe- en afgevoerd. Dit wordt geregeld door de zuig- en perssleuf in de astap. Het opnemen van de in de pomp optredende krachten vindt plaats op hydrostatisch nagenoeg geheel ontlaste vlakken. Het wentellager op de aandrijfas (5) wordt alleen door uitwendige krachten belast.

Figuur 178 toont een opengewerkt model van de pomp.



**Figuur 177: radiale plunjerpomp van Bosch**

- 1 astrap
- 2 kraagring
- 3 rotor
- 4 kruisschijfkoppeling
- 5 aandrijfas
- 6 verstelplunjer
- 7 borgring
- 8 statorring
- 9 plunjer
- 10 glijschoen



**Figuur 178: opengewerkt model van de radiale plunjerpomp van Bosch**



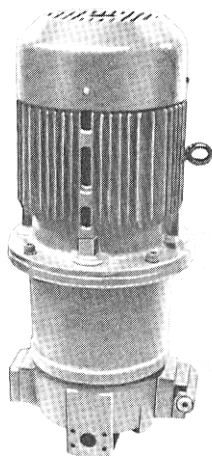
## 18.2.2 Technische gegevens

De pomp is leverbaar voor zowel een constante als een variabele volumestroom, beide zowel in horizontale als verticale opstelling (fig. 179).

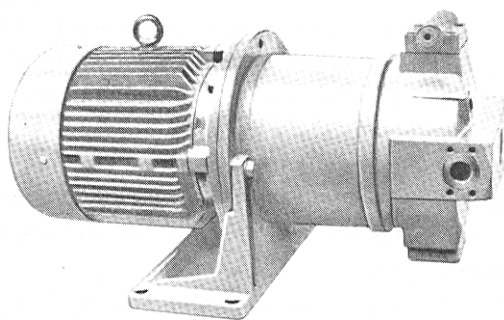
Bij elke werkdruk en rotatiefrequentie is het geluidsniveau uiterst laag. Voor een pomptype met een levering van 16 m<sup>3</sup> per omwenteling is dit tussen 0 en 21 MPa en bij 1500 min<sup>-1</sup>, het geluidsniveau 56 tot 64 dB(A) (gemeten in een geluiddichte ruimte op 1 m afstand van de pomp).

Verdere gegevens:

slagvolume	16,32 en 63 cm <sup>3</sup> / omwenteling
maximumdruk	28 MPa (continu)
maximum piekbelasting	31,5 MPa
maximale rotatiefrequentie	3500/min-1
zelfaanzuigend	tot 3000/min <sup>-1</sup> bij een absolute ingangsdruk van 80 kPa tot 3500/min <sup>-1</sup> bij een absolute ingangsdruk van 100 kPa



a



b

**Figuur 179:** a    **Verticale uitvoering**  
b    **Horizontale uitvoering**

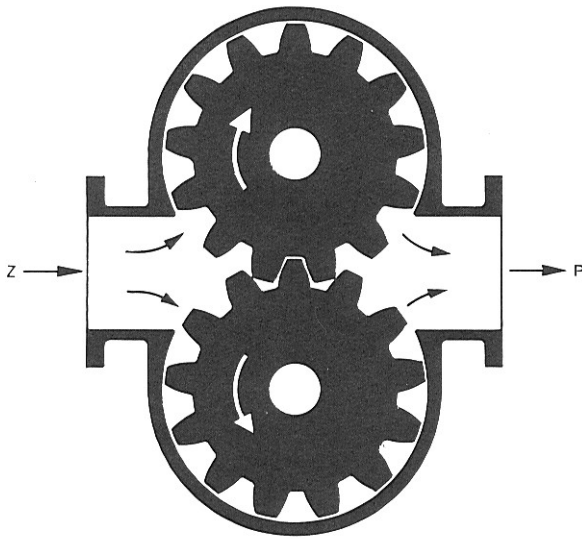
# 19 Tandwielpompen

## 19.1.1 Principe

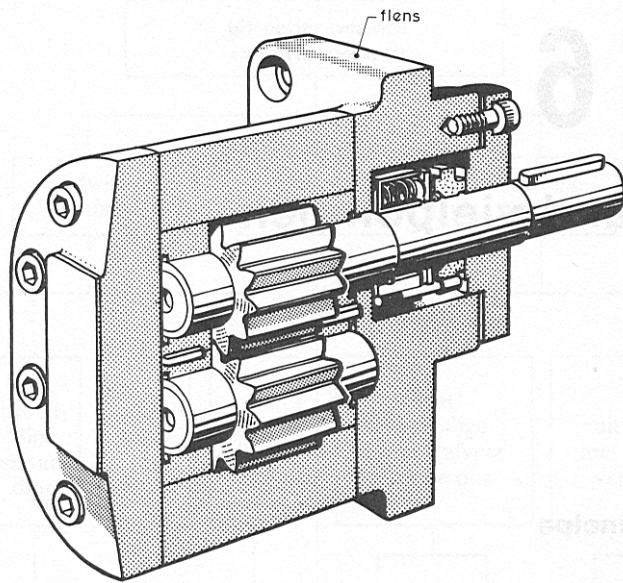
Een veel gebruikte constructie van een zg. draaizuigerpomp is de tandwielpompe die werkt volgens het verdringerprincipe.

In zijn eenvoudigste uitvoering bestaat deze pompe uit twee samenwerkende tandwielen die ingebouwd zijn in een huis dat de tandwielen aan alle zijden met een zeer geringe speling (0,04...0,05 mm) omsluit. Één van de tandwielen wordt via een buiten het huis uitstekende as aangedreven, de andere wordt via de vertanding meegenomen (fig. 181). Aan weerszijden van het ingrijpingspunt bevindt zich in het huis een opening: de intree- en uittree-opening voor de vloeistof.

Tijdens het draaien van de tandwielen maakt een tand van het ene wiel een ruimte vrij die gevormd wordt door de tandkuil van het andere wiel. Door deze volumevergroting ontstaat een onderdruk, waardoor de vloeistof naar die ruimte stroomt en hem vult (pijlen in fig. 180). Bij het verder draaien van de tandwielen wordt de vloeistof die in de tandkuilen aanwezig is, opgesloten en naar de perszijde getransporteerd. Hebben de wielen bijna een omwenteling gemaakt, dan grijpen de tanden weer in. Hierbij dringt beurtelings een tand van het ene wiel in de tandkuil van het andere. De in de tandkuil aanwezige vloeistof wordt zodoende verdrongen (dit is de perswerking, pijlen in fig. 180).



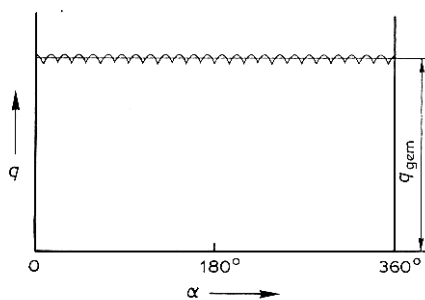
Figuur 180: principe tandwielpompe



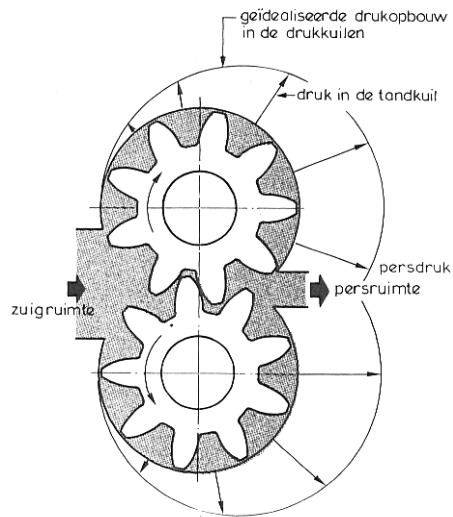
**Figuur 181: tandwielpompe: de buiten het huis uitstekende as wordt aangedreven**

Terugstromen naar de zuigruimte wordt voorkomen door de spelingvrije tandwielingrijping. Het verdrongen volume per omwenteling is bij benadering gelijk aan de som van de tandkuilvolumes van beide tandwielen. De geleverde volumestroom is bij constante rotatiefrequentie niet constant, maar pulserend (fig. 182).

Van zuigzijde naar perszijde treedt een druktoename op in de afzonderlijke tandkuilruimtes. Deze druk kan zowel vereenvoudigd als lineair worden aangenomen. In figuur 183 wordt het drukverloop radiaal uitgezet. Dat de druk geleidelijk toeneemt, wordt veroorzaakt door de loopspeling van 0,04 tot 0,05 mm tussen de draaiende tandwielen en het huis. Hierdoor lekt steeds een geringe hoeveelheid vloeistof van de ene tandkuil naar de voorgaande. Als bij draaiende tandwielen de intree-opening afgesloten wordt, dan ontstaat in de zuigruimte een grotere onderdruk (vacuüm). De grootte van de totale druk (of het vacuüm) is voornamelijk afhankelijk van de loopspeling en van de rotatiefrequentie. Tandwielpompen worden ook toegepast in vacuümsystemen, zoals die vooral in de procestechiek voorkomen. Hierbij worden bijzonder hoge eisen gesteld aan de afdichting.

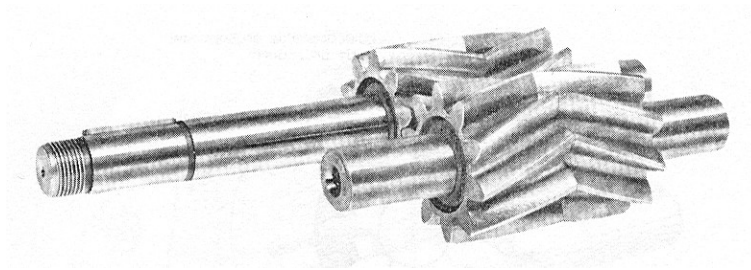


**Figuur 182: verloop van de volumestroom van een tandwielpompe met 2 x 12 tanden**



**Figuur 183: druktoename in een tandwielpompe; de druk is radiaal uitgezet**

In sommige gevallen worden de tandwielen, om van een rustiger lopen en/of een gelijkmatigere levering te verkrijgen, met schroefvertanding uitgevoerd. De tandhoek mag echter niet te groot zijn omdat anders vloeistof van de persruimte, via het onderste deel van de tandkuil, naar de zuigruimte kan terugstromen. Bovendien moet rekening worden gehouden met de axiale kracht op de assen (en dus op de lagering) ten gevolge van de schuine vertanding. Bij V-vormige tanden (fig. 184) heffen deze krachten elkaar op.



**Figuur 184: tandwielen met V-vormige vertanding**

### 19.1.2 Voordelen

Op grond van de volgende punten is de tandwielpompe (een van) de meest toegepaste hydropompen:

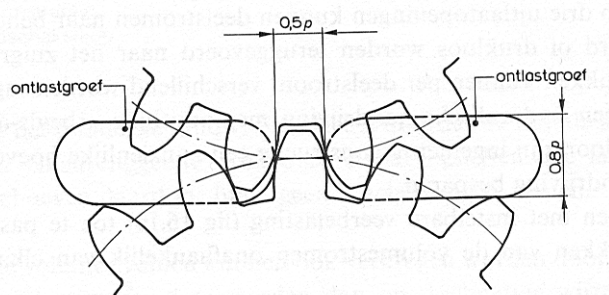
- 1 de pompe is eenvoudig en tegelijk robuust van opbouw
- 2 ook bij grotere precisie (voor hogere drukken) is hij goedkoop te vervaardigen
- 3 ook bij wat ruwer bedrijf is de pompe zeer bedrijfszeker en betrouwbaar
- 4 de goede werking is onafhankelijk van de stand van de assen
- 5 de zuigeigenschappen zijn goed (bij constante rotatiefrequentie)
- 6 de neiging tot vervuilen is relatief gering
- 7 hij kan voor een zeer groot viscositeitsgebied worden toegepast (0,04 tot 0,08 Pa.s)
- 8 hij is bruikbaar voor een zeer groot rotatiefrequentiegebied
- 9 het toepassingsgebied is zeer groot
- 10 het rendement is gunstig
- 11 de verhouding tussen volumestroom en bouwgruotte is goed

Tandwielpompen worden vervaardigd voor drukken van 5 tot 20 MPa (= 50 tot 200 bar), terwijl de volumestroom tot 360 m<sup>3</sup> per uur kan bedragen. De toegepaste rotatiefrequenties bedragen meestal van 500 tot 1500 (soms wel tot 3500) per minuut.

### 19.1.3 Ontlastgroef

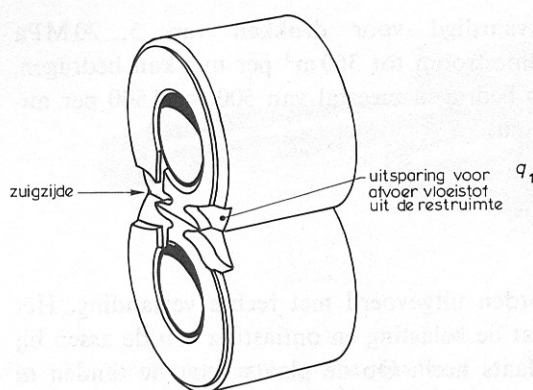
De meeste tandwielpompen worden uitgevoerd met rechte vertanding. Het nadeel hiervan is dat de belasting en ontlasting van de assen bij iedere ingrijping stootsgewijs plaatsvinden. Op de plaats waar de tanden in ingrijping zijn, wordt de persruimte van de zuigruimte gescheiden (fig. 185). Bij het in ingrijping komen heeft de tand van het ene wiel de tandkuil van het andere wiel afgesloten. De nog met olie gevulde resterende ruimte van de tandkuil wordt bij verder draaien nog kleiner, wat een sterke drukstijging tot gevolg heeft. Deze plotseling optredende drukstoten:

- 1 vormen een gevaar voor de duurzaamheid van de pomp
- 2 veroorzaken een onaangenaam lawaai, vooral bij hoge rotatiefrequenties



**Figuur 185: principe ontlastingsgroeven**

Het euvel kan voorkomen worden door te zorgen dat de vloeistof, zolang de druk in de restruimte toeneemt, kan uitwijken. Daartoe worden ontlastgroeven aangebracht in de zijvlakken van het huis of in de lagerbussen waarin de assen draaien (fig. 186 ).

