

## Askoppelingen

### Indeling

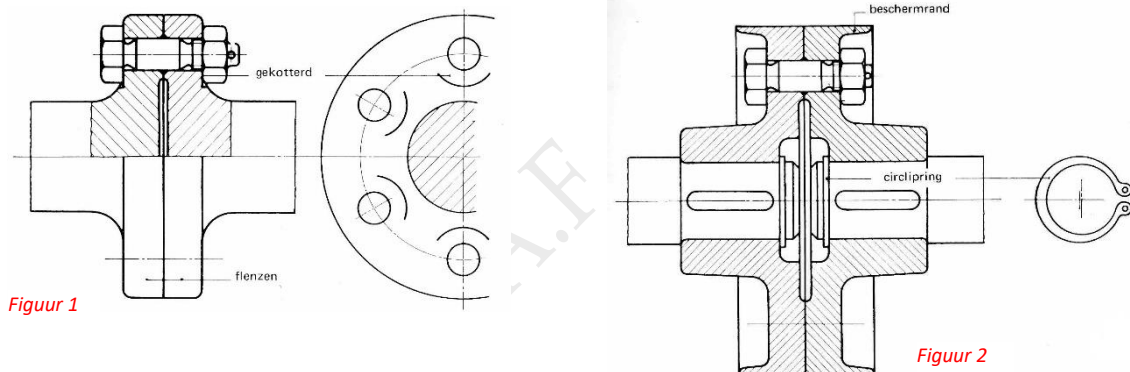
Men onderscheidt:

Vaste koppelingen, flexibele of beweegbare koppelingen, elastische koppelingen, in- en uitschakelbare koppelingen, omkeerkoppelingen.

### Vaste flens koppelingen

#### Inleiding

Het over lange afstand overbrengen van vermogens maakt het vaak noodzakelijk meerdere assen tot één geheel te koppelen. In de **figuren 1 en 2** zijn twee veel voorkomende vaste asverbindingen getekend.



#### Aangesmede koppelingflenzen

In **fig.1** zijn de assen voorzien van aangesmede koppelingflenzen. Met behulp van mallen zijn in beide flenzen zuiver tegenover elkaar liggende gaten angebracht. Door in deze gaten pasbouten aan te brengen wordt een vaste asverbinding verkregen waarbij de assen zuiver in één lijn liggen. Het middengedeelte van de aansluitvlakken van de flenzen is dieper ingedraaid, waardoor ringvormige vlakken zijn ontstaan, die een betere aansluiting geven (**fig.1 en 2**).

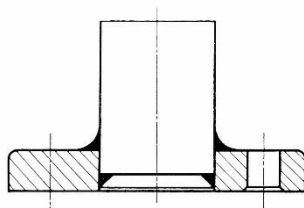
#### Materiaal van assen en bouten

Gesmede assen worden meestal vervaardigd van *S 275 (Fe 430)*. Om zoveel mogelijk te voorkomen dat vreten optreedt, vervaardigt men de pasbouten veelal van een andere staalsoort dan de as (b.v. as *S 275 (Fe 430)* en pasbouten *E 295 (Fe 490)*). Het verdient om dezelfde reden aanbeveling gatwand en boutsteel vóór het aanbrengen in te smeren met grafiet of molykote.

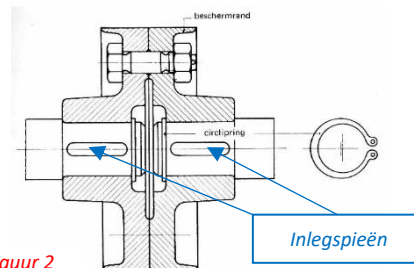
## Flenskoppelingen van gietijzer of gietstaal

Assen met aangesmede flenzen zijn nogal kostbaar. Om deze reden geeft men in sommige gevallen de voorkeur aan gelaste flenzen (fig.3), of flenskoppelingen volgens fig.2. Koppelingen volgens fig.2 worden gegoten van gietijzer of gietstaal en met spieën op de aseinden bevestigd.

In fig.2 zijn inlegspieën gebruikt.



Figuur 3



Figuur 2

## Veiligheidsranden

De overstekende flensranden in fig. 2 verminderen het gevaar dat bedienend personeel wordt gegrepen door de pasbouten. In vele gevallen hebben deze beveiligingsranden weinig zin, omdat om draaiende delen, omdat waar de kans bestaat dat bedienend personeel ermee in aanraking kan komen een veilige omkasting moet worden aangebracht.

## Berekening van vaste askoppelingen

Hoewel door het aandraaien van de moeren de koppelingflenzen tegen elkaar worden gedrukt en hierdoor, behalve wrijving tussen de flenzen ook een trekspanning in de bouten optreedt, wordt over het algemeen volstaan met de bouten alleen te berekenen op afschuiven.

Aangenomen wordt dat op afschuiven belaste bouten het volle vermogen moeten overbrengen.

### Voorbeeld 1

Geg: In een koppeling met aangesmede flenzen zijn zes bouten aangebracht.  
 De steeldiameter van de bouten is  $32\text{mm}$ , de schroefdraad  $M30$ .  
 De bouten bevinden zich op een steekcirkel van  $240\text{mm}$ .  
 De asdiameter is  $140\text{mm}$ . Het materiaal van de bouten is  $E 295 (Fe 490)$ .  
 Het over te brengen vermogen is  $370\text{kW}$  bij  $n = 250/\text{min}$ .

Gevr: a. De in de as  $E 295 (Fe 490)$  optredende wringspanning.  
 b. De kracht waardoor elk van de bouten op afschuiven wordt belast.  
 c. de in de bouten optredende schuifspanning.

Opl: a. De in de as  $E 295 (Fe 490)$  optredende wringspanning.

$$M_w = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n} \Rightarrow$$

$$M_w = \frac{370 \cdot 10^3 \text{Nm/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 250/\text{min}} \Rightarrow$$

$$M_w = \underline{14133\text{Nm}} = \underline{14133 \cdot 10^3 \text{Nmm}}$$

$$M_w = W_w \cdot \tau_w \Rightarrow$$

$$\tau_w = \frac{M_w}{\frac{\pi}{16} d^3} \Rightarrow$$

$$\tau_w = \frac{14133 \cdot 10^3 \text{Nmm} \cdot 16}{\pi \cdot (140\text{mm})^3} \Rightarrow$$

$$\tau_w = \underline{\underline{26,23\text{N/mm}^2}}$$

- b. De kracht waardoor elk van de bouten op afschuiven wordt belast.

*Het wringend moment moet door 6 bouten worden overgebracht (fig. 4).*

$$M_w = 6 \cdot F \cdot r \Rightarrow$$

$$F = \frac{14133 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{6 \cdot 120 \text{ mm}} \Rightarrow$$

$$F = \underline{\underline{19629 \text{ N}}} = \underline{\underline{19,6 \text{ kN}}}$$

- c. de in de bouten optredende schuifspanning.

*beschikbare doorsnede per bout is:*

$$A = \frac{1}{4} \pi d^2 \Rightarrow$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (32)^2 \Rightarrow$$

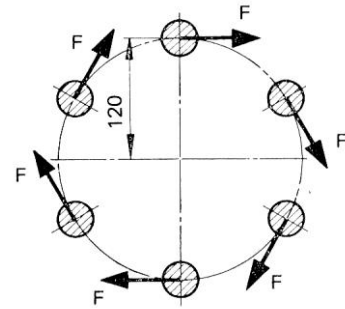
$$A = \underline{\underline{804,2 \text{ mm}^2}}$$

$$\tau_d = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

$$\tau_d = \frac{19,6 \cdot 10^3 \text{ N}}{804,2 \text{ mm}^2} \Rightarrow$$

$$\tau_d = \underline{\underline{24,4 \text{ N/mm}^2}}$$

Figuur 4



A.F.

## Voorbeeld 2

Geg: Een flenskoppeling van *GG 240* is bevestigd op aseinden met een diameter van *55mm*.  
 Het over te brengen vermogen is *32kW* bij  $n = 250/min$   
 Het boutmateriaal is *S 235 (Fe 360)* en  $\bar{\tau}_d = 20N/mm^2$   
 Het materiaal van de as is *E 295 (Fe 490)*

Gevr: a. De in de aseinden optredende wringspanning.  
 b. De afmetingen van de koppeling.

Opl: a. De in de aseinden optredende wringspanning.

*Het over te brengen vermogen is:*

$$M_w = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n} \Rightarrow$$

$$M_w = \frac{32 \cdot 10^3 Nm/s \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 250/min} \Rightarrow$$

$$M_w = \underline{1222,3Nm} = \underline{1222,3 \cdot 10^3 Nmm}$$

$$M_w = W_w \cdot \tau_w \Rightarrow$$

$$\tau_w = \frac{M_w}{\frac{\pi}{16} d^3} \Rightarrow$$

$$\tau_w = \frac{1222,3 \cdot 10^3 Nmm \cdot 16}{\pi \cdot (55mm)^3} \Rightarrow$$

$$\tau_w = \underline{\underline{37,4N/mm^2}}$$

b. De afmetingen van de koppeling.

De buitendiameter van de schroefdraad op de pasbouten bepalen we met de empirische formule:

$$d = 0,15 \cdot \text{asdiameter} + 10 \Rightarrow$$

$$d = 0,15 \cdot 55\text{mm} + 10 = \underline{18,25\text{mm}}$$

We kiezen metrische schroefdraad **M18**. Door de diameter van de boutsteel iets groter te kiezen wordt schroefdraadbeschadiging bij het inslaan voorkomen.

We kiezen in dit geval een boutsteel met een diameter van **19mm**.

**M18 is geen standaard, bij enkele bouten nemen we dan ook M20.**

De steekcirkeldiameter bepalen we als volgt:

De naafdiameter van gietijzeren koppelingen neemt men **1,8 tot 2** maal de asdiameter. In dit geval vinden we voor de naafdiameter:

$$1,8 \cdot 55 = 99\text{mm} \text{ dit ronden we af op } 100\text{mm}.$$

Voor de steekcirkeldiameter neemt men ongeveer **3** maal de asdiameter.

Rekening houdend met voldoende ruimte voor een sleutel nemen we een steekcirkeldiameter van **155mm** (fig.5).

De bouten moeten aan de steekcirkel gezamenlijk een kracht opnemen die als volgt kan worden berekend:

$$M_w = F_b \cdot \frac{155\text{mm}}{2} \Rightarrow$$

$$F_b = \frac{1222,3 \cdot 10^3 \text{Nmm} \cdot 2}{155\text{mm}} \Rightarrow$$

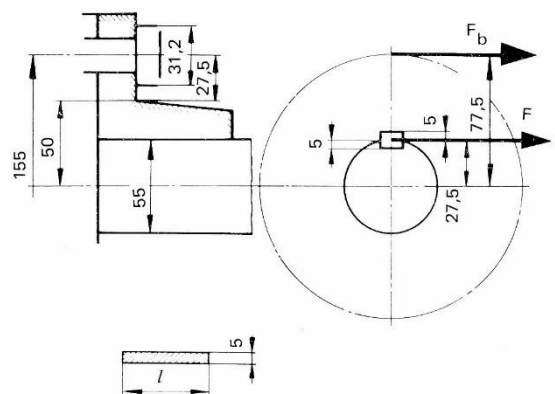
$$F_b = \underline{15771,6\text{N}} = \underline{15,8 \text{kN}}$$

Per bout is een doorsnede beschikbaar van:

$$A = \frac{1}{4} \pi d^2 \Rightarrow$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (19)^2 \Rightarrow$$

$$A = \underline{283,4\text{mm}^2}$$



Figuur 5

Iedere bout mag een  $F$  overbrengen van:

$$\bar{\tau}_w = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

$$F = 283,4\text{mm}^2 \cdot 20\text{N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$F = \underline{5668\text{N}} = \underline{5,7\text{kN}}$$

Het aantal bouten dat in dit geval nodig zijn:

$$n = \frac{F_b}{F} \Rightarrow$$

$$n = \frac{15,8\text{kN}}{5,7\text{kN}} \Rightarrow$$

$$n = \underline{\underline{2,8 \text{ bouten}}}$$

Het min. aantal bouten dat wordt toegepast is meestal vier

Voor de dikte van de koppelingflenzen neemt men meestal 1,25 maal de boutdiameter.