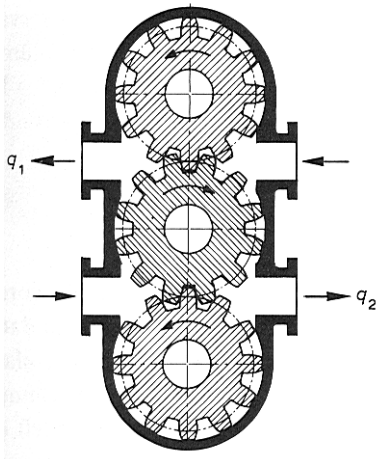


**Figuur 186: lagerbus met ontlastgroeven voor het afvoeren van de vloeistof uit de restruimte. De ontlastgroeven staan in verbinding met de persruimte.**

## 19.1.4 Uitvoeringsvormen

De tandwielpompen worden tegenwoordig zodanig uitgevoerd dat geen lekkage naar buiten toe optreedt, maar ook tegen het binnendringen van lucht worden de lageringen afgedicht. Niet-dichte pompen geven een geringere vulling van de tandkuilen en veroorzaken meer geruis en schuimvorming.

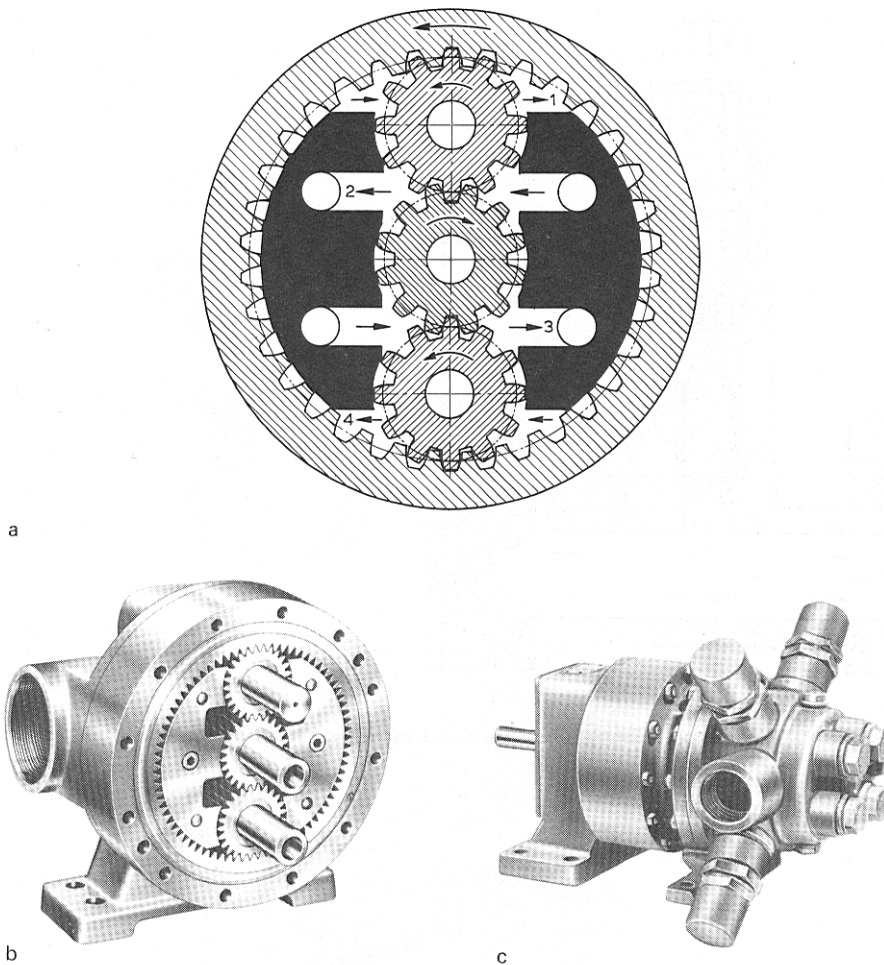
Ter vergroting van de volumestroom en de vermogensdichtheid worden de pompen dikwijls uit drie of meer tandwielen samengesteld, waarvan één (centraal) tandwiel wordt aangedreven (fig. 187). Op zeer eenvoudige wijze kan men zo twee of meer van elkaar gescheiden volumestromen verkrijgen.



**Figuur 187: tandwielpomp met drie tandwielen en twee onafhankelijke volumestromen**

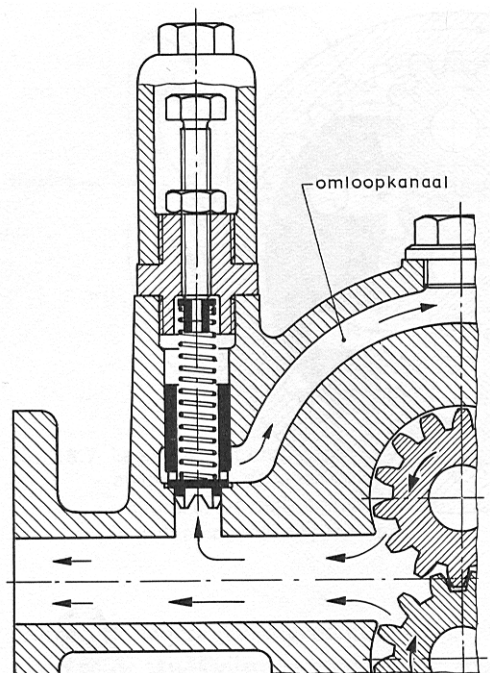
Figuur 188 toont een speciale pomp voorzien van drie tandwielen en een tandkrans met inwendige vertanding. Een van de assen wordt aangedreven, waardoor het gehele stelsel gaat draaien. Op vier plaatsen grijpen de tanden in elkaar, waardoor het mogelijk is de aangezogen vloeistofstroom in vier gelijke deelstromen op te splitsen. Door het aanbrengen van speciale afschakelkoppen (fig. 188) op drie uitlaatopeningen kunnen deelstromen volgens behoefte worden gecombineerd of drukloos worden teruggevoerd naar het zuigreservoir. De afschakeldrukken kunnen per deelstroom verschillend worden ingesteld. Toegepast bij een hydraulische aandrijving met ongelijke arbeidscycli kan dit pomptype door zijn ingenieuze constructie een aanzienlijke hoeveelheid energie voor aandrijving besparen. Door kleppen met instelbare veerbelasting (fig. 189) toe te passen, kunnen ook de drukken van de volumestromen onafhankelijk van elkaar ingesteld worden.

Zo'n uit een aantal tandwielen samengestelde pomp heeft ook het voordeel dat het middelste tandwiel ontlast wordt, doordat de radiale krachten van de tegenover elkaar liggende drukzones elkaar opheffen. De lagers van de aandrijfjas moeten daardoor bijna geen krachten op nemen.



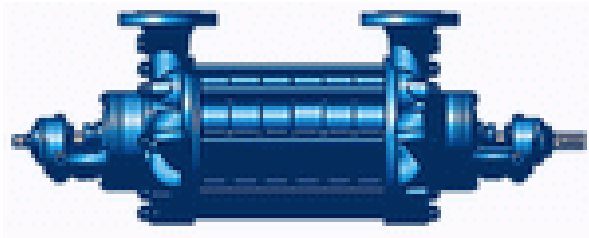
**Figuur 188: tandwielpom met vier tandwielen en vier onafhankelijke vloeistofarmen**

- a**    **principe**
- b**    **constructie**
- c**    **afschakelkop**



**Figuur 189: tandwielpom met omloopkanaal en klep met instelbare veerbelasting**

Meervoudige volumestromen kunnen ook verkregen worden door combinaties van een aantal pompen. Deze worden dan op doelmatige wijze aan elkaar gebouwd (fig. 190).



**Figuur 190: combinatie van een aantal pompen**

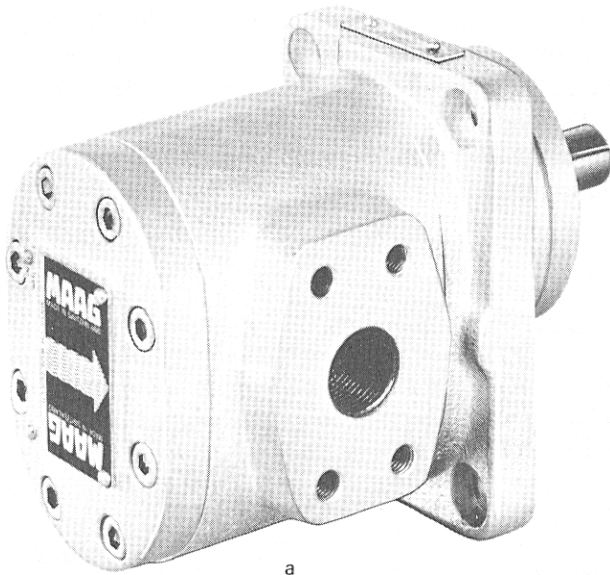
De combinatie wordt dan via de hoofdpomp aangedreven. Dergelijke combinaties kunnen volgens de eisen met verschillende volumestromen worden geleverd. Dit systeem is vooral geschikt voor gereedschapswerktuigen met een aantal afzonderlijke, onafhankelijke bewegingen. Het inbouwen en opstellen van tandwielpompen is willekeurig, als regel wordt doelmatigheid nagestreefd.

### **19.1.5      Bouwwijze**

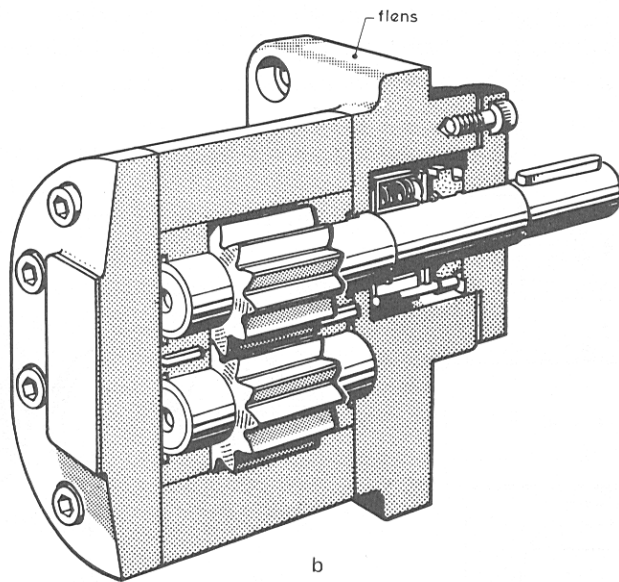
Naar de bouwwijze kan men de tandwielpompen onderscheiden in:

- 1    pompen met flens en aandrijfas (fig. 191)
- 2    pompen met voet en aandrijfas (fig. 192)
- 3    pompen met flens zonder aandrijfas



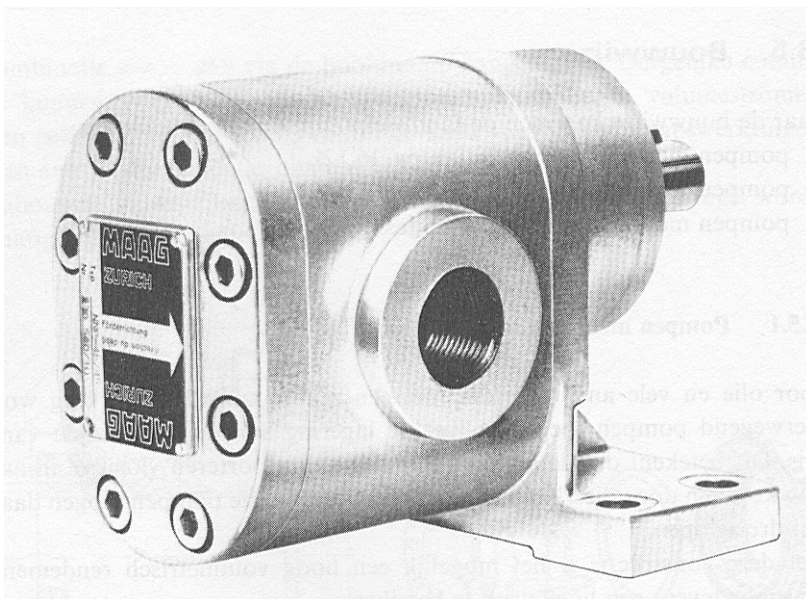


a



b

**Figuur 191: a en b tandwielpom met flens en aandrijfas**



**Figuur 192: tandwielpom met voet en aandrijfas**

## 19.1.6 Pompen met flens en aandrijfjas

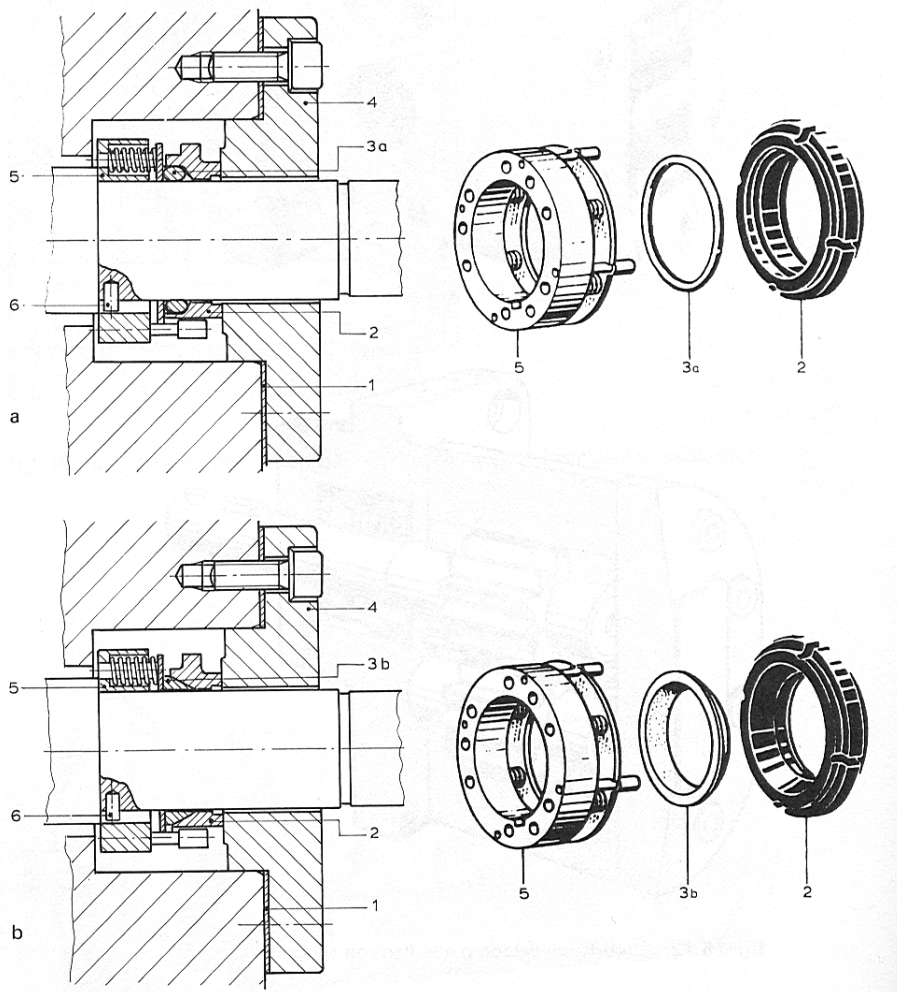
Voor olie en vele andere media met een zekere smerende werking worden overwegend pompen gebruikt met de lagering aan de binnenzijde van het huis. Dit betekent dat de lagering met de te transporteren vloeistof in aanraking komt en door die vloeistof gesmeerd wordt.