In dit geval wordt de flensdikte:

$$1,25 \cdot 18\text{mm} = 22,5\text{mm} = 23\text{mm}.$$

Voor de lengte van naaf en spie vinden we:

Kracht op de spie (fig. 5):

$$M_w = F \cdot r \Rightarrow$$

$$F = \frac{1222,3 \cdot 10^3 \text{Nmm}}{27,5\text{mm}} \Rightarrow$$

$$F = \underline{44447,3\text{N}} = \underline{44,45\text{kN}}$$

Benodigde naaf lengte:

$$\bar{\sigma}_o = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

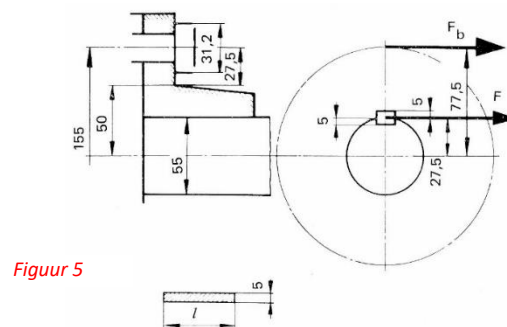
$$A = \frac{44,45 \cdot 10^3 \text{N}}{75\text{N/mm}^2} \Rightarrow$$

$$A = \underline{592,7\text{mm}^2}$$

$$A = l \cdot h \Rightarrow$$

$$l = \frac{592,7\text{mm}^2}{5\text{mm}} \Rightarrow l = \underline{\underline{118,5\text{mm}}}$$

De vlaktedruk  $\bar{\sigma}_o = 75\text{N/mm}^2$   
(Voor staal op gietijzer, zie deel 1)



Figuur 5

$$r = \frac{d}{2} = \frac{55\text{mm}}{2} = 27,5\text{mm}$$

$h = 5\text{mm}$  (fig. 5). Raadpleeg de tabellen of normbladen voor de spieafmetingen

Er wordt gekozen voor een inlegspie met een genormaliseerde lengte van  $140\text{mm}$ .

De dragende lengte spie-naaf is dan  $140 - 16 = 124\text{mm}$ .

Om te voorkomen dat de spie buiten de naaf steekt kiezen we de naaf lengte  $145\text{mm}$ .

### Opgaven

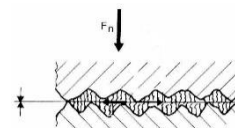
1. Geg: Twee assen met aangesmede flenzen zijn verbonden met acht  $M36$  bouten. De bouten hebben een steeldiameter van  $38\text{mm}$  en bevinden zich op een steekcirkel van  $290\text{mm}$ .  
Asdiameter  $180\text{mm}$ .  
Toerental  $200/\text{min}$ .  
In de bouten treedt een schuifspanning op van  $15\text{N}/\text{mm}^2$ .  
  
Gevr:
  - a. De kracht op iedere bout.
  - b. Het vermogen dat wordt overgebracht.
  - c. De in de as optredende wringspanning.
  
2. Geg: Een flens koppeling van  $GG 195$  brengt bij  $n = 250/\text{min}$  een vermogen over van  $35\text{kW}$ .  
De asdiameter is  $70\text{mm}$ , en de naaf lengte  $100\text{mm}$ , terwijl de toegepaste inlegspieën een lengte hebben van  $80\text{mm}$ .  
De flenzen zijn verbonden met vier  $M18$  bouten.  
Deze bouten bevinden zich op een steekcirkel van  $200\text{mm}$  en hebben een steeldiameter van  $20\text{mm}$ .  
  
Gevr:
  - a. De in de as optredende wringspanning.
  - b. De kracht die elk der bouten belast op afschuiven
  - c. De in de bouten optredende schuifspanning.
  - d. De optredende vlaktedruk tussen spie en as en de optredende vlaktedruk tussen spie en naaf.
  
3. Geg: Twee assen met een diameter van  $65\text{mm}$  worden gekoppeld met een flens koppeling van  $GG 195$ .  
Het vermogen dat bij  $n = 250/\text{min}$  moet worden overgebracht is  $25\text{kW}$ .  
De pasbouten zijn van  $FE 430$  en  $\bar{\tau}_d = 20\text{N}/\text{mm}^2$ .  
  
Gevr:
  - a. Het aantal bouten en de afmetingen ervan.
  - b. De afmetingen van de koppeling.
  - c. De spieafmetingen volgens  $DIN 6885$ .



## Wrijving

Ieder oppervlak, hoe glad en vlak het ook lijkt, heeft een zekere ruwheid. Bij sterke vergroting lijkt het een berglandschap (fig.6).

Worden twee vlakken met een bepaalde kracht welke hier loodrecht op staat tegen elkaar gedrukt en tracht men ze daarna t.o.v. elkaar te verschuiven, dan moet daartoe evenwijdig aan de aanrakingsvlakken een kracht  $F$  worden uitgeoefend.

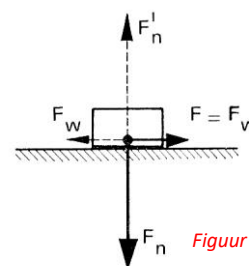


Figuur 6

Deze kracht  $F$  is nodig om de z.g. wrijving te overwinnen.

Het lichaam in fig. 7b wordt met een kracht  $F_n$  (normaalkracht) tegen het getekende vlak gedrukt.

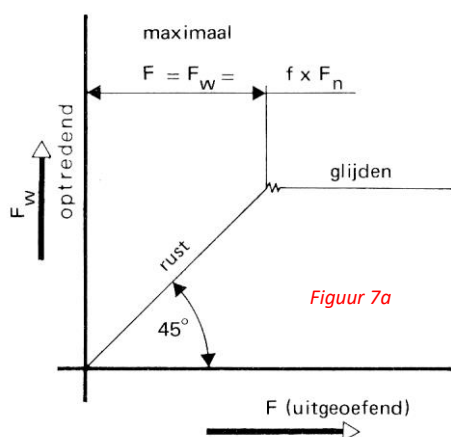
Pas wanneer evenwijdig aan dit vlak een kracht  $F$  werkt, kan het lichaam in beweging komen.



Figuur 7b

De kracht  $F$  is nodig om de wrijvingskracht  $F_w$  te overwinnen (fig. 7b).

Wanneer  $F = F_w$  dan is er nog juist evenwicht. Is  $F$  iets groter dan  $F_w$  dan komt het lichaam in beweging. Is het lichaam eenmaal in beweging dan is de kracht  $F = F_w$  voldoende om de beweging in stand te houden.



Figuur 7a

Is  $F > F_w$  dan zal het lichaam steeds sneller gaan bewegen ( $F - F_w = m \cdot a$ ).

Uit proefnemingen is gebleken (fig. 7a) dat  $F_w$  recht evenredig toeneemt met de normaalkracht  $F_n$ . M.a.w. wordt  $F_n$  tweemaal zo groot, dan wordt ook  $F_w$  tweemaal zo groot.

Tevens is  $F_w$  afhankelijk van de wrijvingscoëfficiënt. De wrijvingscoëfficiënt wordt aangeduid met  $f$ .

De grootte van deze onbenoemde getalwaarde hangt af van:

De oppervlaktesteldheid.

Het materiaal van de onderdelen.

Het al dan niet aanwezig zijn van een smeermiddel.

Zijn de normaalkracht  $F_n$  en de wrijvingscoëfficiënt  $f$  bekend, dan kan de wrijvingskracht  $F_w$  worden berekend met de formule:

$$F_w = f \cdot F_n$$

### Voorbeeld 1

Geg. Een lichaam wordt met een normaalkracht  $F_n = 10kN$  tegen een vlak gedrukt.  
De wrijvingscoëfficiënt  $f = 0,2$ .

Gevr. De horizontale kracht welke moet worden uitgeoefend, wil het lichaam juist op het punt staan te gaan bewegen.

Opl. De wrijvingskracht kan maximaal oplopen tot:

$$F_w = f \cdot F_n \Rightarrow$$

$$F_w = 0,2 \cdot 10kN = \underline{\underline{2kN}}$$

Het lichaam staat op het punt te gaan bewegen, wanneer hierop een horizontale kracht wordt uitgeoefend van  $2kN$ .

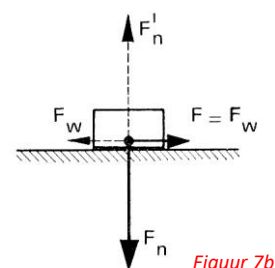
Het lichaam in fig.7b is in evenwicht onder de werking van de vier getekende krachten.

De krachten  $F'_n$  en  $F_w$  worden door het vlak op het lichaam uitgeoefend. Vervangen we deze krachten door een resultante  $F_r$  (fig. 8) dan is het lichaam in evenwicht onder de werking van drie krachten, nl.

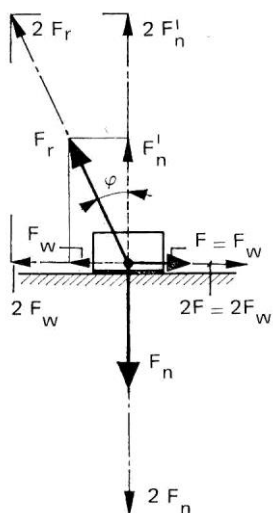
$F_r$ ,  $F$  en  $F_n$  (fig.9).

Stellen we vervolgens  $F_r$  en  $F$  samen, dan vinden we dat de resultante  $F'_n$  hiervan de normaalkracht  $F_n$  opheft (fig. 10).

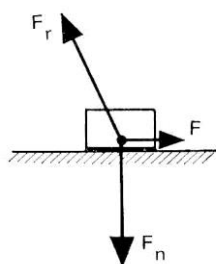
M.a.w.  $F_r$  en  $F$  heffen samen  $F_n$  op.



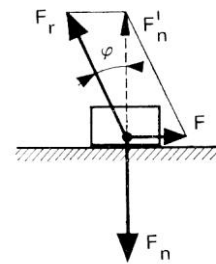
Figuur 7b



Figuur 8



Figuur 9



Figuur 10

## Wrijvingshoek

Als  $f$  niet verandert heeft de hoek  $\varphi$  in de figuren 8 en 10 een constante waarde

Wordt  $F_n$  b.v. tweemaal zo groot dan wordt volgens:

$F_w = f \cdot F_n$  ook  $F_w$  tweemaal zo groot, zie fig.8.