Deze pompen mogen daarom niet drooglopen. Met deze constructie is het mogelijk een hoog volumetrisch rendement en daardoor tevens een hoge druk te bereiken.

In figuur 193 wordt een Maag-tandwielpompe weergegeven waarbij het pomphuis is voorzien van een aangegoten flens. Hierdoor is montage tegen bv. een frame of een verdragingskast m.b.v. cilinderkopschroeven mogelijk.

De afdichting van de aandrijfjas kan zijn uitgevoerd met:

- 1 een glijring met O-ring
- 2 een glijring met manchet



**Figuur 193: afdichting met behulp van glijring**

- a met O-ring  
b met manchet

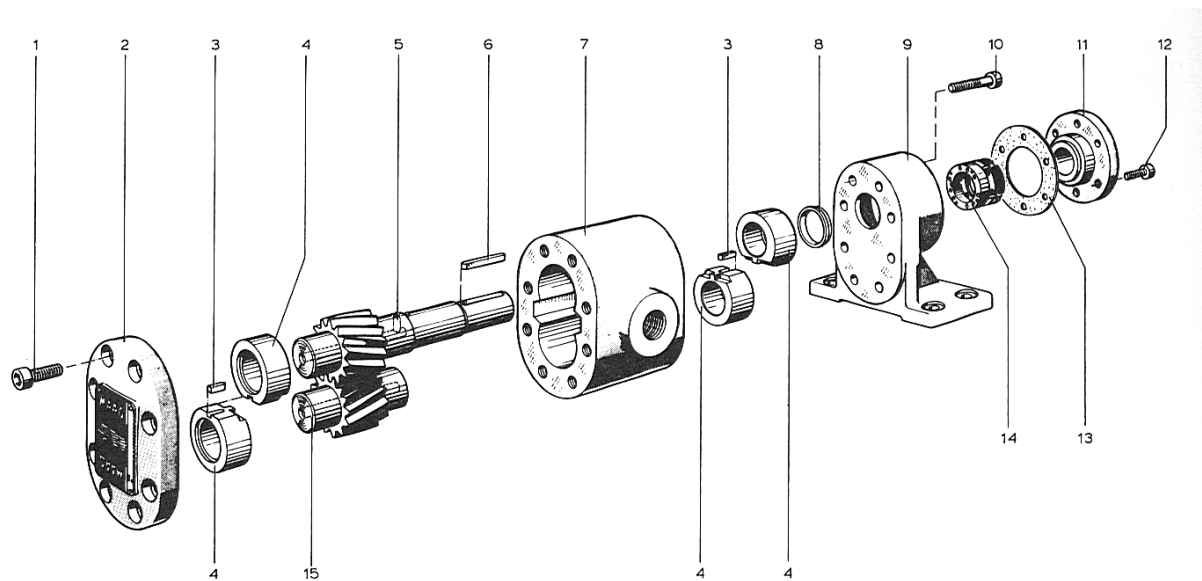
- 1 pakkingring
- 2 glijring
- 3a O-ring
- 3b manchet
- 4 deksel
- 5 veerelement
- 6 meeneempen

De O-ring wordt toegepast voor neutrale vloeistoffen; de kwaliteit van de O-ring kan worden aangepast aan het soort vloeistof.

De afdichting met manchet wordt vooral toegepast als de vloeistof oplosmiddel bevat. Al naar gelang van de eisen die gesteld worden en de vloeistoffen die verpompt moeten worden, werden aangepaste enkele en dubbele glijringafdichtingen ontwikkeld.

### 19.1.7 Pompen met voet en aandrijfvas

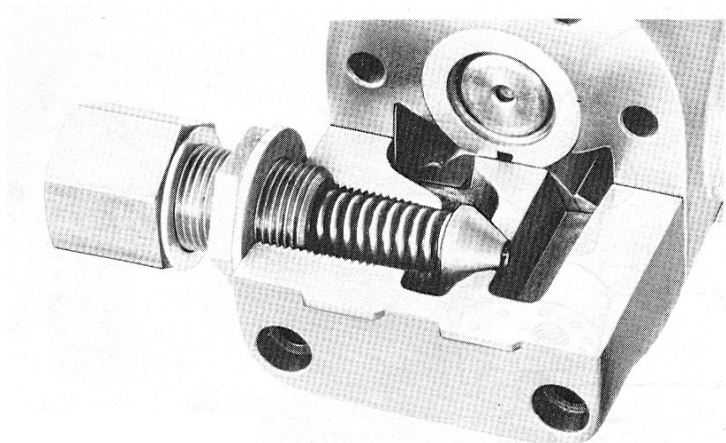
In figuur 194 is een Maag-tandwielpomp met voet weergegeven. Zo'n pomp kan, samen met een elektromotor met voet en gemonteerd op een gemeenschappelijke fundatieplaat, als *pompunit* gebruikt worden.



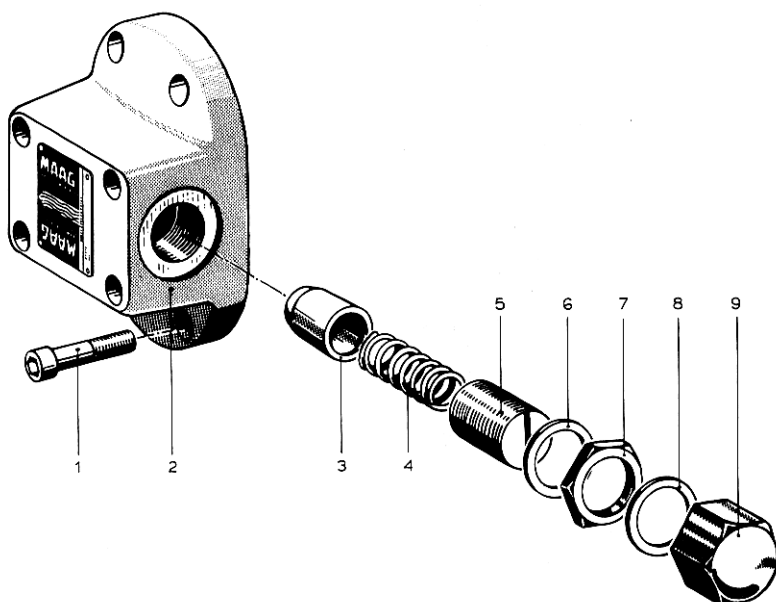
**Figuur 194: exploded view van de pomp uit figuur 192**

- 1 cilinderkopschroef
- 2 deksel
- 3 spie
- 4 lager
- 5 aandrijfvas
- 6 spie
- 7 huis
- 8 centreerring
- 9 stoel met voet
- 10 cilinderkopschroef
- 11 deksel
- 12 cilinderkopschroef
- 13 pakking
- 14 asafdichting
- 15 korte as

Om de pomp en de installatie tegen ontoelaatbare drukstijgingen te beveiligen kan de pomp worden uitgevoerd met een deksel met ingebouwde ontlastklep (fig. 195). Dit deksel komt dan in de plaats van het deksel met stuknummer 2 in figuur 196.



**Figuur 195: ingebouwde ontlastklep**



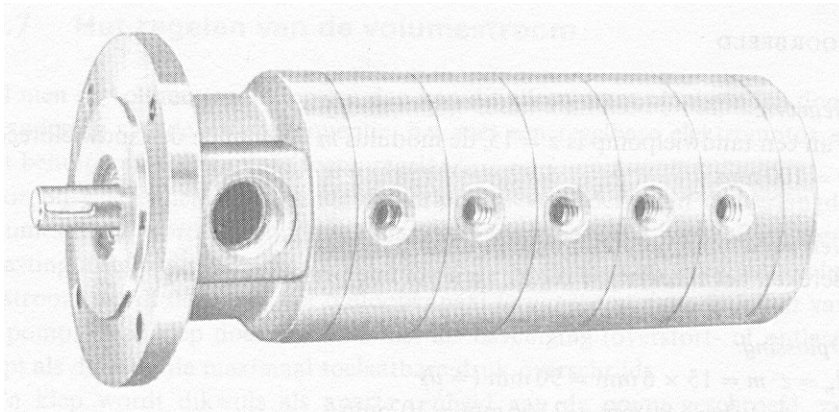
**Figuur 196: exploded view van de ontlastklep**

- 1 cilinderkopschroef
- 2 deksel
- 3 klep
- 4 veer
- 5 instelschroef
- 6 onderlegschiif
- 7 conramoer
- 8 lage dopmoer

### 19.1.8 Pompen met flens en aandrijfjas

Pompen met flens zonder aandrijfjas worden gebruikt als meer dan één volumestroom nodig is. Men stelt dan enkele pompen (die elk één volumestroom leveren) samen tot één pomp (fig. 197). Het geheel wordt aangedreven door één lange aandrijfjas.

Ook als men een zeer hoge einddruk wil bereiken, schakelt men enkele pompen achter elkaar. Elke pomp levert dan een evenredig deel van de einddruk en elk pompelement is slechts door dat deel van de einddruk belast. De daaruit resulterende matige materiaalbelasting draagt in sterke mate bij tot een hoge levensduur.



**Figuur 197:**

Hier werden vijf pompen met flens zonder as samengesteld tot één pomp. Aan de linkerzijde bevindt zich een huis met een flens en een inlaatopening. Door het geheel gaat één lange as.

### 19.1.9 De volumestroom

Het verdrongen volume per omwenteling is bij benadering gelijk aan de som van de tandkuilvolumes van de beide tandwielen.

Volgens Maag is (voor evolvente vertanding) de exacte formule voor het verdrongen volume per omwenteling:

$$V_{th} = \frac{\pi}{2} b \left\{ d_a^2 - a^2 - \left( d_b^2 \frac{\pi^2}{3z^2} \right) \right\}$$

Hierin is (fig. 198):

$V_{th}$  = het theoretische verdrongen volume per omwenteling

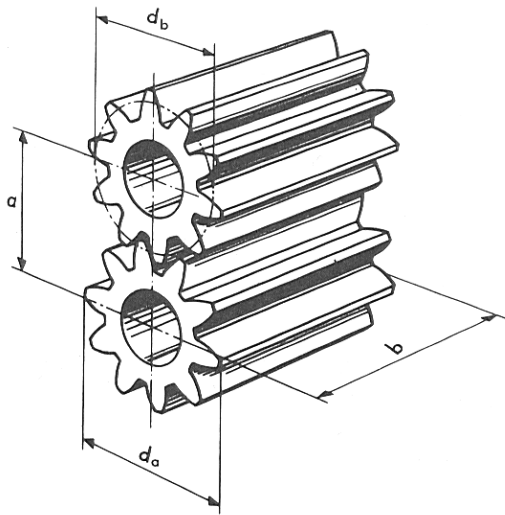
$a$  = de hartafstand van de tandwielen

$b$  = de tandwielbreedte

$d_b$  = de steekcirkeldiameter van de tandwielen

$d_a$  = de topcirkeldiameter van de tandwielen

$z$  = het aantal tanden van één leiwiel



**Figuur 198: bepaling van de volumestroom**

### 19.1.10 Het regelen van de volumestroom

Wil men de volumestroom regelen, dan kan dit alleen maar plaatsvinden door verandering van de rotatiefrequentie, bv. met een regelbare elektromotor of met behulp van een traploze toerenregelaar. Voor bij gelegenheid optredende of periodieke verandering in de verlangde volumestroom wordt een omloopkanaal met klep toegepast, waarbij de veerbelasting instelbaar is. Het op zulke momenten teveel aan volumestroom wordt dan door het omloopkanaal teruggeperst naar de inlaat van de pomp. Deze klep doet tevens dienst als beveiliging (overstort- of ontlastklep) als de druk de maximale toelaatbare druk overschrijdt. Zo'n klep wordt dikwijls als aparte eenheid aan de pomp geschroefd.

### 19.1.11 De aandrijving

De rotatiefrequentie van tandwielpompen is bepalend voor de volumestroom, de werkdruk en de hoeveelheid geluid die ontwikkeld wordt.

Fabrikanten van hydraulische aandrijvingen geven op dat tandwielpompen gebruikt worden tot  $3500 \text{ min}^{-1}$ . Dit geldt voor algemene toepassingen. Voor gereedschapswerktuigen, waarbij vooral op een geruisarme uitvoering van de constructie en een rustige gang van de beweging gelet wordt, komen bij hoge drukken rotatiefrequenties van  $3000 \text{ min}^{-1}$  alleen bij zeer kleine volumestromen in aanmerking. In de regel worden tandwielpompen en volumestromen van 10 tot  $80 \text{ l/min}$  bij drukken van 5 tot 12 MPa (50 tot 120 bar) aangedreven met  $n \approx 1500 \text{ min}^{-1}$ . Wordt van een ingebouwde tandwielpomp een bijzonder rustige gang verlangd, bv. bij slijpmachines en fijnboormachines, dan moet de rotatiefrequentie worden teruggebracht tot  $n \approx 400$  tot  $800 \text{ min}^{-1}$ . Bij dergelijke machines neemt men ook genoegen met werkdrukken van 1,5 MPa (15 bar). Smeeroliepompen worden dikwijls aangedreven met rotatiefrequenties lager dan  $n = 300 \text{ min}^{-1}$ .

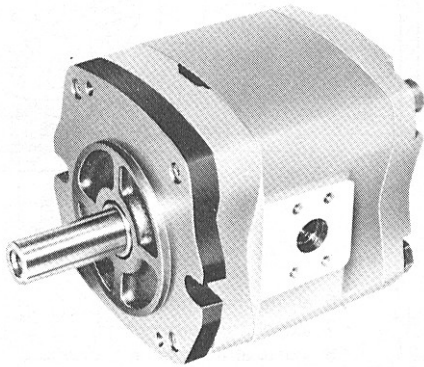
De tandwielpomp kan in het algemeen met geringe constructieve veranderingen in beide richtingen aangedreven worden.

## 19.2 Hogedruktandwielpompe van Voith

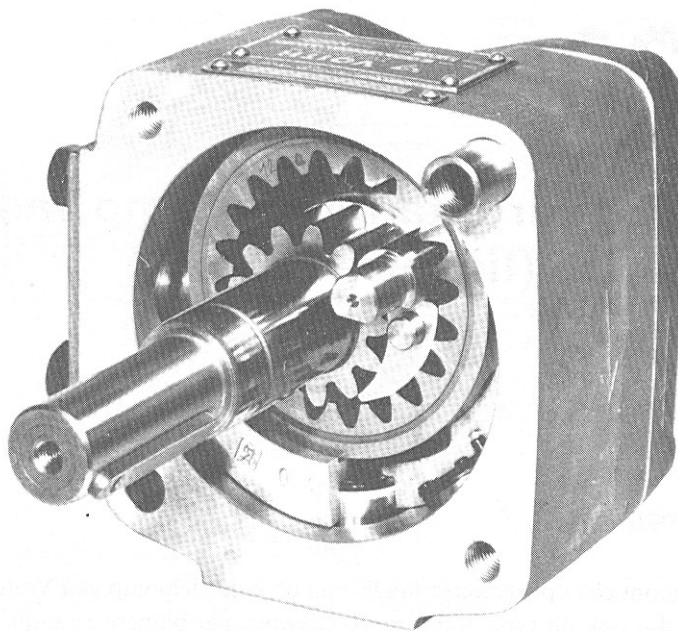
### 19.2.1 Principe

Figuur 199 toont een opengewerkt model van de tandwielpompe van Voith. Daarin is te zien dat ook dit type pompe een tandkrans met binnervertanding heeft. Door draaiing van het tandwielpaar wordt olie in het huis en in de ruimten tussen de tanden van het rondsel en de tandkrans gezogen. De beide tandwielen maken over meer dan 180° geen contact. De tandkuilen worden met geringe stroomsnelheid gevuld.

Door de drukcompensatie in axiale en radiale richting worden alle spleten minimaal gehouden; bijgevolg zijn de lekverliezen uiterst gering. De onder druk staande oppervlakken worden klein gehouden, zodat de lagerbelasting en de wrijvingskrachten klein zijn. Ook kunnen hierdoor de afdichtingselementen zoals afdichtplaten en vulstuk, klein blijven. De onder druk staande ruimte is klein en wordt vrij goed geïsoleerd, waardoor een geruisarme pompe ontstaat.



Figuur 199: hogedruk tandwielpompe met binnervertanding van Voith

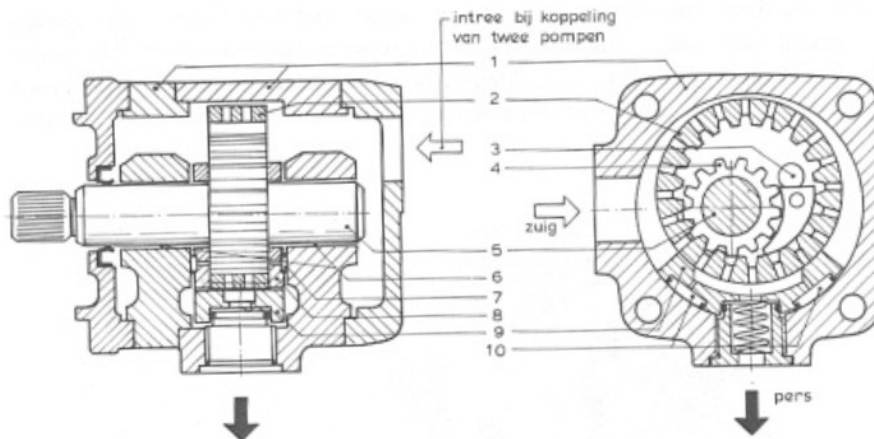


Figuur 200: opengewerkt model van de pompe

## 19.2.2 Constructie

Zie figuur 201.

Op de aandrijfvas (5) wordt een rondsel bevestigd dat tijdens het draaien de vrij draaiende tandkrans (2) meeneemt. De stuurplunjer (9) drukt de tandkrans tegen het rondsel en tegen het vulstuk (4). De aandrukkracht hiervoor wordt geleverd door de persdruk in de radiale drukvelden (10). Het vrij beweegbare vulstuk steunt tegen de in het huis gelagerde vulstukpen (3). De vrij draaiende tandkrans zit opgesloten tussen twee axiale afdichtplaten (8). Deze afdichtplaten zijn gelagerd op de aandrijfvas en worden verder op hun plaats gehouden doordat ze aan het vulstuk gekoppeld worden.



**Figuur 201: constructie van de pomp**

- 1 huis
- 2 tandkrans
- 3 vulstukpen
- 4 vulstuk
- 5 aandrijfvas met rondsel
- 6 elastische lagering
- 7 axiaal drukveld
- 8 axiale afdichtplaten
- 9 stuurplunjer
- 10 radiaal drukveld

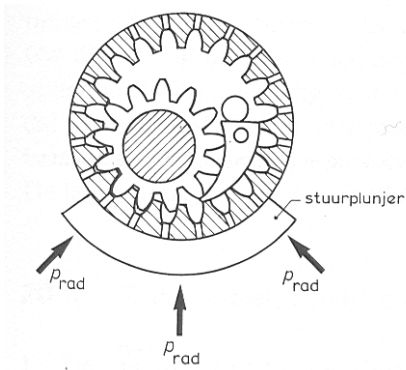
## 19.2.3 Afdichting

De hogedruktandwielpompe met binnenvertanding van Voith heeft, evenals de pompe uit het vorige hoofdstuk, een axiale en een radiale afdichting. Deze maken de pompe geschikt voor hoge continue werkdrukken en geven een gunstig verlopende rendementskromme.

### Afdichting in radiale richting

De radiale afdichting wordt verkregen met behulp van de drukvelden in de stuurplunjer. De druk  $p_{rad}$  in de drukvelden is gelijk aan de persdruk. De kracht waarmee de tandkrans tegen het rondsel wordt gedrukt, is dan ook evenredig met de werkdruk. Hierdoor wordt een nagenoeg spelingsvrije afdichting tussen de tandflanken verkregen.



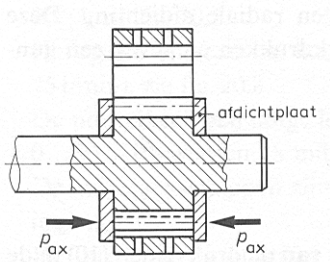


**Figuur 202: principe van de radiale afdichting**

### Afdichting in axiale richting

De axiale afdichting wordt verkregen door de axiale afdichtplaten en drukvelden. Ook de druk  $p_{ax}$  in deze drukvelden is evenredig met de persdruk.

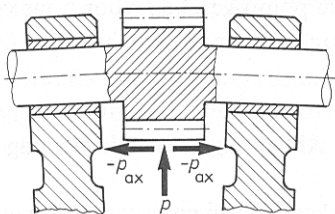
De axiale afdichtplaten worden bij de hogedrukkamer tegen de zijvlakken van rondsel, tandkrans en vulstuk gedrukt. De axiale lekspleet is daardoor klein.



**Figuur 203: principe van de axiale afdichting**

## 19.2.4 De elastische lagering

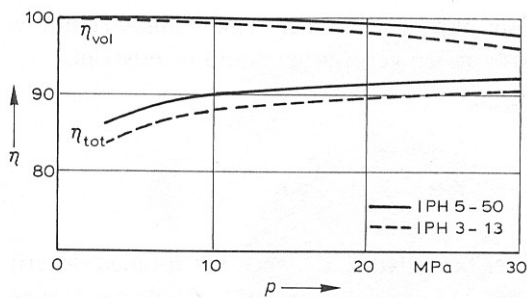
Op de aandrijfas werkt een omhoog gerichte kracht die vertraagd wordt door de persdruk  $p$  in de hogedrukkamer. Hierdoor zal de as doorbuigen en de randen van de lagerbussen te zwaar belasten. Om dit te voorkomen wordt de aandrijfas door middel van *elastische* lagersteunen in het huis gelagerd. Deze lagersteunen worden zodanig geconstrueerd dat ze onder invloed van de axiale druk  $p_{ax}$  naar buiten toe doorbuigen. Randbelasting van de lagerbussen wordt hiermee voorkomen. De lagers worden door het medium zelf gesmeerd.



**Figuur 204: principe van de elastische lagering**

## 19.2.5 Enkele belangrijke punten

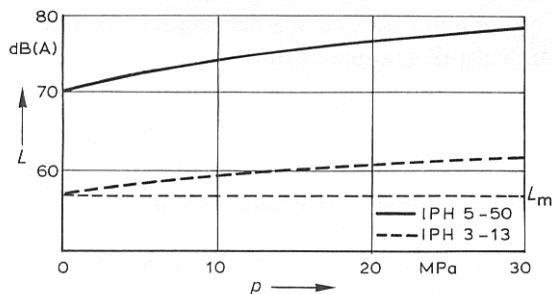
- 1 de pomp levert een hoge continue persdruk van 23 tot 30 MPa (230 tot 300 bar)
- 2 in het gehele drukbereik heeft de pomp een hoog rendement (hoger dan 90%) (fig. 205)
- 3 het geluidsniveau is laag (bv. minder dan 78 dB(A) bij 30 MPa en 75 l/min) (fig. )
- 4 de pomp heeft een lange levensduur (in duurproeven bij werkdrukken van 0 tot 30 MPa werden 18 miljoen belastingswisselingen geregistreerd)
- 5 de zuigeigenschappen zijn goed (tot 60 kPa = 0,6 bar direct aan de pompingang)
- 6 het grote ingrijpquotiënt en het spelingsvrij samenwerken van rondsel en tandkrans hebben een zeer geringe pulsatie van de volumestroom en de druk tot gevolg



**Figuur 205: rendementskromme gemeten bij  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$**

$\eta_{vol}$  = volumetrisch rendement

$\eta_{tot}$  = totaal rendement



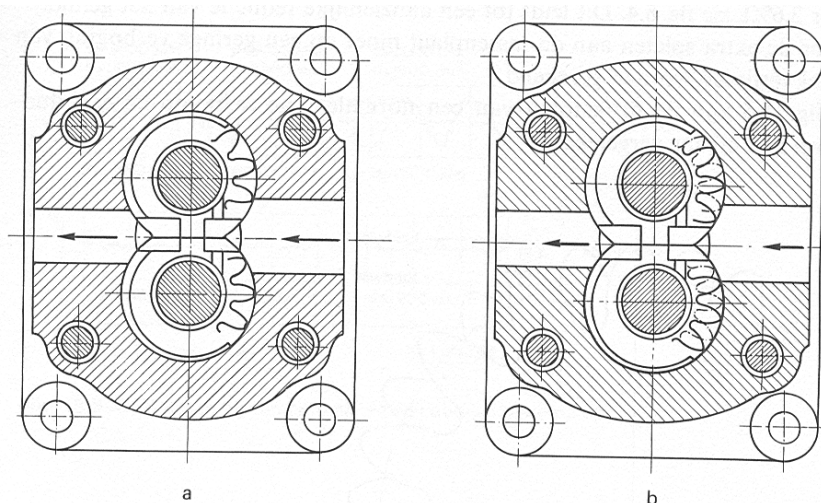
**Figuur 206: geluidsniveau gemeten bij  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$  op 1 meter afstand in een geluiddichte kamer**

$L_m$  = het geluidsniveau in de meetkamer

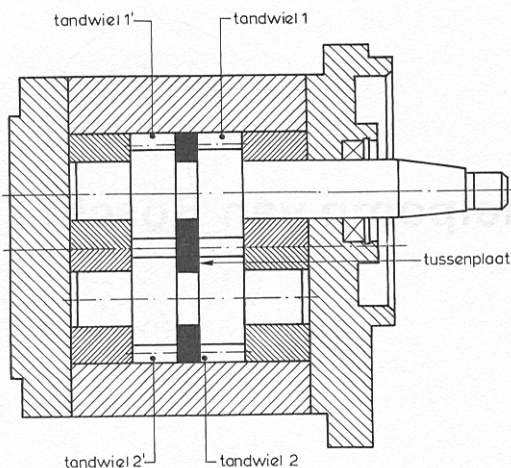
## 19.3 Duo-tandwielpompe van Bosch

### 19.3.1 Principe

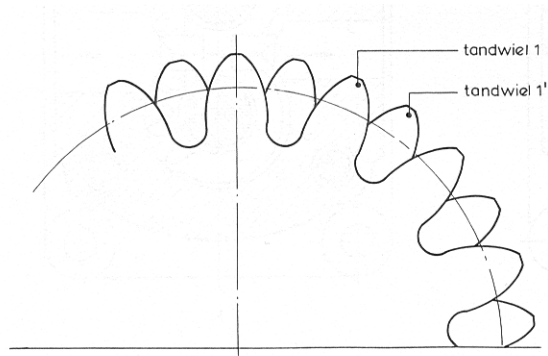
Om het geluid te beperken heeft Bosch een zg. duo-tandwielpompe ontwikkeld. Het lagere geluidsniveau is een gevolg van een gelijkmatigere levering. De duo-pompe bestaat uit een huis met dezelfde afmetingen als een normale tandwielpompe (fig. 207), maar heeft een dubbel stel tandwielen van de die elk een breedte hebben die de helft is van de normale breedte. De twee tandwielparen worden van elkaar gescheiden door een tussenplaat (fig. 208) en bovendien een halve tandsteek t.o.v. elkaar verdraaid gemonteerd (fig. 209). Zo verkrijgt men de werking van twee afzonderlijke pompen met gemeenschappelijke zuig- en persaansluiting. De pulsaties van de volumestroom zijn een halve periode van elkaar verschoven. Deze verdubbeling van de frequentie is enerzijds een nadeel maar de amplitude van de pulsatie wordt echter belangrijk kleiner (van 14,3 % naar 3,6 %) (fig. 210). Dit leidt tot een aanzienlijke reductie van het geluid. Door extra spleten aan de tussenplaat moet op een geringe verhoging van de lekverliezen worden gerekend. In figuur 211 zijn de drukstoten van een normale tandwielpompe en een duo-pompe met elkaar vergeleken.