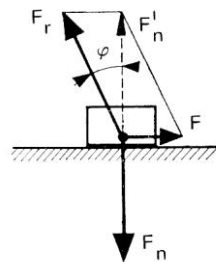
Volgens fig.8 is:

$$\tan \varphi = \frac{F_w}{F_n} = \frac{2F_w}{2F_n}$$

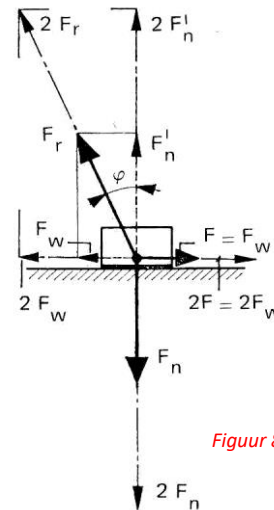
en

$$F_w = f \cdot F_n = 2F_w = f \cdot 2F_n \Rightarrow$$

$$f = \frac{F_w}{F_n} = \frac{2F_w}{2F_n} \Rightarrow \tan \varphi = f$$



Figuur 10



Figuur 8

## De hoek $\varphi$ wordt wrijvingshoek genoemd

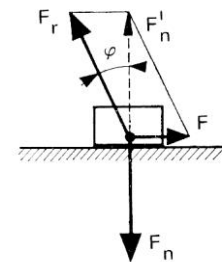
Na het voorgaande zal het duidelijk zijn dat we voor het berekenen van de horizontale kracht  $F$ , die op een lichaam moet worden uitgeoefend wil het op het punt staan te gaan bewegen, ook als volgt kunnen redeneren:

Een lichaam staat alleen dan op het punt om te gaan bewegen wanneer de resultante  $F'_n$  van  $F$  en  $F_r$  even groot is als  $F_n$  en een hieraan tegengestelde zin heeft (fig.10).

$F_r$  wordt altijd door het vlak op het lichaam uitgeoefend en maakt een hoek  $\varphi$  met de loodlijn op dat vlak. Voor  $\varphi$  geldt:  $\tan \varphi = f$

De richting van  $F_r$  is dus altijd bekend. Hetzelfde geldt ook voor de richting van  $F$

De grootte van  $F$  kan worden berekend door ervan uit te gaan, dat  $F$  en  $F_r$  zo groot moeten zijn dat de resultante ervan gelijk is aan de evenwicht makende kracht  $F'_n = F_n$ .



Figuur 10

Dus geldt voor fig.10:

$$\tan \varphi = \frac{F}{F_n} \Rightarrow$$

$$F = F_n \cdot \varphi$$

### Voorbeeld 2

Geg. Een lichaam zoals afgebeeld in fig. 11.

$$f = 0,15 \text{ en } F'_n = 5kN.$$

Gevr. De kracht  $F$  welke minimaal nodig is om het lichaam te verschuiven.

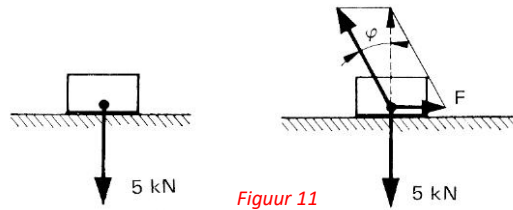
Opl.  $\tan \varphi = f = 0,15$

$$F_n = F'_n = 5kN$$

$$\tan \varphi = \frac{F}{F'_n} \Rightarrow$$

$$0,15 = \frac{F}{5kN} \Rightarrow$$

$$F = 0,15 \cdot 5kN = \underline{\underline{0,75kN}}$$



Figuur 11

A.F.

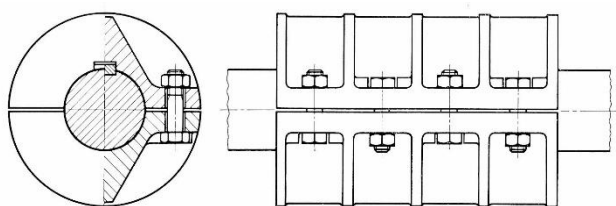
## Klemkoppelingen

De koppeling van **fig.12** bestaat uit twee gietijzeren of gietstalen schalen. Met behulp van bouten worden de assen hiertussen geklemd.

Bij de berekening wordt ervan uitgegaan dat uitsluitend de wrijving tussen assen en koppelingschalen het wringend moment moet overbrengen. Zekerheidshalve wordt echter meestal toch een spie aangebracht.

Klemkoppelingen worden tegenwoordig weinig meer toegepast.

Figuur 12



### Voorbeeld

Geg. Twee assen worden gekoppeld met een klemkoppeling, waarvan de asdiameter  $60\text{mm}$  is.

Het over te brengen vermogen is  $19\text{kW}$  bij  $n = 200/\text{min}$ .

De toelaatbare trekspanning in de bouten  $\bar{\sigma}_t = 72\text{N}/\text{mm}^2$ .

De bouten zijn vervaardigd van S235 (Fe360).

De wrijvingscoëfficiënt  $f = 0,3$ .

Veiligheidshalve wordt echter met  $f = 0,2$  gerekend vanwege het aanloopkoppel.

- Gevr.
- De diameter van de koppelingbouten.
  - De toelaatbare trekkracht per bout.
  - De benodigde wrijvingskrachten aan de asontrek en de normaalkrachten voor het opwekken hiervan.
  - Het aantal koppelingbouten.
- Opl.
- De diameter van de koppelingbouten.

*De diameter van de koppelingbouten kan worden berekend met de empirische formule*

$$d = 0,2 \cdot \text{asdiameter} + 10\text{mm} \Rightarrow$$

$$d = 0,2 \cdot 60\text{mm} + 10\text{mm} \Rightarrow$$

$$d = \underline{22\text{mm}}$$

*Er wordt gekozen voor M22 bouten met een kerndoorsnede  $d_1 = 18,93\text{mm}$ .*

b. De toelaatbare trekkracht per bout.

*De beschikbare doorsnede per bout is:*

$$A = \frac{1}{4} \pi d_1^2 \Rightarrow$$

$$A = \frac{1}{4} \pi \cdot 18,93^2 \Rightarrow$$

$$A = \underline{281,4 \text{ mm}^2}$$

*De toelaatbare trekkracht per bout is:*

$$\bar{\sigma}_t = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

$$F = 72 \text{ N/mm}^2 \cdot 281,4 \text{ mm}^2 \Rightarrow$$

$$F = \underline{20261 \text{ N}} = \underline{20,3 \text{ kN}}$$

c. De benodigde wrijvingskrachten aan de asomtrek en de normaalkrachten voor het opwekken hiervan.

*Door de wrijving moet een wringend moment worden overgebracht van:*

$$M_w = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n} \Rightarrow$$

$$M_w = \frac{19 \cdot 10^3 \text{ Nm/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 200/\text{min}} \Rightarrow$$

$$M_w = \underline{907,2 \text{ Nm}} = \underline{907,2 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}$$

$$M_w = F_w \cdot d \Rightarrow \text{Zie fig.13}$$

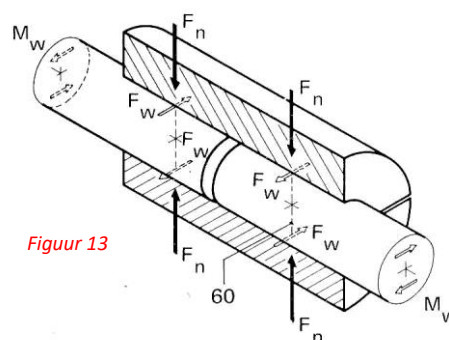
$$F_w = \frac{907,2 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{60 \text{ mm}} \Rightarrow$$

$$F_w = \underline{15,1 \cdot 10^3 \text{ N}} = \underline{15,1 \text{ kN}}$$

*Uit het voorgaande weten we dat:*

$$F_w = f \cdot F_n \Rightarrow$$

$$F_n = \frac{15,1 \cdot 10^3 \text{ N}}{0,2} \Rightarrow F_n = \underline{75,5 \cdot 10^3 \text{ N}} = \underline{75,5 \text{ kN}}$$



**Figuur 13**

- d. Het aantal koppelingbouten.

*Voor de toelaatbare trekkracht hebben we gevonden dat  $F = 20,3kN$ .*

*Het benodigde aantal bouten per as is:*

$$n = \frac{F_n}{F} \Rightarrow$$

$$n = \frac{75,5 \cdot 10^3 N}{20,3 \cdot 10^3 N} \Rightarrow$$

$$n = \underline{\underline{3,72 \text{ bouten}}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{afgerond op 4 bouten}}}$$

*Omdat de koppeling uit twee schalen bestaat worden er  $2 \cdot 4 = 8$  bouten toegepast.*

### Opgaven

1. Geg: Twee assen met een diameter van  $80mm$  zijn gekoppeld met een klemkoppeling. De koppeling is voorzien van acht  $M24$  bouten. De optredende trekspanning in de bouten is  $72N/mm^2$ . De wrijvingshoek  $\varphi = 14^\circ$ . Het toerental is  $400/min$ .  
 Gevr:
  - a. De normaalkrachten op iedere as.
  - b. De door deze normaalkrachten veroorzaakte wrijvingskrachten.
  - c. Het vermogen dat kan worden overgebracht.
  - d. De optredende wringspanning in de as.
  
2. Geg: Twee assen moeten met klemkoppelingen worden gekoppeld. De asdiameter is  $40mm$ . Het vermogen dat bij  $n = 400/min$ . moet worden overgebracht is  $8kW$ . De wrijvingshoek  $\varphi = 14^\circ$ . De bouten zijn van  $S 275 (Fe 430)$  en  $\bar{\sigma}_t = 72N/mm^2$ .  
 Gevr:
  - a. De boutdiameter en de toelaatbare trekkracht per bout.
  - b. De benodigde wrijvingskrachten aan de asontrek en de normaalkrachten voor het opwekken hiervan.
  - c. Het aantal koppelingsbouten.

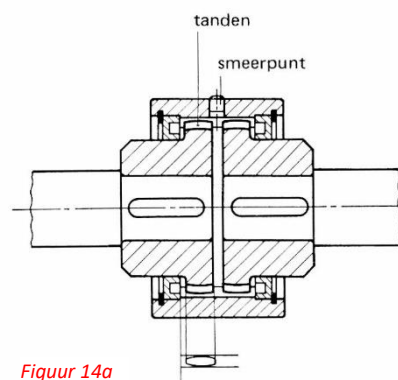
## Flexibele koppelingen

### Inleiding

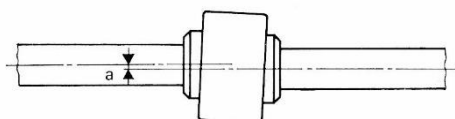
Koppelingen worden flexibel genoemd wanneer hun constructie zodanig beweeglijk is, dat onzuiverheden in opstelling (als gevolg van b.v. doorbuiging), lengteveranderingen door temperatuurverschillen en niet in elkaars verlengde liggen van de assen geen moeilijkheden opleveren.

### Tandkoppelingen

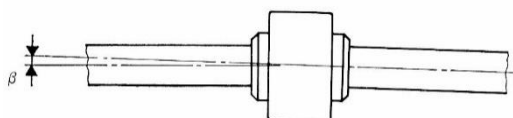
De tandkoppeling in fig. 14a bestaat uit een van inwendige vertanding voorziene koppelbus, waarin de beide van uitwendige gebogen vertanding voorziene koppelflenzen passen. In de fig. 14b en fig. 14c is te zien welke afwijkingen door de tandkoppeling kunnen worden opgenomen.



Figuur 14a



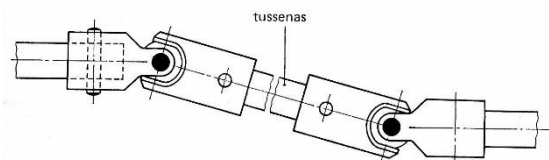
Figuur 14b



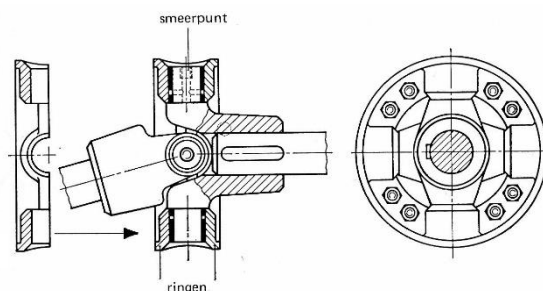
Figuur 14c

### Cardan- of kruiskoppelingen

In fig. 15a wordt een draaiende beweging overgebracht via assen die niet in elkaars verlengde liggen. Om dit mogelijk te maken zijn twee flexibele scharnier- of cardankoppelingen aangebracht. Een zwaardere uitvoering van een dergelijke koppeling, ook wel kruiskoppeling genoemd, geeft fig. 15b. weer De kruiskoppeling bestaat uit twee naafstukken waarop zich in vorkvorm twee tappen bevinden. Op elk van deze tappen is een bronzen bus geperst. Het geheel is scharnierend gekoppeld met behulp van twee ringen die met bouten zijn verbonden.



Figuur 15a



Figuur 15b



## Invloed van het aantal opgenomen koppelingen

Kruiskoppelingen mogen niet in een oneven aantal in een asleiding worden opgenomen, terwijl de keuze van de hoeken die de assen met elkaar maken niet willekeurig mag zijn. Een uitleg hiervan wordt gegeven met behulp van de figuren 16a en 16b.

Tussen de assen, die een hoek  $\alpha$  met elkaar maken, is een kruiskoppeling aangebracht.

In fig. 16b zijn de assen t.o.v. fig. 16a  $90^\circ$  gedraaid.

De linkeras is drijvend en maakt evenals de gedreven as  $n$  omw/min.

De hoeksnelheid  $\omega$  van de drijvende as is constant.

In fig. 16a is:

$$v_1 = \omega \cdot a \Rightarrow$$

$$\omega = \frac{v_1}{a}$$

Bij een stand van de assen volgens fig. 16a is de hoeksnelheid van de gedreven as:

$$v_1 = \omega_1 \cdot a \cdot \cos \alpha \Rightarrow$$

$$\omega_1 = \frac{v_1}{a \cdot \cos \alpha}$$

Hier uit volgt dat:

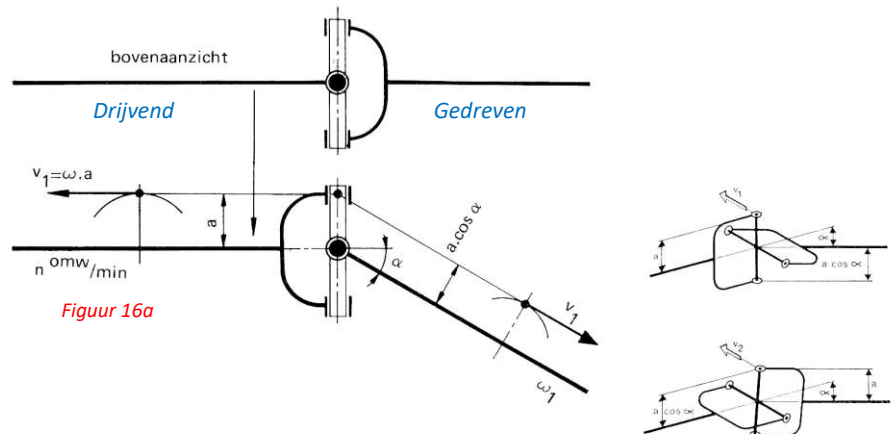
$$\omega_1 = \frac{\omega \cdot a}{a \cdot \cos \alpha} = \frac{\omega}{\cos \alpha}$$

Bij een stand van de assen volgens fig. 16b is de hoeksnelheid van de gedreven as:

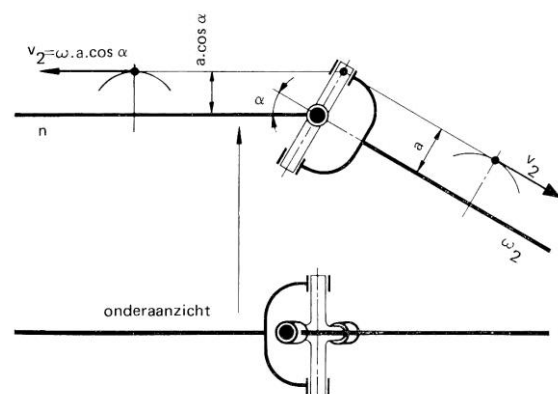
$$\omega_2 = \frac{v_2}{a} \Rightarrow \quad v_2 = v_1 \cdot \cos \alpha$$

$$\omega_2 = \frac{v_1 \cdot \cos \alpha}{a} \Rightarrow \quad v_1 = \omega \cdot a$$

$$\omega_2 = \frac{\omega \cdot a \cdot \cos \alpha}{a} = \omega \cdot \cos \alpha$$



Figuur 16a



Figuur 16b

De hoeksnelheid van de gedreven as varieert dus

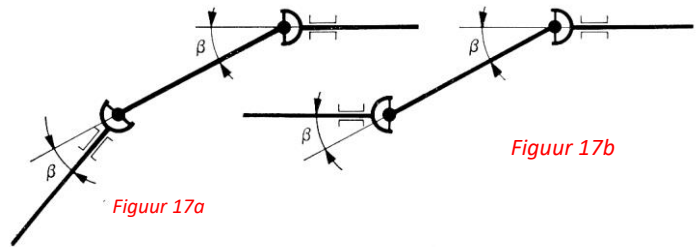
$$\text{tussen } \omega_1 = \frac{\omega}{\cos \alpha} \text{ en } \omega_2 = \omega \cdot \cos \alpha.$$

Hieruit kunnen we opmaken dat de hoeksnelheid van de gedreven as bij toepassing van één

### Aantal kruiskoppelingen en afstanden

Door twee kruiskoppelingen in de asleiding op te nemen en drijvende en gedreven as dezelfde hoek te laten maken met de tussenas (fig. 17a en 17b) wordt de onregelmatige gang van de laatste omgezet, in een regelmatige gang van de gedreven as.

Dit zal echter alleen het geval zijn als de koppelingvorken op de tussenas t.o.v. elkaar precies in dezelfde stand staan (fig. 17a en 17b).



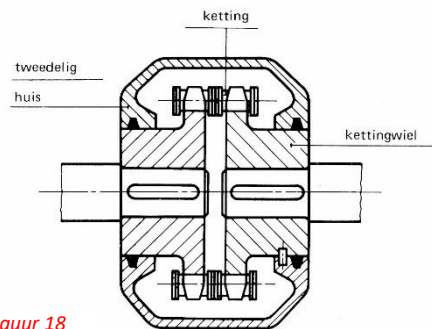
Figuur 17a

Figuur 17b

### Kettingkoppeling

In fig. 18 bevindt zich op ieder aseinde een kettingwiel. Door een ketting zonder einde zijn deze wielen gekoppeld. Om het geheel is een uit twee delen bestaand huis aangebracht.

Dit huis is gevuld met vet, wat in de kettingkoppeling voor een smerende en geluiddempende functie zorgt

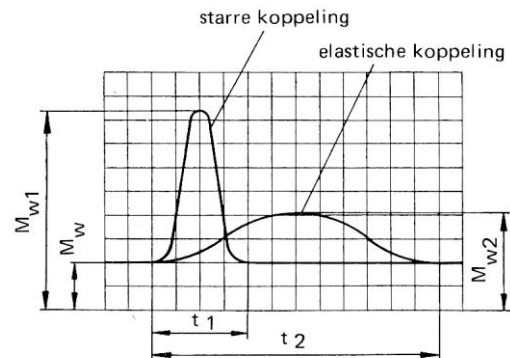


Figuur 18

## Elastische koppelingen

Het kenmerk van een elastische koppeling is dat het wringend moment wordt overgebracht via een elastisch stoot- en trillingdempend element in de koppeling. Uitlijnfouten tussen drijvende en gedreven as kan een elastische koppeling verwerken. De koppeling functioneert dan als een soort cardankoppeling, maar dan flexibel.

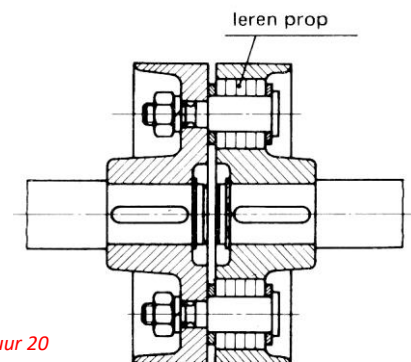
In fig. 19 is verticaal het over te brengen wringend moment en horizontaal de tijd afgezet. Bij een bepaalde belastingsstoot loopt bij een starre koppeling over een tijdsduur  $t_1$  het wringend moment op tot  $M_{w1}$ . Bij dezelfde belastingsstoot loopt het wringend moment bij een elastische koppeling, over een veel langere tijd  $t_2$ , slechts op tot een maximumwaarde van  $M_{w2}$ . Abnormale toename van het wringend moment wordt bij een elastische koppeling aanvankelijk voor een groot gedeelte opgenomen door het elastische element en pas daarna geleidelijk afgegeven.



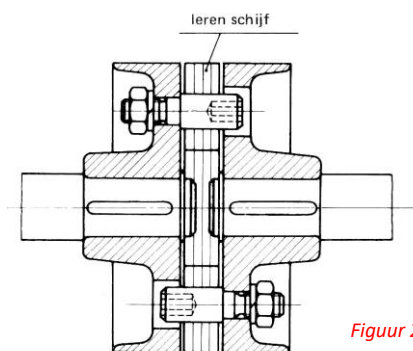
Figuur 29

Bij de koppeling van fig. 20 bestaat het elastische element uit hulzen van leer of rubber.

Het elastische element in de koppeling van fig. 21 is een leren schijf.



Figuur 20



Figuur 21

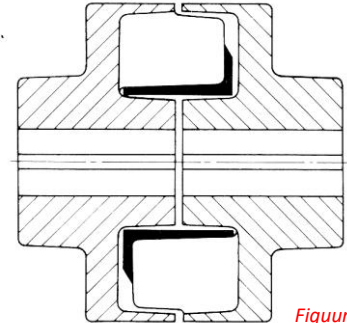
De euroflexkoppeling (fig. 22) bestaat uit twee geklauwde koppelingshelften met daartussen een elastisch rubber-element.

Een nog elastischer koppeling is de superflexkoppeling van fig. 23. De koppelingshelften daarvan zijn via een voorgespannen rubberelement aan elkaar verbonden.

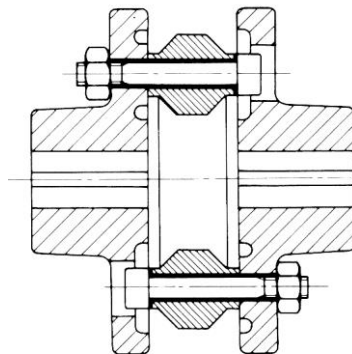
De voorspanning wordt geleverd door een stalen band, die pas na montage mag worden verwijderd.

De koppelingbouten nemen dan de voorspanfunctie van de band over. Bij demontage kan men, door vooraf aanbrengen van een slangklem, de voorspanning handhaven.