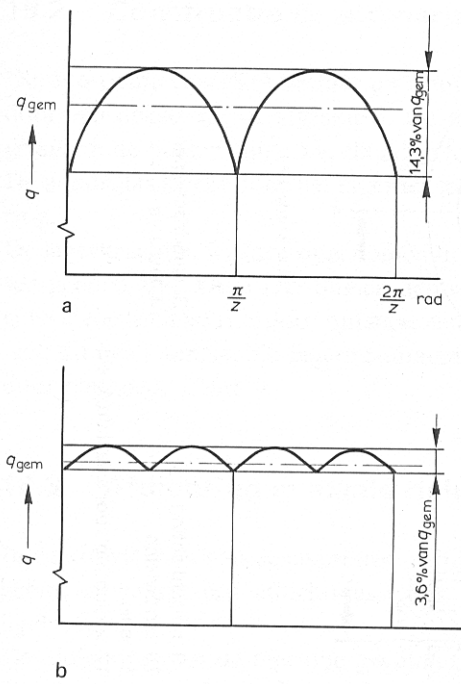
**Figuur 207:** a normale tandwielpompe  
b duo-tandwielpompe



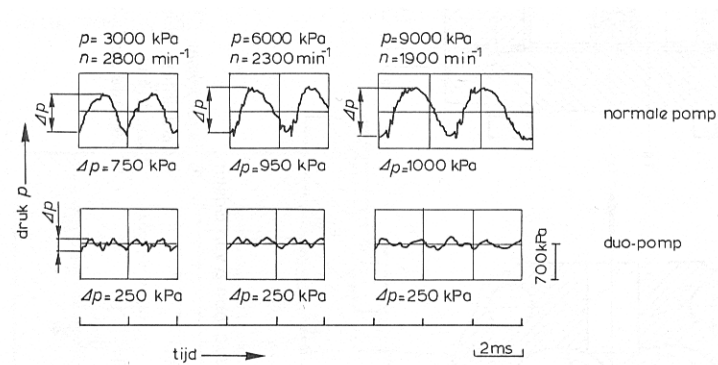
**Figuur 208:** tussenplaat



**Figuur 209:** de tandwielen op dezelfde as zijn een halve tandsteek t.o.v. elkaar verdraaid



**Figuur 210** a pulsatie bij normale tandwielpompe  
b pulsatie bij duo-tandwielpompe



**Figuur 211:** drukstoten bij een normale en een duo-tandwielpompe

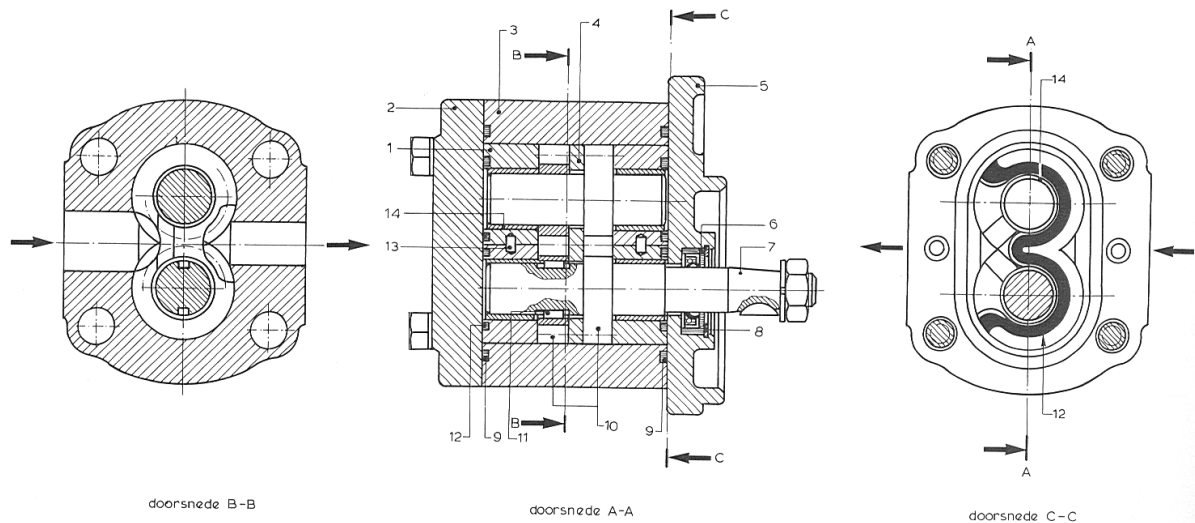
### 19.3.2 Constructie en uitvoering

De duo-pomp (fig. 212) bestaat uit een lichtmetalen huis dat aan beide zijden door een deksel wordt afgesloten. De tandwielparen worden in vier lagerbussen gelagerd en de bussen worden t.o.v. elkaar gefixeerd met cilindrische pennen.

De aandrijfjas steekt door het lagerdeksel en wordt afgedicht door een simmerring.

De lagerkrachten worden opgenomen door zg. DU-bussen die in de lagerbussen geperst worden. Deze DU-bussen hebben een teflon glijlaag die in een zeker gebied elastisch is.

Hierdoor ontstaat een aanrakingsvlak in plaats van een lijncontact. Dit heeft aanzienlijk lagere contactdrukken tot gevolg, hetgeen de levensduur ten goede komt.

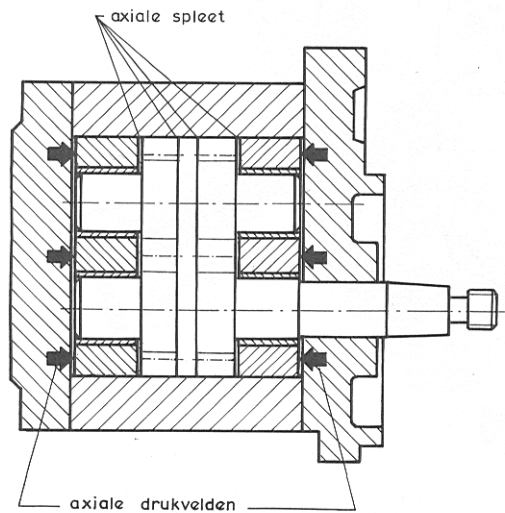


**Figuur 212: constructie duo-pomp van Bosch**

1. lagerbus
2. sluitdeksel
3. huis
4. tussenplaat
5. lagerdeksel
6. asdichting (simmerring)
7. aandrijfjas
8. verende opsluitring
9. huisafdichting
10. tandwielen
11. spie
12. afdichting voor axiaal drukveld
13. cilindrische pen
14. DU-bus

### 19.3.3 Afdichting in axiale richting

In de kopvlakken van de lagerbussen worden speciaal gevormde uitsparingen aangebracht waarin een afdichtingsstrook wordt gelegd (zwart in doorsnede C-C, fig. 213). De afdichting van de met olie gevulde tandkuilen vindt plaats door deze afdichtingsstrook. De hoge druk bereikt de afdichtingsstrook via de schuine kanten in de lagerbussen. Er ontstaat daardoor tussen de deksels en de lagerbussen een axiaal drukveld dat de tandwielen naar elkaar toe drukt, tegen de tussenplaat aan. De afdichting op de tussenplaat is dus afhankelijk van de druk



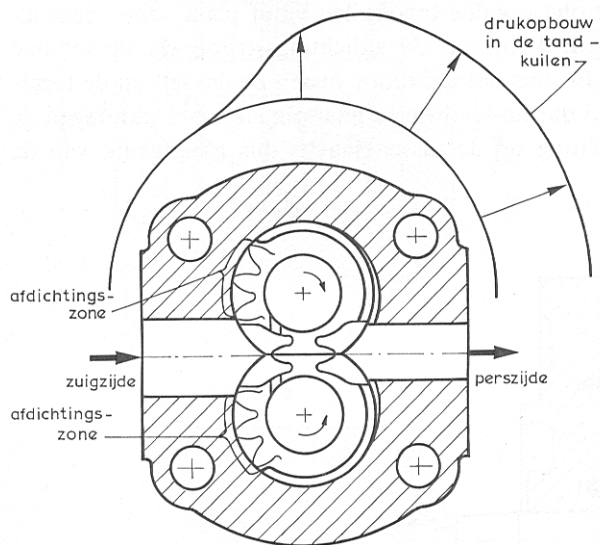
**Figuur 213: plaatsen waar axiaal drukveld optreedt**

De druk werkt alleen in op de tandwielen in het gebied dat begrensd wordt door de speciaal gevormde afdichtingsstrook. De aandrukkrachten werken bijgevolg ook alleen in op de plaatsen waar de hoogste druk in de tandkuilen optreedt.

### 19.3.4 Afdichting in radiale richting

De radiaal toenemende druk (fig. 214) werkt ook op de omtrek van de tandwielen en drukt deze met de lagerbussen naar de zuigzijde toe. De tandwielen lopen daardoor aan zuigzijde tegen het huis aan zodat zich daar afdichtingszones vormen (fig. 214). Na het inlopen worden aan zuigzijde nauwe spleten tussen de tandkoppen en het huis verkregen. Ook deze afdichting is afhankelijk van de druk en optimale rendementen met een grote mate ongevoeligheid voor vervuiling zijn het resultaat.

De drukopbouw van de omtrek heeft, na de afdichtingszone betrekkelijk snel plaats, maar wordt door de schuine kant in de lagerbussen afgezwakt. Dit is met het oog op een goede beheersing van het geluidsniveau van betekenis.

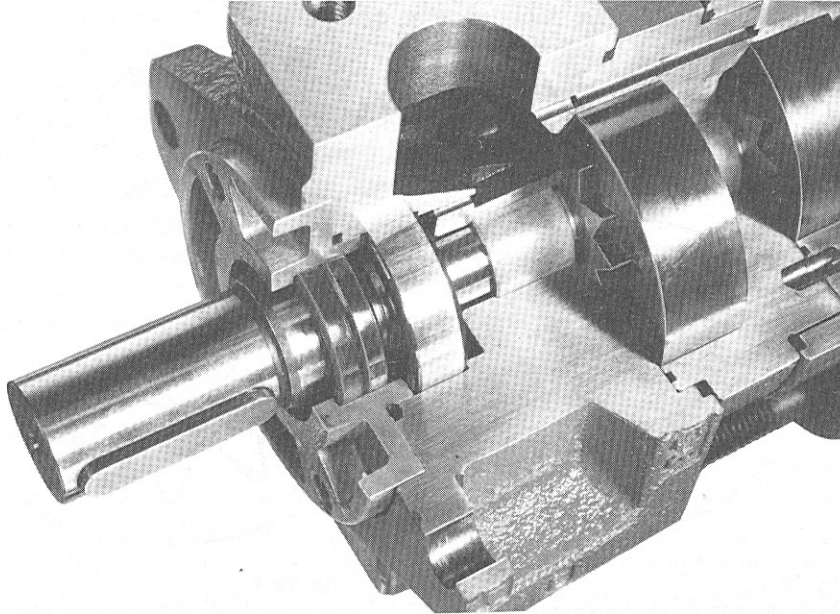


**Figuur 214: afdichting in radiale richting**

## 19.4 Tandwielpompe 'systeem Truninger' van Bucher

De tandwielpompe van Bucher (fig. 215) onderscheidt zich van de hiervoor behandelde tandwielpompen op de volgende punten:

- 1 één van de tandwielen heeft binnenvertanding
- 2 het speciale tandprofiel
- 3 de schakelmogelijkheid

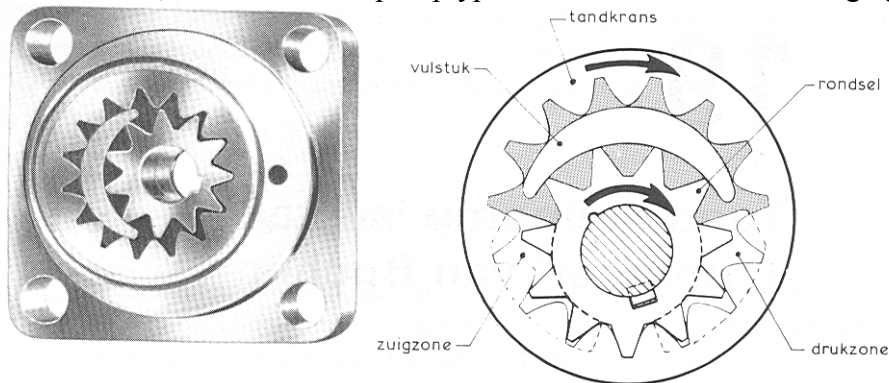


**Figuur 215: opengewerkt model van een tandwielpompe volgens het systeem Truninger**

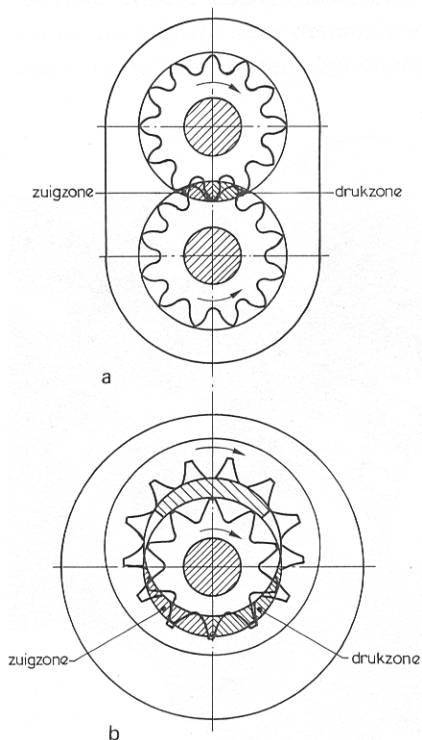


## 19.4.1 De binnenvertanding

Zoals figuur 217 laat zien heeft het ene wiel een buitenvertanding en wordt het andere uitgevoerd met binnenvertanding. Het rondsel (het kleinste tandwiel) wordt op de aandrijfas vastgespied en drijft de vrij draaiende tandkrans aan. In de zuigzone vult de vloeistof de tandkuilen, terwijl die er in de drukzone weer uit verdrongen wordt. Het voordeel van de binnenvertanding is dat zowel de zuig- als de drukzone, in vergelijking met buitenvertanding, veel langer is (fig. 216). De snelheden van de vloeistof zijn daardoor bij het vullen en verdringen beduidend lager. Dit draagt niet alleen bij tot een vermindering van het geluidsniveau, het verleent dit pomptype ook meer dan normale zuigeigenschappen.