<https://www.steminbreitbach.com>



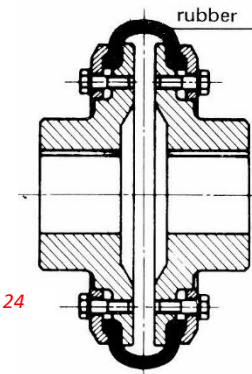
Figuur 22



Figuur 23

De levensduur van het rubberelement wordt door de voorspanning belangrijk vergroot, dit is te vergelijken met sterk aangedraaide bouten.

Bij de koppeling van fig. 24 zijn de koppelingflenzen verbonden door een rubberen band, te vergelijken met een autobuitenband.



Figuur 24

## Het berekenen van elastische koppelingen

Elastische koppelingen worden vaak aangebracht tussen elektromotoren en hierdoor aangedreven werktuigen. In vele gevallen zal de elektromotor onder volle belasting aanlopen. Behalve het hiervoor benodigde koppel moet hierbij voor het op toeren brengen van de onderdelen vaak een extra koppel worden geleverd. Het aanloopkoppel kan hierdoor wel 2 à 3 maal zo groot zijn als het normale koppel.

Wanneer sprake is van een groot aanloopkoppel moet de koppeling hierop worden berekend.

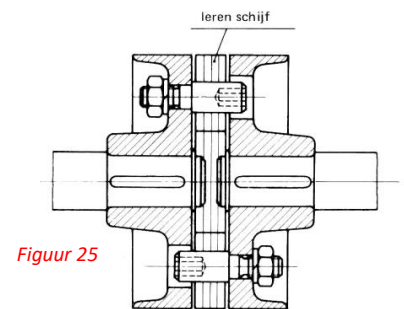
Zeer belangrijk is nl. dat de optredende vlaktedruk tussen het metaal en het elastische element in de koppeling niet boven de toelaatbare waarde oploopt. Afhankelijk van de kwaliteit ervan, het al dan niet optreden van sterke stoten enz., kiest men de maximaal toelaatbare vlaktedruk voor leer en rubber van  $0,5$  tot  $1,4N/mm^2$ .

### Voorbeeld 1

- Geg. Een elastische koppeling volgens fig. 25.  
 Het over te brengen vermogen  $P = 37kW$  bij  $n = 960/min$ .  
 Het aanloopkoppel is 1,5 voudig, en het aantal pennen per koppelingshelft is 4.  
 Voor de overige afmetingen zie fig. 26.

- Gevr. a. De maximale vlaktedruk tussen pennen en leren schijf.  
 b. De maximale optredende buigspanning in de pennen.  
 c. De maximale optredende schijfspanning in de pennen.

- Opl. a. De maximale vlaktedruk tussen pennen en leren schijf.



Figuur 25

*Wringend moment bij het aanlopen van de motor*

$$M_w = 1,5 \cdot \frac{P}{\omega} = 1,5 \cdot \frac{P}{2\pi n} \Rightarrow$$

$$M_w = 1,5 \cdot \frac{37 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 960/min} \Rightarrow$$

$$M_w = \underline{552,1Nm} = \underline{552 \cdot 10^3 Nmm}$$

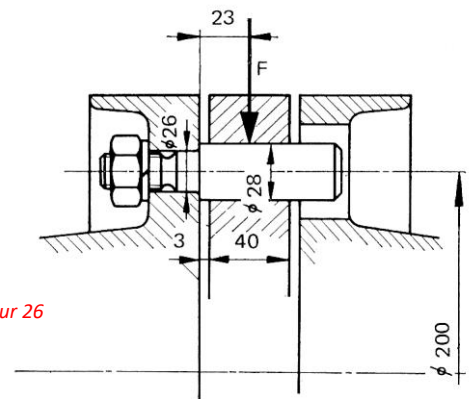
*Verder is:*

$$M_w = 4 \cdot F \cdot r \Rightarrow$$

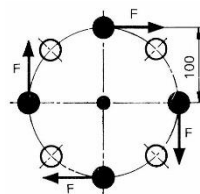
$$552 \cdot 10^3 Nmm = 4 \cdot F \cdot 100mm \Rightarrow$$

$$F = \frac{552 \cdot 10^3 Nmm}{4 \cdot 100mm} \Rightarrow$$

$$F = \underline{1380N} = \underline{13,8kN}$$



Figuur 26



Figuur 27

De maximale optredende vlaktedruk tussen leren schijf en pennen is:

$$\sigma_o = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

$$A = l \cdot d$$

$$\sigma_o = \frac{1380N}{40mm \cdot 28mm} \Rightarrow$$

$$\sigma_o = \underline{\underline{1,23N/mm^2}}$$

b. De maximale optredende buigspanning in de pennen.

$$M_b = F \cdot a \Rightarrow$$

$$M_b = 1380N \cdot 23mm \Rightarrow$$

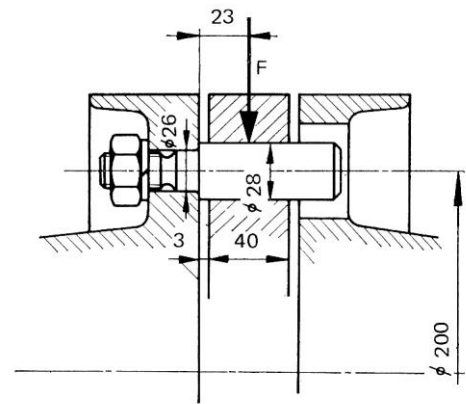
$$M_b = \underline{\underline{31,74 \cdot 10^3 Nmm}}$$

Verder is:

$$M_b = W_b \cdot \sigma_b \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \frac{31,74 \cdot 10^3 Nmm \cdot 32}{\pi \cdot (26mm)^3} \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \underline{\underline{18,39N/mm^2}}$$



Figuur 26

c. De maximale optredende schijfspanning in de pennen.

$$\tau_d = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

$$\tau_d = \frac{1,38 \cdot 10^3 N \cdot 4}{\pi \cdot (26mm)^2} \Rightarrow$$

$$\tau_d = \underline{\underline{2,6N/mm^2}}$$

## Voorbeeld 2

Geg. Een elastische koppeling volgens fig. 28.  
 De asdiameter is  $55\text{mm}$ , en het over te brengen vermogen is  $17\text{kW}$  bij  $n = 480/\text{min}$ .  
 De toelaatbare vlaktedruk,  $\sigma_o$  tussen leren hulzen en metaal is  $1\text{N}/\text{mm}^2$ .  
 Het aanloopkoppel 1,5voudig.

Gevr. Het ontwerpen van een elastische koppeling volgens fig. 28.

Opl. *De schroefdraaddiameter van de pennen bepalen we met de empirische formule:*

$$d = 0,2 \cdot \text{asdiameter} + 10\text{mm} \Rightarrow$$

$$d = 0,2 \cdot 55\text{mm} + 10\text{mm} \Rightarrow$$

$$d = \underline{21\text{mm}}$$

We kiezen hier voor **M20** schroefdraad.

Ter plaatse van de leren prop kiezen we de pendiameter **28mm**.

De buitendiameter van de proppen wordt dan ca. 2,2 maal de diameter van het gat hierin.  
 In dit geval is dit:  $2,2 \cdot 28\text{mm} = 61,6 = 62\text{mm}$ .

voor bepaling diameter steekcirkel zie fig. 28 en fig. 29.

*Het maximaal wringend moment is:*

$$M_w = 1,5 \cdot \frac{P}{\omega} \Rightarrow$$

$$M_w = 1,5 \cdot \frac{17 \cdot 10^3 \text{Nm/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 480/\text{min}} \Rightarrow$$

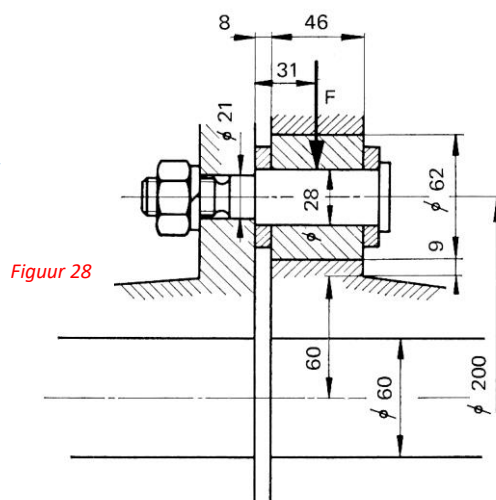
$$M_w = \underline{507,3\text{Nm}} = \underline{507,3 \cdot 10^3 \text{Nmm}}$$

*Verder is:*

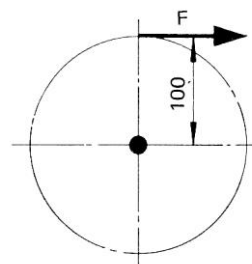
$$M_w = F \cdot r \Rightarrow$$

$$F = \frac{507,3 \cdot 10^3 \text{Nmm}}{100\text{mm}} \Rightarrow$$

$$F = \underline{\underline{5,07 \cdot 10^3 \text{N}}} = \underline{\underline{5,07\text{kN}}}$$



Figuur 28



Figuur 29

De lengte van de leren proppen stellen we op ca. 0,75 maal buitendiameter proppen.  
 Indit geval:  $0,75 \cdot 62\text{mm} = 46,5\text{mm} = 46\text{mm}$ .

*Berekend op vlaktedruk vinden we voor de toelaatbare kracht per pen:*

$$\bar{\sigma}_o = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

$$F = 1\text{N/mm}^2 \cdot 46\text{mm} \cdot 28\text{mm} \Rightarrow$$

$$F = \underline{\underline{1288\text{N}}} = \underline{\underline{1,29\text{kN}}}$$

*Benodigd aantal pennen:*

$$n = \frac{5,07\text{kN}}{1,29\text{kN}} \Rightarrow n = \underline{\underline{4 \text{ pennen}}}$$

*De kracht per pen wordt dan:*

$$F = \frac{5,07\text{kN}}{4} = \underline{\underline{1,27\text{kN}}}$$

*Het maximaal buigend moment in de pennen is:*

$$M_b = F \cdot a \Rightarrow$$

$$M_b = 1,27 \cdot 10^3\text{N} \cdot 31\text{mm} \Rightarrow$$

$$M_b = \underline{\underline{39,37 \cdot 10^3\text{Nmm}}} = \underline{\underline{39,4 \cdot 10^3\text{Nmm}}}$$

*Verder is:*

$$M_b = W_b \cdot \sigma_b \Rightarrow$$

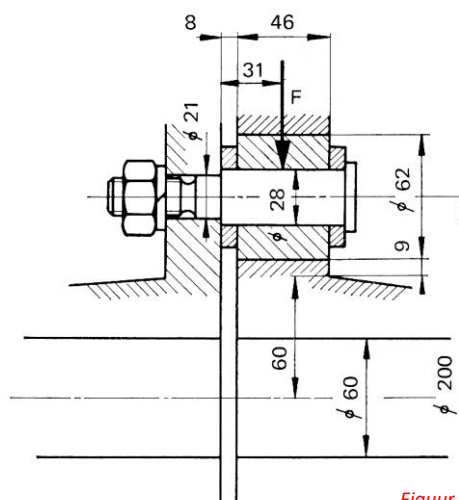
$$\sigma_b = \frac{39,4 \cdot 10^3\text{Nmm} \cdot 32}{\pi \cdot (21\text{mm})^3} \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \underline{\underline{43,3\text{N/mm}^2}} = \underline{\underline{43\text{N/mm}^2}}$$

*Het maximaal optredende schuifspanning in de pennen is:*

$$\tau_d = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

$$\tau_d = \frac{1,27 \cdot 10^3\text{N} \cdot 4}{\pi \cdot (21\text{mm})^2} = \underline{\underline{3,67\text{N/mm}^2}}$$