**Figuur 216: de tandwielen**



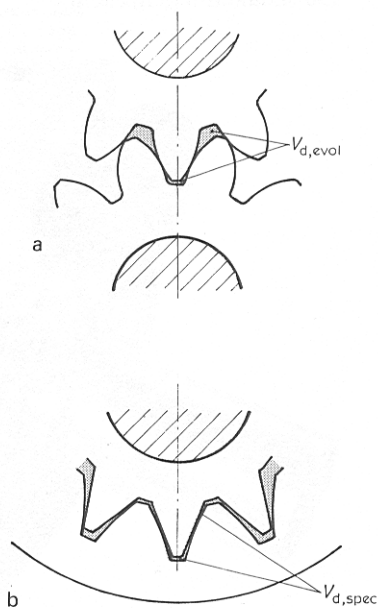
**Figuur 217: de grootte van zuig en drukzone bij:**

- a een gewone tandwielpompe
- b een tandwielpompe systeem Truninger

## 19.4.2 Het speciale tandprofiel

Op grond van de eenvoudige fabricage is het gebruikelijk de tandflanken als evolventen uit te voeren. Het nadeel van deze tandvorm is echter dat in het ingrijpgebied tussen de tandkop van het ene en de handvoet van het andere wiel een betrekkelijk groot vloeistofvolume (dode ruimte) ingesloten wordt. Deze ruimte wordt bij verder draaien sterk verkleind (fig. 218), hetgeen drukpieken en geluidsvorming veroorzaakt.

Truninger heeft een speciaal tandprofiel ontwikkeld dat praktisch geen dode ruimte bezit. De pomp heeft daardoor een zeer geruisarme werking en levert een praktisch pulsatievrije volumestroom. De tandflanken zijn slechts licht gekromd (de kromtestraal is groot), nochtans zijn de contactdrukken tussen de tandflanken laag. Het resultaat is een lange levensduur van de tandwielen.



**Figuur 218: de grootte van de dode ruimte bij:**

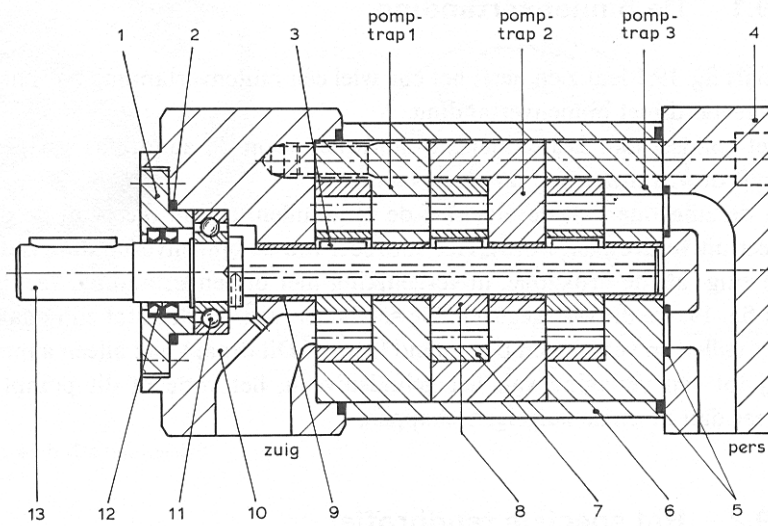
- a een gewone tandwielpompe
- b een tandwielpompe systeem Truninger

## 19.4.3 De schakelmogelijkheid

Gewoonlijk bezit een tandwielpompe slechts één tandwielpaar. De daarmee bereikbare druk is begrensd.

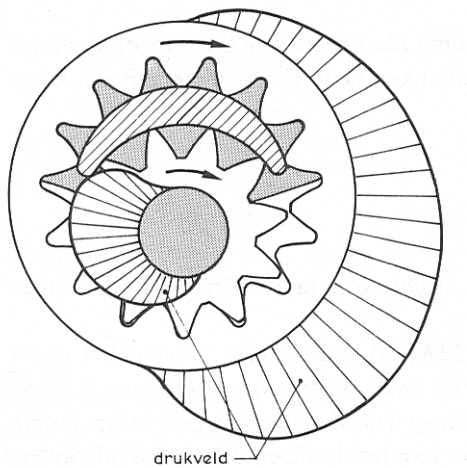
De Truninger-hogedrukpompe (tot 32 MPa) worden daarom volgens het meertrapsprincipe gebouwd (fig. 219). Door twee of drie pompe in serie te schakelen stroomt de olie van de ene pomptrap naar de volgende. Iedere pomptrap levert daarbij een even groot aandeel in de einddruk. Elk afzonderlijk pompelement wordt zodoende slechts voor een deel van de maximale einddruk belast (max. 16 MPa). Deze matige materiaalbelasting draagt aanmerkelijk bij tot een hogere levensduur.

Zoals in figuur 220 wordt weergegeven hebben zowel de aandrijf-as als de tandkrans een hydrodynamisch gesmeerde lagering.



**Figuur 219: meertrapuitvoering**

- 1 deksel
- 2 O-ring
- 3 spie
- 4 sluitdeksel
- 5 O-ringen
- 6 huis
- 7 tandkrans
- 8 rondsel
- 9 glijlager
- 10 lagerdeksel
- 11 kogellager
- 12 asdichting (simmerring)
- 13 aandrijfvas



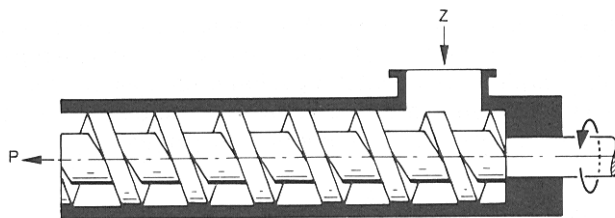
**Figuur 220: hydrodynamische lagering van as en tandkrans**

## 20 Wormpompen

Wormpompen worden met één of meerdere schroefassen (de wormen) uitgevoerd. We zullen de een-, twee- en drieassige pomp bespreken.

### 20.1 Eenassige pomp

De eenassige pomp (fig. 221) is de eenvoudigste uitvoering. Door de draaiende beweging van de schroefas stroomt de vloeistof in axiale richting. Als aan de perszijde van de pomp een overdruk gaat heersen, zal de vloeistof langs kanalen, gevormd door de schroefas, terugstromen. Ook treedt er lekverlies op langs de wand van het pomphuis. Bij hoge tegendruk aan perszijde en bij lage viscositeit van de vloeistof kunnen de optredende verliezen in de volumestroom zeer groot zijn. De pomp kan daarom alleen toegepast worden voor lage tegendrukken en voor viskeuze vloeistoffen.

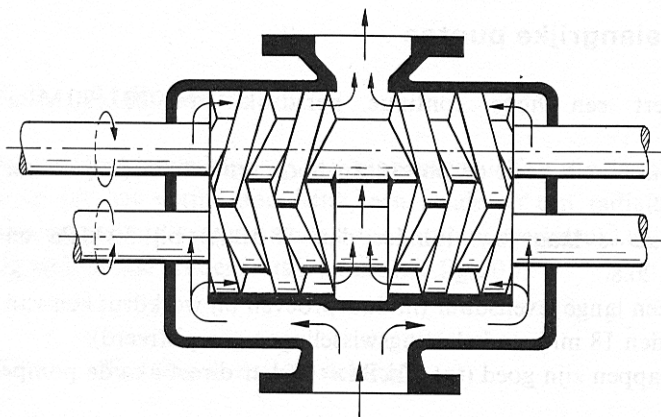


Figuur 221: principe eenassige wormpomp

### 20.2 Wormpomp met twee assen

#### 20.2.1 Constructie en werking

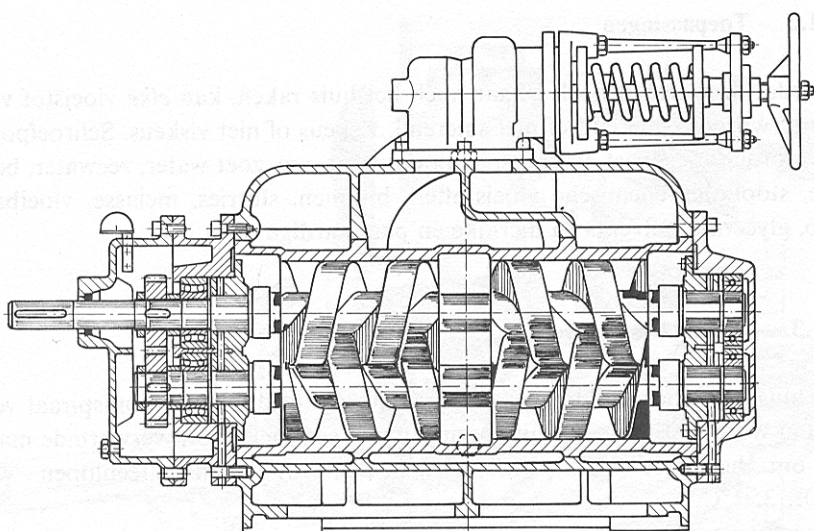
Figuur 222 geeft het principe van een wormpomp weer.



Figuur 222: het omkeren van de stromingsrichting

In figuur 223 wordt de doorsnede van een Allweiler-Houttuin wormpomp afgebeeld. Deze pomp heeft twee assen, elk voorzien van twee symmetrisch ten opzichte van elkaar geplaatste wormen. Hierdoor zijn de hydraulische belastingen op de as in balans. De met vet gesmeerde kogellagers bevinden zich buiten de pompruimte. Het aandrijfvermogen wordt van de ene naar de andere as overgebracht door een stel in een oliebad lopende tandwielen, eveneens buiten de pompruimte aangebracht (links op de tekening).

Door de speciale vormgeving van het flankprofiel wordt een goede afdichting verkregen, zowel van de draadgangen ten opzichte van elkaar als ook tegen het omsluitende huis. De wormen raken het huis en ook elkaar niet. De slijtage die optreedt, is uitsluitend een gevolg van de verpompte vloeistof. Deze slijtage is echter gering en de pompen hebben daardoor een lange levensduur. Bij het draaien van de assen werken de draadspiraalen als zuigers die zich steeds gelijkmatig in axiale richting voortbewegen. De vloeistof komt niet in draaiing maar schuift rechtlijnig vooruit. Op deze wijze ontstaat een praktisch pulsatievrije volumestroom. De werking is dus ook zeer geruisarm.



**Figuur 223: doorsnede over een Allweiler-Houttuin wormpomp**

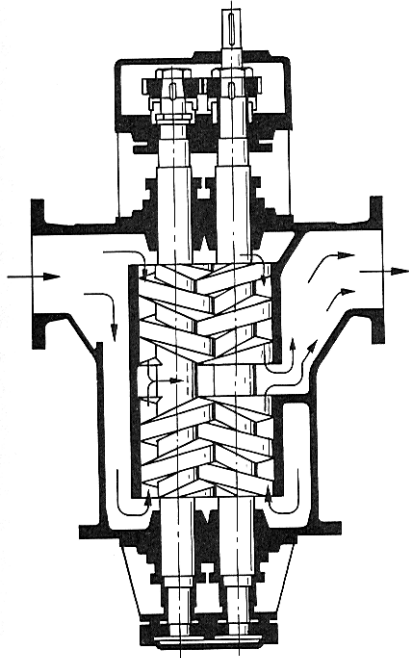
De asafdichting gebeurt met behulp van pakkingbussen. De assen kunnen ter plaatse van de afdichtingen van beschermbussen worden voorzien. Ook kunnen de pompen met enkele of dubbele glijringafdichting worden uitgerust. Doordat er geen metalliek contact is tussen de wormen onderling of tussen de wormen en het huis, komen voor deze onderdelen diverse materiaalsoorten in aanmerking.

## **20.2.2 Toepassingen**

Doordat de wormen noch elkaar noch het huis raken, kan elke vloeistof verpompt worden: smerend of niet smerend, viskeus of niet-viskeus. Wormpompen worden toegepast als transportpomp voor o.m. zoet water, zeewater, benzine, stookolie, chemische vloeistoffen, bitumen, slurries, melasse, vloeibare zeep, glycerine, solvents en dierlijke en plantaardige oliën.

### 20.2.3 Technische gegevens

Het huis kan door middel van een ingebouwde of dubbele stoomspiraal verwarmd worden. Er zijn ook uitvoeringen met een met stoom verwarmde mantel om het hele huis. De bedrijfstemperatuur kan uiteenlopen van  $-40$  tot  $350^{\circ}\text{C}$ . Wormpompen worden zowel in horizontale als in verticale uitvoering vervaardigd (fig. 224). Ze worden geleverd voor volumestromen van  $5$  tot  $1500\text{ m}^3/\text{h}$ . De opvoerdrukken variëren van  $1$  tot  $3\text{ MPa}$  ( $10$  à  $30$  bar) bij rotatiefrequenties van  $750$  tot  $5000\text{min}^{-1}$ . De pompen zijn zelfaanzuigend.

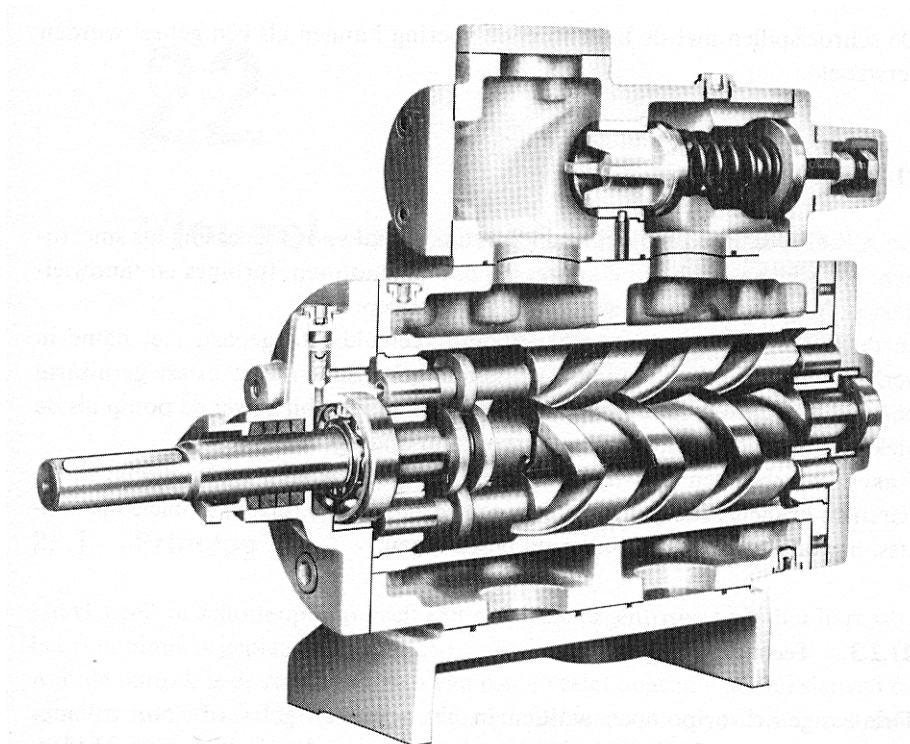


**Figuur 224: wormpomp in verticale uitvoering**

## 20.3 Wormpomp met drie assen

### 20.3.1 Constructie en werking

Van de Allweiler-wormpomp (fig. 225) zijn de drie wormspillen in de pompruimte gelagerd. De pomp is daardoor alleen geschikt voor smerende vloeistoffen. Door de keuze van passende materialen zijn hoge rotatiefrequenties mogelijk. De pomp kan direct aan de elektromotor of stoomturbine gekoppeld worden, heeft een uitstekend zuigvermogen en geeft een pulsatievrije volumestroom.