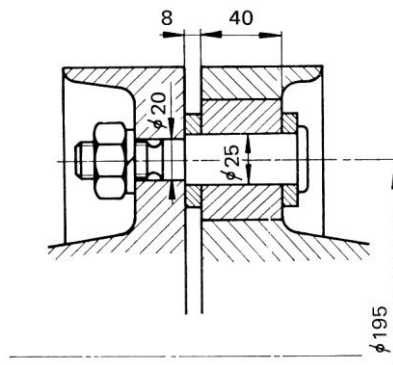


Figuur 28



## Opgaven

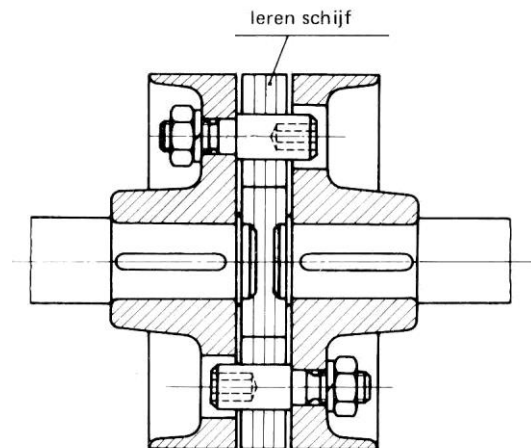
1. Geg: Van een elastische koppeling volgens onderstaand fig.30 is gegeven:  
 Over te brengen vermogen bij  $n = 480/min.$  is  $15kW.$   
 De asdiameter is  $50mm.$   
 Aanloopkoppel is twee voudig.  
 Het aantal bouten is vier.  
 Zie onderstaand fig. voor overige afmetingen.



*Figuur 30*

- Gevr:
- De maximaal optredende vlaktedruk tussen de pennen en de leren proppen.
  - De maximale buigspanning in de pennen.
  - De maximale schuifspanning in de pennen.
  - De maximale wringspanning in de as.

2. Geg: Van een elastische koppeling volgens onderstaand fig. 31 is gegeven:  
 Het aantal pennen per koppelinghelft is vier.  
 De diameter van het in de leren schijf passende pengedeelte is  $32\text{mm}$ .  
 Het in de koppelinghelft passende pengedeelte heeft een diameter van  $27\text{mm}$ .  
 Dikte leren schijf  $42\text{mm}$ .  
 Afstand tussen koppelingflenzen  $50\text{mm}$ .  
 De koppelingpennen zijn aangebracht op een steekcirkel van  $240\text{mm}$ .  
 De toelaatbare vlaktedruk is  $0,7\text{N/mm}^2$ .



Figuur 31

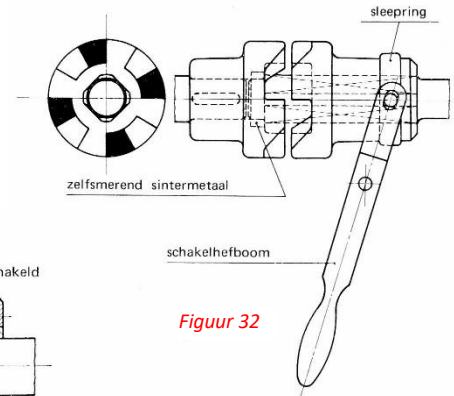
- Gevr: a. Het vermogen dat bij  $n = 320/\text{min}$  kan worden overgebracht.  
 b. De dan optredende buig- en schuifspanning in de pennen.

## In- en uitschakelbare koppelingen

### Klauwkoppeling

De klauwkoppeling van fig. 32 maakt het mogelijk twee in bedrijf zijnde assen, door uit elkaar schuiven van de klauwen, te ontkoppelen.

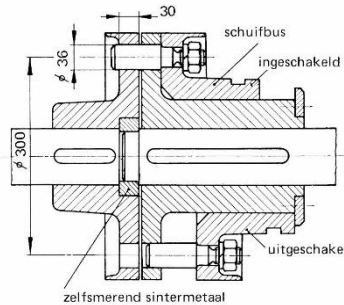
Het koppelen van de assen is echter alleen mogelijk wanneer beide assen stilstaan.



Figuur 32

### Pennenkoppeling

Hetzelfde als hiervoor beschreven kan ook worden bereikt met een pennenkoppeling (fig. 33).



Figuur 33

### Wrijvingskoppelingen

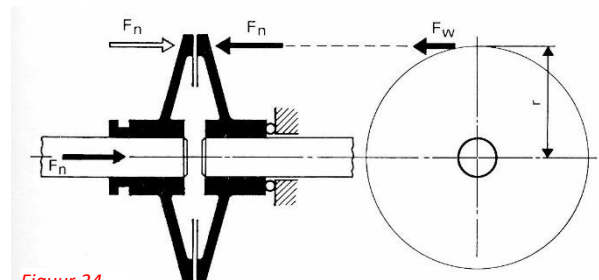
Moeten assen draaiend worden ontkoppeld en gekoppeld, dan maakt men gebruik van wrijvingskoppelingen. Door de slipmogelijkheid die bij deze koppelingen aanwezig is, kan het toerental van de stilstaande as geleidelijk tot dat van de drijvende as worden opgevoerd.

Het principe van een wrijvingskoppeling is aangegeven in fig. 34.

De inschakelkracht  $F$  veroorzaakt op de gemiddelde wrijvingscirkel een totale wrijvingskracht van

$$F_w = f \cdot F_n.$$

Maximaal kan dan worden overgebracht een wringend moment  $M_w = F_w \cdot r$ .



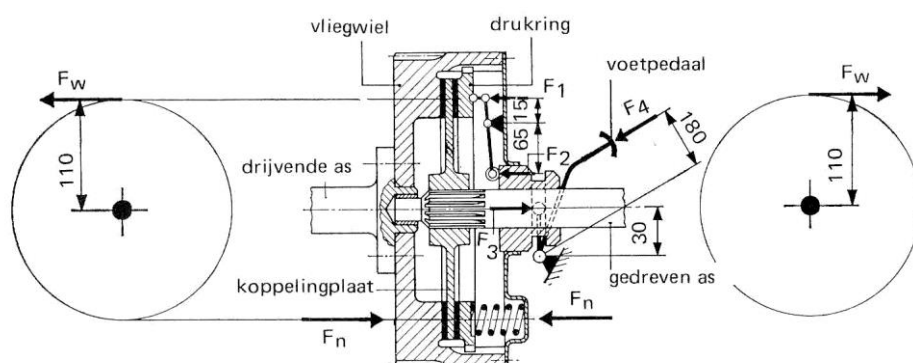
Figuur 34

## Platenkoppeling

Een bekend voorbeeld van een wrijvingskoppeling is de in de automobieltechniek veel toegepaste platenkoppeling (fig.35), hoewel tegenwoordig ook veel automatische transmissie worden toegepast.

Met behulp hiervan kan de draaiende motor worden gekoppeld met de wielaandrijving. Wanneer op het pedaal in fig.35 geen kracht wordt uitgeoefend, wordt de koppelingsplaat door een aantal veren klemgedrukt tussen een op de krukas bevestigd vliegwiel en een, verschuifbare, met een vertanding hierin passende drukring.

De koppeling plaat bevindt zich verschuifbaar op de as voor de wielaandrijving. Beide zijden ervan zijn voorzien van opgeklonken wrijvingsringen (bv. organisch gebonden vezel en garen versterkt op basis van PTFE/grafiet papier en aramide).



Figuur 35

Wrijvingsringen vervaardigd van asbest mogen niet meer worden toegepast.

De door de veren uitgeoefende normaalkracht veroorzaakt tussen de wrijvingsvlakken zodanige wrijvingskrachten, dat het moment hiervan t.o.v. het hart van de as gelijk is aan het motorkoppel. Bij het indrukken van het pedaal wordt de getande drukring tegen de veerdruk in naar rechts bewogen. De koppelingplaat komt dan vrij van de wrijvingsvlakken en de verbinding tussen motor en wielaandrijving is verbroken. Bij voorzichtig laten opkomen van het koppelingpedaal worden beide assen weer geleidelijk gekoppeld.

### Voorbeeld

Geg: Van een plaatkoppeling volgens onderstaand fig. 35 is gegeven:

Het over te brengen vermogen is  $P = 24\text{kW}$ .

Het toerental is  $3500/\text{min}$ .

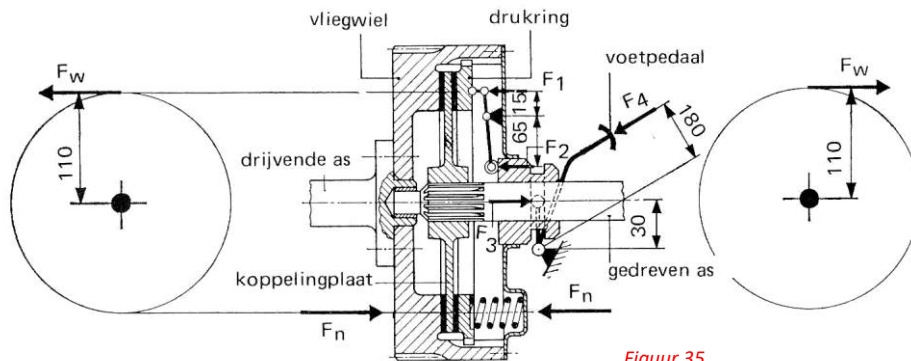
De wrijvingsvlakken hebben een uitwendige diameter van  $250\text{mm}$  en een inwendige diameter van  $190\text{mm}$ .

De wrijvingscoëfficiënt  $f = 0,35$ .

Het aantal drukveren is 9 en het aantal hefboomen is 3.

De veiligheid tegen slippen is 50%.

- Gevr:
- De wrijvingskrachten.
  - De normaalkracht die door iedere veer moet worden uitgeoefend.
  - De vlaktedruk op de wrijvingsringen.
  - De minimale pedaaldruk die in eerste instantie nodig is om te ontkoppelen.



Figuur 35

Opl: a. De wrijvingskrachten.