**Figuur 225: Allweiler wormpomp met drie spillen en binnenliggende lagers**

De beide secundaire wormspillen worden door de hoofdspil *meegenomen*; alleen de hoofdspil wordt aangedreven. Door boringen zowel in het huis als in de hoofdspil en door het juist dimensioneren van de aseinden worden de spillen in axiale richting hydraulisch ontlast.

De wormspillen met de bijbehorende voering kunnen als één geheel worden verwisseld.

### 20.3.2 Toepassingen

De Allweiler-wormpompen lenen zich uitstekend voor toepassing als smeeroliepomp van bijvoorbeeld compressoren, dieselmotoren, turbines en tandwielkasten. Verder worden ze gebruikt als stookoliepomp. In de hydraulica wordt de wormpomp veelvuldig toegepast als gevolg van steeds strenger wordende geluidseisen. Het meest geruisarm zijn wel de volledig onderhoudsvrije aggregaten waarbij zowel de pomp als de elektromotor geheel in het oliereservoir worden ondergedompeld.

Enkele voorbeelden van hydraulische toepassingen zijn: hydraulische liften, lieren en kranen, scheepshydraulica, mobiele installaties, hydraulische aandrijvingen en besturingen.

### **20.3.3 Technische gegevens**

Drie-assige wormpompen worden in het algemeen geleverd voor volumestromen van 3...5000 l/min. De bereikbare opvoerdruk bedraagt 21 MPa (210 bar). De pompen zijn geschikt voor rotatiefrequenties tot ca. 3000 min<sup>-1</sup>.

Ze worden zowel in horizontale als in verticale uitvoering geleverd.



## 21

## Defecten aan de pomp

	De pomp levert geen vloeistof	De pomp levert onvoldoende volumestroom	De opvoerhoogte van de pomp is onvoldoende	De pomp slaat af na het in bedrijf stellen	Het door de pomp opgenomen vermogen is hoger dan normaal	Het door de pomp opgenomen vermogen is lager dan normaal	De pakkingbus lekt te veel	De aspakking of het mechanical seal moet te vaak vernieuwd worden	De pomp trilt of maakt lawaai	De lagers slijten te veel of worden te warm	De pomp loopt warm, zwaar of vast
De pomp en/of zuigleiding zijn niet voldoende gevuld of ontlucht											
Er komt lucht en/of gas uit de vloeistof vrij											
Er is een luchtzak in de zuigleiding											
Er is een luchtlek in de zuigleiding											
De pomp zuigt lucht aan via de pakkingbus											
De sper- of spelwateraansluiting op de pakkingbus is niet aangesloten of verstopt											
De lantaarnring in de pakkingbus is foutief gemonteerd											
De manometrische zuighoogte is te hoog											
De zuigleiding en/of zuigkorf is/zijn geheel of gedeeltelijk verstopt											
De voetklep of zuigleiding is tijdens bedrijf onvoldoende ondergedompeld											
De beschikbare NPSH is te laag											
Het toerental is te hoog											
Het toerental is te laag											
De draairichting is verkeerd											
De pomp werkt niet in het juiste bedrijfspunt											
De soortelijke massa van de vloeistof is anders dan waarop gerekend is											
De viscositeit van de vloeistof is anders dan waarop gerekend is											
De pomp werkt bij een te kleine volumestroom											
Een foutieve keuze van de pomp											
Een verstopping in de waaier of het pomphuis											

Een verstopping in het leidingsysteem											
Een foutieve opstelling van het pompaggregaat											
Een niet of foutief uitgelijnde afstelling van het pompaggregaat											
Een draaiend onderdeel loopt aan											
Onbalans in draaiende delen, bv in waaier of koppeling											
De pompas slingert											
Lager(s) defect (versleten, beschadigd of verroest)											
De dichtingsringen zijn versleten											
De waaier is beschadigd											
De pompas of asbus ter plaatse van de aspakking of de loopvlakken van het mechanical seal zijn versleten of beschadigd											
De aspakking is versleten of verdroogd											
De pakkingbus is niet op de juiste manier verpakt of het mechanical seal is niet goed gemonteerd											
De pakkingsoort of het mechanical seal is ongeschikt voor de verpompte vloeistof of bedrijfsomstandigheden											
De gland of het sealdeksel is te vast of scheef aangehaald											
Geen waterkoeling op pakkingbus bij hoge vloeistoftemperatuur											
Sper- of spoelvloeistof op pakkingbus of naar mechanical seal is verontreinigd											
De axiale opsluiting van de waaier en/of pompas is defect											
Een foutieve montage van de lagers											
Een onvoldoende of te overvloedige smering van de lagers											
Verontreinigingen in het smeermiddel of een verkeerd smeermiddel											
Verontreinigingen uit de vloeistof komen in de pakkingbus											
Te hoge axiale kracht bv door afgesleten tegenschoepen, of te hoge inlaatdruk											
Te hoge druk in de pakkingkamer door te grote speling in de smoorbus, verstopte omloopleiding of versleten tegenschoepen											

## 22 Bronnen

NOUWEN, A., Pompen 1, 4<sup>e</sup> druk, Educaboek BV, Culemborg, Nederland, 1992.

NOUWEN, A., Pompen 2, 3<sup>e</sup> druk, Stam Techniek, Houten, Nederland, 1996.

STOLK, J., BIANCHI, L.W.P., Pomptechnologie: leerboek voor het hoger technisch onderwijs, 13<sup>e</sup> druk, 2<sup>e</sup> oplage, Stam Techniek, Nederland, 1994.

DELARUELLE, A., CLEAS A.I., Natuurkunde, deel 1B: vloeistoffen en gassen, herwerkte druk, Standaard Uitgeverij Antwerpen –Amsterdam, Antwerpen, 1978.

STOLK, J., Pompen, compressoren en ventilatoren, 3<sup>e</sup> druk, 3<sup>e</sup> oplage, Stam Techniek, Nederland, 1993.

BONTE, R., VERHEUGEN, W., Pompen, 3<sup>e</sup> druk, Drukkerij -Uitgeverij Vyncke, Gent, 1971.

PERGOOT, J., THYS, L., VAN DERSTAPPEN, E., Natuurkunde 2: vloeistoffen en gassen, 8<sup>e</sup> druk, Uitgeverij De Garve, Brugge, 1982.

BOS, G.A., Stromingsmachines: pompen, compressoren, ventilatoren, gasturbines, Stenfert Kroese Uitgevers, Leiden –Antwerpen, 1992.

NACHTEGAEL, M., BERNUS, O., GEERTS, M., Wetenschappelijk vademecum. Eens synthese van de leerstof chemie en fysica, Uitgeverij Pelckmans, Kapellen, 1996.

VAN DEN AKKER, H.A.E., MUDDE, R.F., Fysische Transportverschijnselen 1, 1<sup>ste</sup> druk, Delft University Press, Delft, 1996

WYSEURE, G., Stroming van Vloeistoffen, Fysische transportverschijnselen, cursus, Leuven, Katholieke universiteit Leuven, 2003.

DE SMEDT, F., Hydraulica, cursus, Brussel, Vrije Universiteit Brussel, 2004.

VAN ROY, P., DRIESEN, J., BELMANS, R., Rendementen en toepassingen van toerentalgeregelde aandrijvingen bij pompen, cursus, Leuven, KU Leuven, 1998.

LUBBINGE, H., On the lubrication of mechanical face seals, cursus, Twente, University Twente, 1990.

NOBEL, A., Pumps AMC Special Report, 1994, 23.

## 23 Logboek

Tonny Verkin		
Tijd	Datum	Omschrijving
10 min	29/04/04	voorstel maken
3 min	14/05/04	voorstelling gip onderwerp
4uur	19/07/04	informatie zoeken
30min	25/07/04	verwerking deel1
2uur	8/08/04	informatie zoeken
5min	6/09/04	voorbereiding voorstelling
5min	13/09/04	voorstelling
6uur	22/09/04	bestuderen cursus
45min	23/09/04	bestuderen cursus
50min	14/10/04	bestuderen cursus
2uur	14/10/04	lezen boeken bibliotheek Roeselare
1uur 30min	15/10/04	lezen boeken bibliotheek Roeselare
3uur	16/10/04	lezen boeken bibliotheek Roeselare
1uur	8/11/04	lezen boeken bibliotheek Roeselare
1uur	10/11/04	Opzoeken informatie stromingsleer
3uur	11/11/04	Lezen stromingsleer
5uur	12/11/04	Lezen stromingsleer
5uur	13/11/04	Verwerken stromingsleer
3uur	14/11/04	Verwerken stromingsleer
3uur	15/11/04	uittypen stromingsleer
6uur	8/01/05	Motoren besperken
1uur	9/01/05	Motoren besperken
1uur	10/01/05	Motoren besperken
1uur 30min	18/01/05	centrifugaalpompn bijwerken
45min	21/01/05	Defecten beschrijven
5,5uur	24/01/05	Energieverbruik van pompen
1uur	25/01/05	Energieverbruik van pompen
4uur	5/02/05	Voorlopig alle delen samenvoegen
15min	7/02/05	Energieverbruik van pompen
30min	8/02/05	Energieverbruik van pompen
1uur	9/02/05	Energieverbruik van pompen
1uur 30min	10/02/05	Energieverbruik van pompen
1uur 30min	11/02/05	Energieverbruik van pompen
30min	12/02/05	Energieverbruik van pompen
30min	13/02/05	Smering
30min	14/02/05	Voorlopig alle delen samenvoegen
4uur	28/02/05	Opmaak en samenvoegen
4uur	24/03/05	metingen op proefstand
1uur	24/03/05	powerpoint proefvoorstelling maken
1uur	13/04/05	Figuren in tekst benoemen
2uur 30min	17/04/05	Prenten rechtzetten en de kwaliteit stijgen
10min	18/04/05	Voorwoord typen
1uur	23/04/05	Spellingscontrole
30min	24/04/05	Samenvoegen

35min	1/05/05	Tussentijdse afwerken
1uur	1/05/05	Powerpoint voorstelling maken
1uur	16/05/05	Meetingen proefstand
2uur	16/05/05	Correctie spelling
1uur	28/05/05	Allerlaatste afwerking
1uur	29/05/05	Allerlaatste afwerking
1uur	30/05/05	Allerlaatste overlezing

Davy Vermeersch		
Tijd	Datum	Omschrijving
2uur	11/09/04	Vorbereiden startvergadering
2uur	16/09/04	Startvergadering
4uur	22/09/04	Bibliotheek bezoek Torhout en Roeselare
2uur	25/09/04	Boeken en andere info lezen
2uur	29/09/04	Boeken en andere info lezen
2uur	3/10/04	Boeken en andere info lezen
7uur	13/10/04	Bezoek beurs: "Pumps and valves" in Antwerpen
3uur	16/10/04	Info beurs bekijken + verdere info zoeken
1uur	30/10/04	Documentatie centrifugaal pomp verzamelen
2uur	3/11/04	Typen tekst centrifugaal pomp
2uur	12/11/04	Typen tekst centrifugaal pomp
2uur	24/11/04	Bibliotheek bezoek Roeselare
3uur	27/11/04	Afwerken centrifugaal pomp
3uur	28/11/04	Info zoeken en typen tekst wormpomp
3uur	28/12/04	Tandwielpompen bespreken
4uur	30/12/04	Vervolg tandwielpompen
5uur	6/01/05	Vleugel- of schottenpomp
3uur	10/01/05	Plunjer en zuigerpomp: algemeen
3uur	12/01/05	Uitvoeringen zuigerpomp
3uur	15/01/05	Uitvoeringen plunjerpomp
2uur	20/01/05	Bespreken "systeem Truninger" van Bucher
3uur	22/01/05	Hogedruktandwielpomp van Voith
4uur	29/01/05	Duo-tandwielpomp van Bosch
4uur	30/01/05	Zelfaanzuigende waaierpompen
3uur	4/02/05	Axiale plunjerpomp
1uur	7/02/05	Afwerken axiale plunjerpomp
1uur	19/02/05	Pompen voor verontreinigde vloeistoffen
2uur	20/02/05	Pompen voor verontreinigde vloeistoffen
1uur	26/02/05	Afwerken vorige + pompen voor chemische industrie
4uur	5/03/05	Centrifugaalschroefpomp, halfaxiale en propellerpomp
4uur	24/03/05	Metingen op proefstand
1uur	16/05/05	Metingen op proefstand
2uur	16/05/05	Correctie spelling GIP
1uur	17/05/05	Correctie spelling GIP
2uur	18/05/05	Correctie spelling GIP
1uur	19/05/05	Correctie spelling GIP
1uur	20/05/05	Correctie spelling GIP

## **24 Dankwoord**

In deze paragraaf zouden we om te beginnen iedereen bedanken die aan onze geïntegreerde proef heeft meegewerkt.

Natuurlijk bedanken wij in het bijzonder onze mentor mevrouw De Laere voor haar begeleiding en haar advies.

We danken eveneens mevrouw Deprez voor haar taalkundige ondersteuning en meneer Hemeryck voor zijn bijstand in het praktisch gedeelte.

We danken ook onze ouders en school die deze studies mogelijk maakte.