Maximaal moet door de koppeling een moment worden overgebracht van:

$$M_w = \frac{P}{2\pi n} \Rightarrow$$

$$M_w = \frac{24 \cdot 10^3 \text{ Nm/s} \cdot 60}{2\pi \cdot 3500 \text{ min}} \Rightarrow$$

$$M_w = \underline{65,5 \text{ Nm}} = \underline{65,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}$$

De gemiddelde middellijn van de wrijvingsvlakken

$$D_{gem.} = \frac{D_{uitw.} + D_{inw.}}{2} \Rightarrow$$

$$D_{gem.} = \frac{250 \text{ mm} + 190 \text{ mm}}{2} \Rightarrow$$

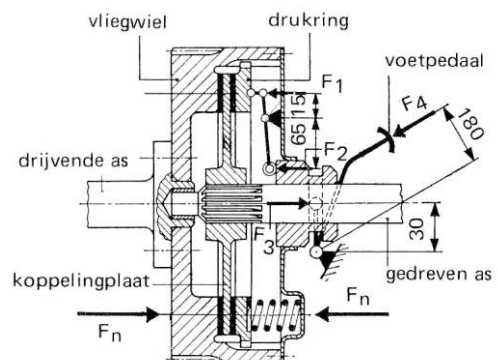
$$D_{gem.} = \underline{220 \text{ mm}}$$

$$M_w = F'_w \cdot r \Rightarrow$$

$$F'_w = \frac{M_w}{r} \Rightarrow$$

$$F'_w = \frac{65,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 2}{220 \text{ mm}} \Rightarrow$$

$$F'_w = \underline{595,45 \text{ N}}$$



Figuur 36

Er zijn twee wrijvingsvlakken zie fig. 36

$$F_w = \frac{F'_w}{2} \Rightarrow$$

$$F_w = \frac{595,45 \text{ N}}{2} \Rightarrow$$

$$F_w = \underline{\underline{297,7 \text{ N}}}$$

- b. De normaalkracht die door iedere veer moet worden uitgeoefend.

$$F_w = f \cdot F_n \Rightarrow$$

$$F_n = \frac{F_w}{f} \Rightarrow$$

$$F_n = \frac{297,7N}{0,35} \Rightarrow$$

*F<sub>n</sub> is de totale kracht op de veren*  
*F<sub>n</sub> = F<sub>v.tot.</sub>*

$$F_n = \underline{\underline{850,6N}}$$

*Per veer is een minimumdrukkracht nodig van:*

$$F_v = \frac{F_n}{n} \Rightarrow$$

$$F_v = \frac{850,6N}{9} \Rightarrow$$

$$F_v = \underline{\underline{94,5N}}$$

*Door het slijten van de wrijvingsplaten worden de drukveren steeds meer ontspannen en nemen we de aandrukkracht per veer bij nieuwe koppelingen:*

$$1,5 \cdot 94,5N = \underline{\underline{141,7N}} = \underline{\underline{142N}}$$

*Veiligheid tegen slippen is 50%*

- c. De vlaktedruk op de wrijvingsringen.

*Bij een nieuwe koppeling werkt op de wrijvingsringen een totale normaalkracht van:*

$$141,7N \cdot 9 = \underline{\underline{1275,3N}}$$

*Deze kracht moet worden opgenomen door een oppervlakte van:*

$$A = \frac{\pi}{4} (D_{uitw.}^2 - D_{inw.}^2) \Rightarrow$$

$$\bar{\sigma}_o = \frac{F_n}{A} \Rightarrow$$

$$A = \frac{\pi}{4} (250^2 mm - 190^2 mm) \Rightarrow$$

$$\bar{\sigma}_o = \frac{1275,3N}{20734,5mm^2} \Rightarrow$$

$$A = \underline{\underline{20734,5mm^2}}$$

$$\bar{\sigma}_o = \underline{\underline{0,062N/mm^2}}$$

- d. De minimale pedaaldruk die in eerste instantie nodig is om te ontkoppelen.

*Bij ontkoppelen moet op de drukplaat tegengesteld aan de veerdruk een kracht worden uitgeoefend van 1275,3N.*

*Op ieder hefboomeinde moet hiertoe een kracht worden uitgeoefend van:*

*Er zijn drie hefboomen.*

$$F_{n.tot} = F_1 \cdot 3 \Rightarrow$$

$$F_1 = \frac{F_{n.tot}}{3} \Rightarrow$$

$$F_1 = \frac{1275,3N}{3} \Rightarrow$$

$$F_1 = \underline{425,1N}$$

*Voor de kracht  $F_2$  aan het andere hefboomeinde vinden we:*

$$F_2 \cdot 65mm = F_1 \cdot 15mm \Rightarrow$$

$$F_2 \cdot 65mm = 425,1N \cdot 15mm \Rightarrow$$

$$F_2 = \frac{425,1N \cdot 15mm}{65mm} \Rightarrow$$

$$F_2 = \underline{98,1N}$$

*Op de koppelbus moet een kracht worden uitgeoefend van:*

$$F_3 = 3 \cdot F_2 \Rightarrow$$

$$F_3 = 3 \cdot 98,1N \Rightarrow$$

$$F_3 = \underline{294,3N}$$

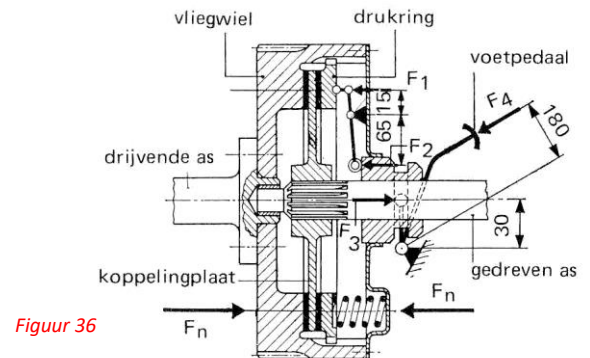
*Voor de pedaaldruk vinden we:*

$$F_3 \cdot 30 = F_4 \cdot 180 \Rightarrow$$

$$295.30 = F_4 \cdot 180 \Rightarrow$$

$$F_4 = \frac{295.30}{180} \Rightarrow$$

$$F_4 = \underline{49,2N}$$



Figuur 36

Zie fig. 36

Naarmate het koppelingspedaal verder wordt ingedrukt worden de veren sterker gespannen en wordt de benodigde pedaaldruk  $F_4$  groter

## Flenderkoppeling

De wrijvingskoppeling van **fig.37** bestaat uit een rechter koppelinghelft die bevestigd is op de drijvende as.

In een gedeelde ring die met bouten hieraan is bevestigd, bevinden zich een groot aantal ronde proppen van kunststof.

Op de linker koppelinghelft bevinden zich twee verschuifbare ringen.

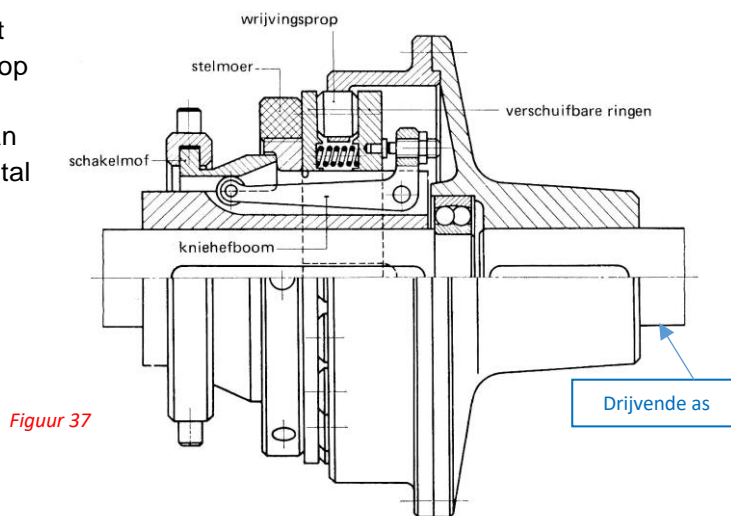
Door inlegspieën worden deze ringen meegenomen. Verder zijn in de linker koppelinghelft drie kniehefbomen aangebracht.

Bij naar rechts verschuiven van de schakelmof worden de wrijvingsproppen klem gedrukt tussen de bovengenoemde ringen.

Door de hierdoor opgewekte wrijving wordt het wringend moment overgebracht. Bij naar links schuiven van de schakelmof wordt de koppeling ontkoppeld. De veren tussen wrijvingsringen zorgen er dan voor dat deze zó ver uit elkaar worden gedrukt, dat geen onnodige slijtage optreedt (**fig. 37**).

Na slijtage kan de afstand tussen de wrijvingsringen worden nagesteld met een stelmoer en stelboutjes op de kniehefbomen (**fig. 37**). Bij ingeschakelde koppeling behoeft, als de rol zich op het horizontale vlak bevindt, geen axiale kracht op de schakelmof te worden uitgeoefend.

Het rolletje op het uiteinde van iedere hefboom dient om de wrijving tussen het schuine vlak van de schakelmof en de hefboom te verminderen.



### Voorbeeld

Geg: Van een koppeling volgens **fig. 37** is het volgende bekend.

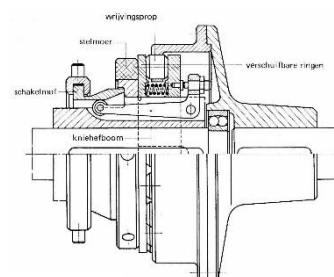
Het over te brengen vermogen  $P = 75\text{kW}$  bij  $n = 960/\text{min}$ .

Het aantal proppen is 12, en de wrijvingscoëfficiënt  $f = 0,35$ .

Voor het spannen van de veren tussen de wrijvingsringen is een kracht van  $200\text{N}$  nodig.

De koppeling is uitgevoerd met 3 hefbomen. Voor overige gegevens zie **fig. 38a** en **38b**.

- Gevr:
- a. de benodigde wrijvingskracht.
  - b. Bij een tweevoudige zekerheid tegen slippen:
    - 1<sup>e</sup>. De vlaktedruk op de proppen.
    - 2<sup>e</sup>. De krachten op elk van de hefbomen.
    - 3<sup>e</sup>. De inschakelkracht.
    - 4<sup>e</sup>. De diameter van de dubbelsnedig afschuiven belaste hefboomscharnierpennen als  $\bar{\tau}_d = 25\text{N}/\text{mm}^2$ .





- a. de benodigde wrijvingskracht.

Het over te brengen wringend moment is:

$$M_w = \frac{P}{\omega} \Rightarrow$$

$$M_w = \frac{75 \cdot 10^3 \text{ Nm/s} \cdot 60}{2\pi \cdot 960/\text{min}} \Rightarrow$$

$$M_w = 746 \text{ Nm} = 746 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

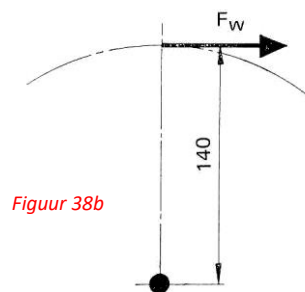
Verder is

$$M_w = 2 \cdot F_w \cdot r \Rightarrow$$

$$F_w = \frac{746 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{2 \cdot 140 \text{ mm}} \Rightarrow$$

$$F_w = \underline{\underline{2,66 \cdot 10^3 \text{ N}}} = \underline{\underline{2,66 \text{ kN}}}$$

Er zijn twee  
wrijvingsvlakken



Figuur 38a

Figuur 38b

- b. Bij een tweevoudige zekerheid tegen slippen:

- 1<sup>e</sup>. De vlaktedruk op de proppen.