## **25 Praktisch gedeelte**

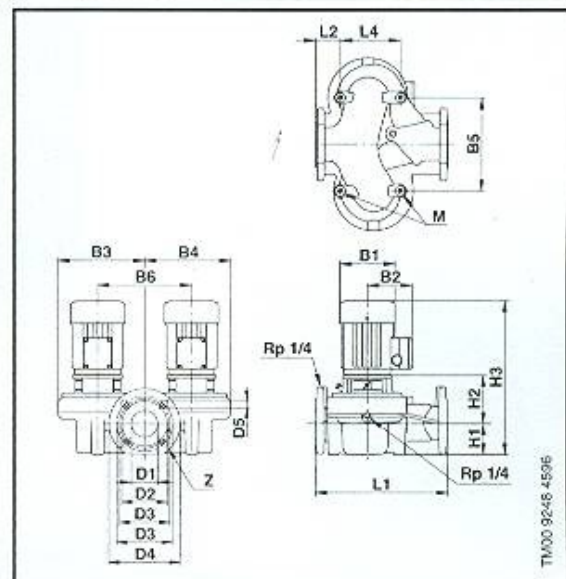
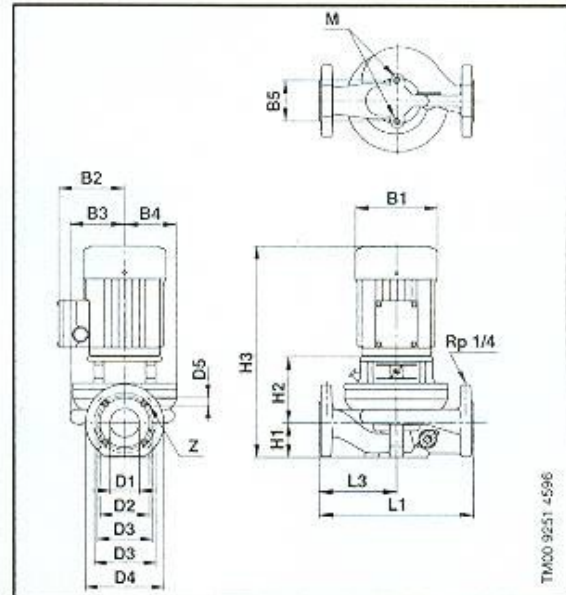
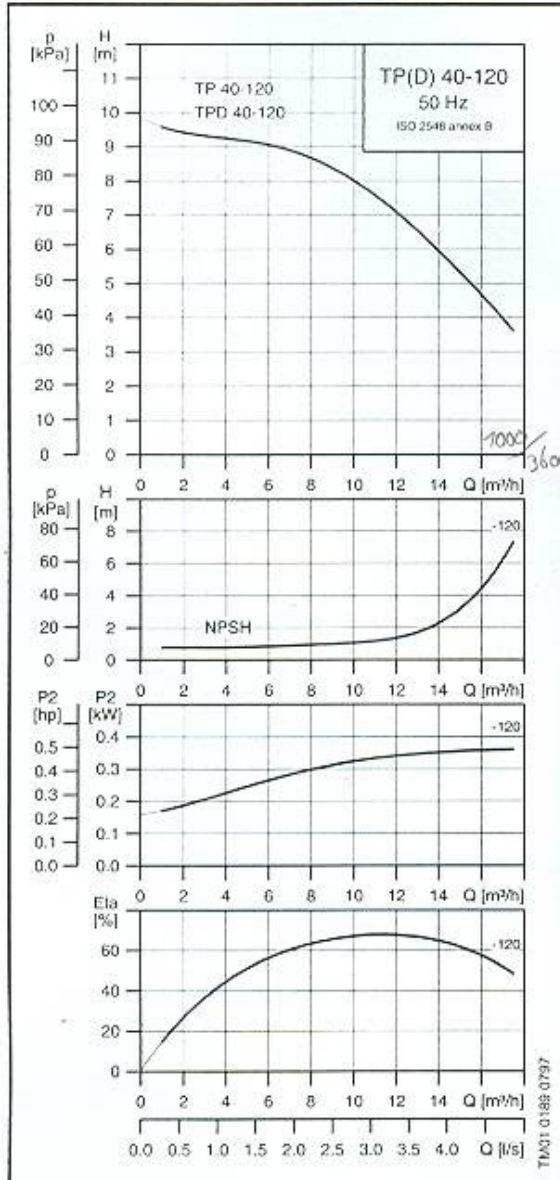
In het praktische gedeelte hebben we vooral de pompkarakteristieken opgenomen van een centrifugaalpompe.

## 25.1 Technische gegevens van de centrifugaalpomp

# Technical Data

TP, TPD

### TP 40-120, TPD 40-120



Single-head pumps are available in bronze, type B.

### Dimensions and Weights

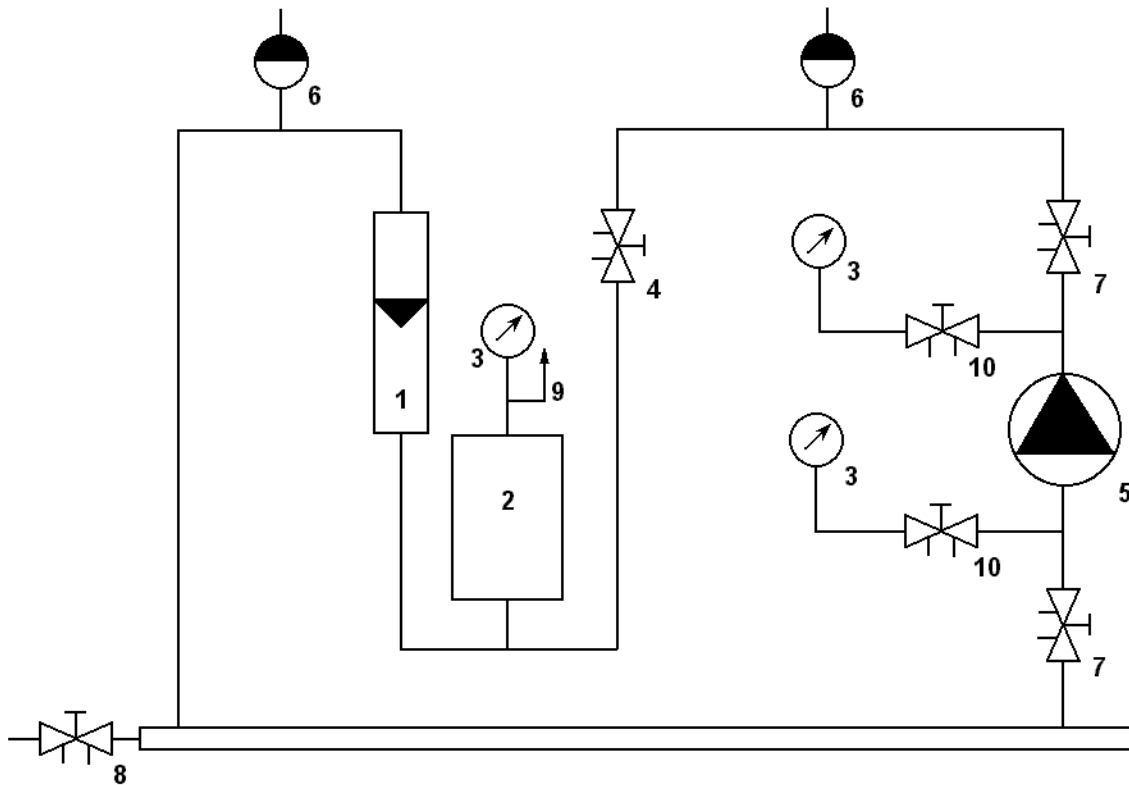
Pump Type	PN	Dimensions [mm]																Qty. Z	M	Weight [kg]*		Ship. vol. [m³]		
		D1	D2	D3	D4	D5	B1	B2	B3	B4	B5	B6	H1	H2	H3	L1	L2			L3	L4		Net	Gross
TP 40-120	6/10	40	88	100/110	150	14/19	142	109	75	75	80		68	120	388	250		125	4	M12	19.7	20.7	0.036	
TPD 40-120	6/10	40	88	100/110	150	14/19	142	109	180	180	200	200	68	129	388	250	45		126	4	M12	40.5	42.5	0.072

\* Weights of bronze versions are approx. 10% higher.

### Electrical Data 3 x 220 - 240/380 - 415 V, 50 Hz

Pump Type	Motor [kW]	$I_{1/1}$ [A]	$\cos \phi_{1/1}$	$\eta$ [%]	$n$ [min <sup>-1</sup> ]	$\frac{I_{start}}{I_{1/1}}$
TP 40-120	0.37	1.66/0.960	0.84 - 0.76	72	2800 - 2840	4.8 - 5.2
TPD 40-120	0.37	1.66/0.960	0.84 - 0.76	72	2800 - 2840	4.8 - 5.2

## 25.2 Schakeling

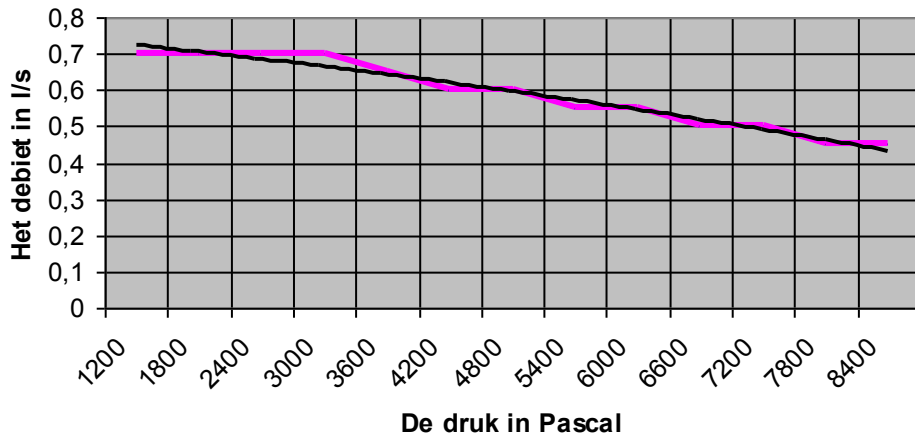


1. debietmeter: type ksm 12
2. expansievat (nodig voor de voor de drukregeling en om cavitatie te voorkomen)
3. drukmeter
4. regelbare kraan
5. pomp: met volgende gegevens: 220/380  
50 Hz  
1,75/1,00 A  $\cos \varphi = 0,8$   
2820 /min 0,37 kW
6. ontluchters
7. sluitkranen
8. vulappandage
9. snelontluchter
10. sluitkraantjes

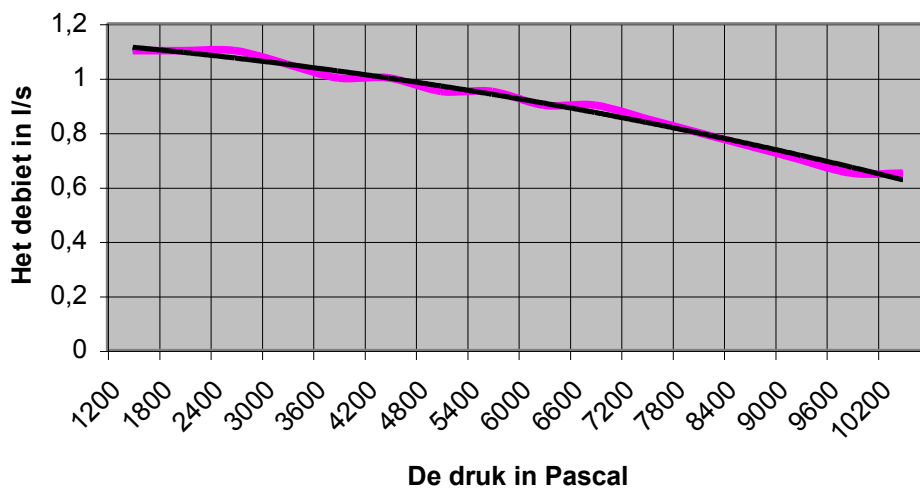


## 25.3 Meetresultaten

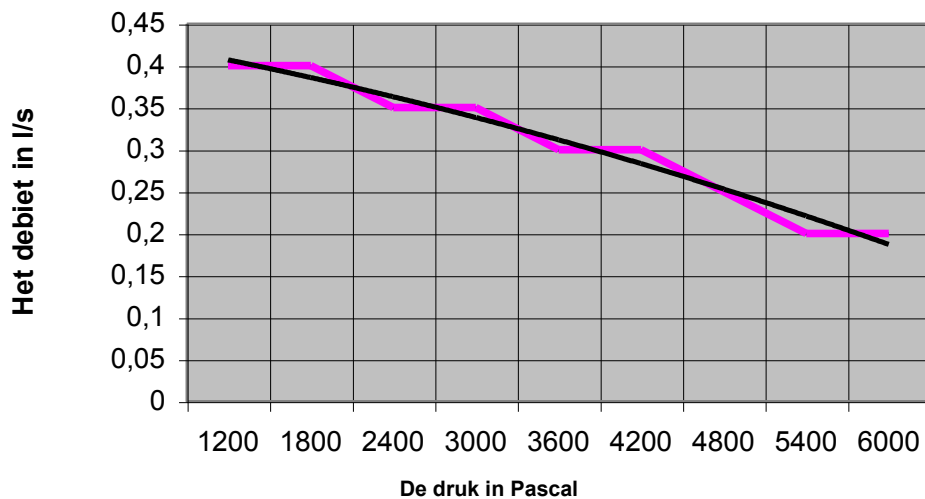
### Pompkarakteristiek 40Hz



### Pompkarakteristiek 50Hz



### Pompkarakteristiek 30Hz



<b>frequentie</b>					
<b>50 Hz</b>	<b>Debiet [l/h]</b>	<b>regelknop</b>	<b>druk voor de pomp [bar]</b>	<b>druk na de pomp [bar]</b>	<b>Drukverschil [bar]</b>
	1200	4	2,2	1,1	1,1
	1800	5	2,2	1,1	1,1
	2400	6,5	2,2	1,1	1,1
	3000	7,5	2,15	1,1	1,05
	3600	9,5	2,1	1,1	1
	4200	14,5	2,1	1,1	1
	4800	15,5	2,05	1,1	0,95
	5400	17,5	2	1,05	0,95
	6000	18	1,95	1,05	0,9
	6600	20	1,9	1	0,9
	7200	21	1,85	1	0,85
	7800	22,5	1,8	1	0,8
	8400	24	1,7	0,95	0,75
	9000	26,5	1,65	0,95	0,7
	9600	29	1,55	0,9	0,65
	10200	36	1,5	0,85	0,65
<b>40Hz</b>					
	1200	4,5	1,85	1,15	0,7
	1800	6	1,8	1,1	0,7
	2400	7,5	1,8	1,1	0,7
	3000	10	1,8	1,1	0,7
	3600	14,5	1,75	1,1	0,65
	4200	17	1,7	1,1	0,6
	4800	19	1,65	1,05	0,6
	5400	20,5	1,6	1,05	0,55
	6000	21,5	1,6	1,05	0,55
	6600	23,5	1,5	1	0,5
	7200	26	1,5	1	0,5
	7800	29,5	1,45	1	0,45
	8400	36	1,4	0,95	0,45
<b>30Hz</b>					
	1200	5,5	1,55	1,15	0,4
	1800	7,5	1,5	1,1	0,4
	2400	13,5	1,45	1,1	0,35
	3000	16,5	1,45	1,1	0,35
	3600	19,5	1,4	1,1	0,3
	4200	21,5	1,4	1,1	0,3
	4800	24,5	1,35	1,1	0,25
	5400	27	1,3	1,1	0,2
	6000	33	1,3	1,1	0,2