De benodigde normaalkracht is:

$$F_w = f \cdot F_n \Rightarrow$$

$$F_n = \frac{2,66 \cdot 10^3 \text{ N}}{0,35} = 7,6 \cdot 10^3 \text{ N} = 7,6 \text{ kN}$$

Bij tweevoudige zekerheid tegen slippen wordt dit:

$$v \cdot F_n = 2 \cdot 7,6 \cdot 10^3 \text{ N} = 15,2 \cdot 10^3 \text{ N} = 15,2 \text{ kN}$$

Zie fig. 38a

Het oppervlak  $A$  per propvlakje is:

$$A = \frac{1}{4} \pi \cdot d^2 \Rightarrow$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (40 \text{ mm})^2 \Rightarrow$$

$$A = \underline{\underline{1256,6 \text{ mm}^2}}$$



Verder is:

$$\tan 15^\circ = \frac{F_h}{F_v} \Rightarrow$$

$$F_h = F_v \cdot \tan 15^\circ \Rightarrow$$

$$F_h = 1711\text{N} \cdot \tan 15^\circ = \underline{\underline{458,5\text{N}}}$$

De krachten  $F_h$  moeten door de schakelmof worden geleverd.  
De totale inschakelkracht is dus:

$$F_s = 3 \cdot F_h = 3 \cdot 458,3\text{N} = \underline{\underline{1375\text{N}}} = \underline{\underline{1,38\text{kN}}}$$

4e. Op elk van de hefboomdraaipunten werken:

verticaal:

$$F_{dv} = F_v = 1711\text{N}$$

horizontaal:

$$F_{dh} = F_h + F_p = 458,5\text{N} + 5133,3\text{N} = \underline{\underline{5591,6\text{N}}}$$

De resulterende kracht op elk van de pennen is:

$$F_d = \sqrt{F_{dv}^2 + F_{dh}^2} = \sqrt{(1711\text{N})^2 + (5591,6\text{N})^2} = \underline{\underline{5847,5\text{N}}} = \underline{\underline{5,85\text{kN}}}$$

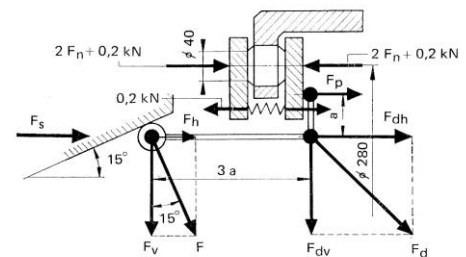
Benodigde pendoorsnede:

$$A = \frac{F}{\bar{\tau}_w} = \frac{5847,5\text{N}}{25\text{N/mm}^2} = \underline{\underline{234\text{mm}^2}}$$

Er wordt dubbelsnedig afgeschoven:

$$A = 2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \Rightarrow$$

$$d = \sqrt{\frac{234\text{mm}^2 \cdot 4}{2 \cdot \pi}} = \underline{\underline{12,2\text{mm}}} = \underline{\underline{13\text{mm}}}$$



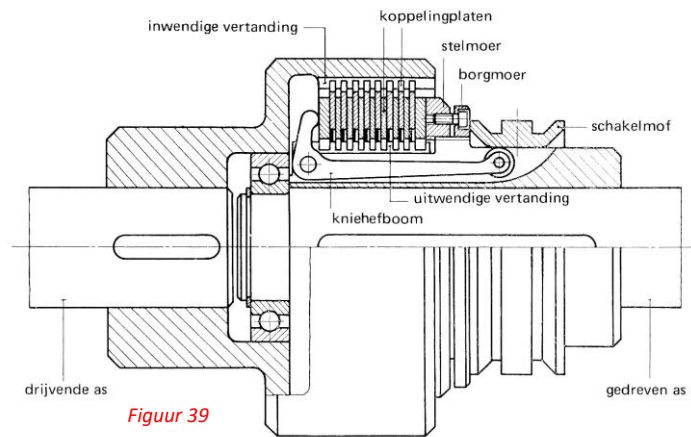
Figuur 38a

## Meervoudige platenkoppelingen

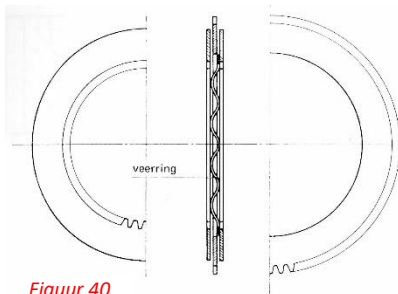
Moeten grote vermogens worden overgebracht dan gaat men over tot toepassing van meervoudige platenkoppelingen (fig. 39).

Een dergelijke koppeling bestaat uit een vaste linker koppelinghelft met inwendige vertanding. Deze koppelinghelft bevindt zich op de drijvende as.

De rechter koppelinghelft, die zich op de gedreven as bevindt, heeft een uitwendige vertanding. Beurtelings zijn in de koppeling geslepen platen van gehard staal met uit- en inwendige vertandingen aangebracht (fig. 40).



Figuur 39



Figuur 40

Tussen deze platen bevinden zich gegolfde veerringen. Deze drukken bij uitgeschakelde koppeling de koppelingplaten vanéén (fig. 40), zodat geen onnodige slijtage optreedt. In de rechter koppelinghelft zijn drie kniehefbomen aangebracht. Bij naar links schuiven van de schakelmof drukken deze hefbomen de koppelingplaten klem tegen elkaar. De hierbij uitgeoefende normaalkracht werkt tussen elk van de wrijvingsvlakken.

Vraag: *Hoeveel wrijvingsvlakken heeft de koppeling van fig.39?*

### Invloed van het aantal koppelingplaten

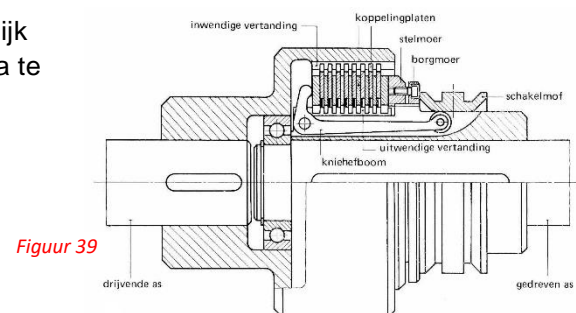
Naarmate het aantal koppelingplaten groter wordt gekozen, is het aantal wrijvingskrachten dat bij een bepaalde inschakelkracht ontstaat groter. *M.a.w.* door verdubbeling van het aantal platen kan bij dezelfde inschakelkracht een tweemaal zo groot moment worden overgebracht.

### Schakelmof

Door de speciale vorm van de schakelmof is alleen tijdens het in- en uitschakelen een schakelkracht nodig.

Met behulp van een stelmoer (fig. 39) is het mogelijk na slijtage de ruimte tussen de koppelingplaten na te stellen.

Borging van de stelmoer wordt verkregen op de in fig. 39 aangegeven manier.



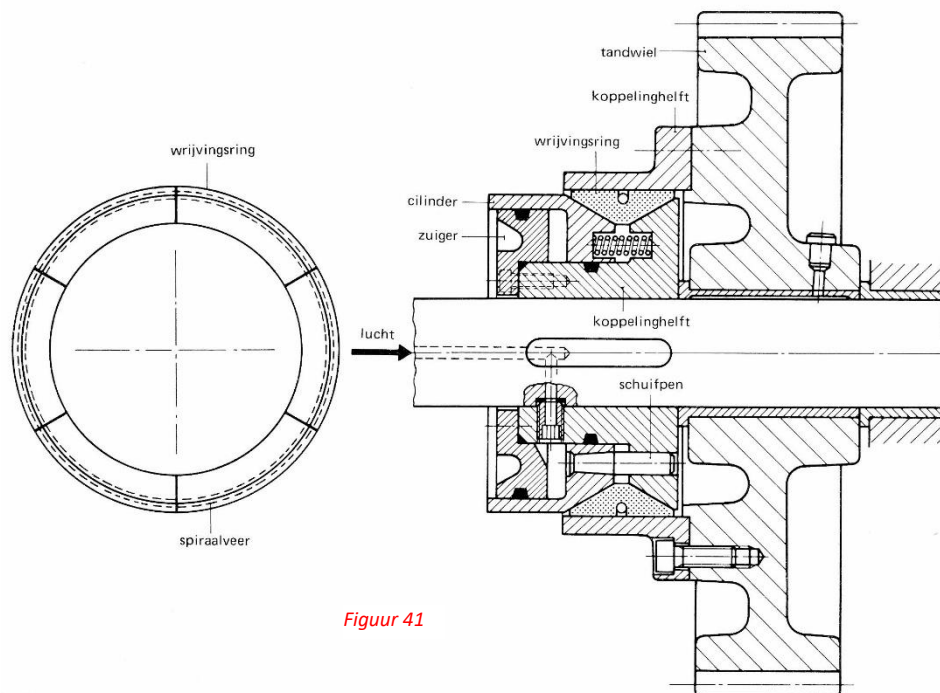
Figuur 39

## Conaxkoppeling fig. 41

Zie ook <https://www.ach.nu>

Aan de koppelinghelft met kegelvormig wrijvingsvlak, die met een inlegspie op de as is aangebracht, is een zuiger bevestigd. Deze zuiger bevindt zich in een met kegelvormig wrijvingsvlak uitgevoerde cilinder, die over de koppelinghelft kan schuiven en met schuifpenen hieraan gekoppeld is.

Tussen de kegelvormige wrijvingsvlakken van koppelinghelft en cilinder bevindt zich een zedelige wrijvingsring. De delen van deze ring worden door een spiraalveer bij elkaar gehouden.



Figuur 41

De andere koppelinghelft is ringvormig en is met bouten aan het tandwiel bevestigd.

Bij uitgeschakelde koppeling drukt een aantal veren de cilinder naar links. De uitwendige diameter van de wrijvingsring is dan op zijn kleinst en komt niet in contact met de koppelinghelft aan het tandwiel. De as draait dan in het stilstaande tandwiel.

Bij inschakelen van de koppeling laat men via een gat in de as samengeperste lucht achter de zuiger toe. De cilinder wordt dan naar rechts geduwd. De wrijvingsring krijgt daardoor een grotere diameter en wordt met kracht tegen de koppelinghelft gedrukt die zich aan het tandwiel bevindt. Door de wrijving die daarbij tussen de drie wrijvingsvlakken ontstaat, wordt het tandwiel door de as meegenomen.

## Veiligheidskoppelingen

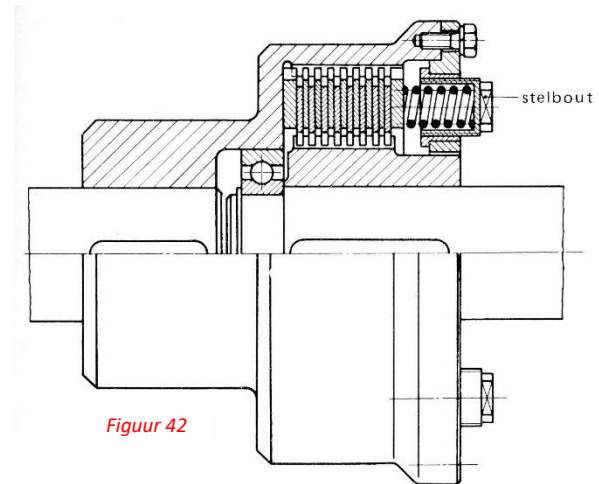
In **fig.42** is tussen de assen een veiligheidskoppeling aangebracht. De constructie van deze koppeling komt overeen met die van **fig.39**.

Loopt het wringend moment op boven een bepaalde maximumwaarde, dan slijpt de koppeling. Om slijtage bij slip zoveel mogelijk tegen te gaan, zijn de koppelingplaten ingevet.

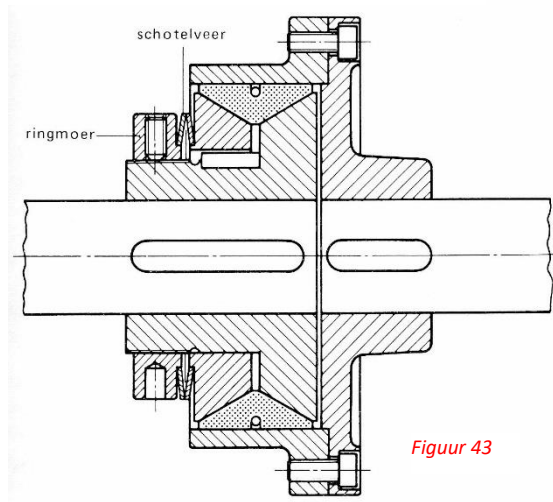
Met behulp van stelbouten kan de koppeling op een bepaald wringend moment worden ingesteld (**fig.42**).

De normaalkracht is afhankelijk van de ingestelde veerbelasting.

Een conax veiligheidskoppeling is afgebeeld in **fig. 43**.



*Figuur 42*

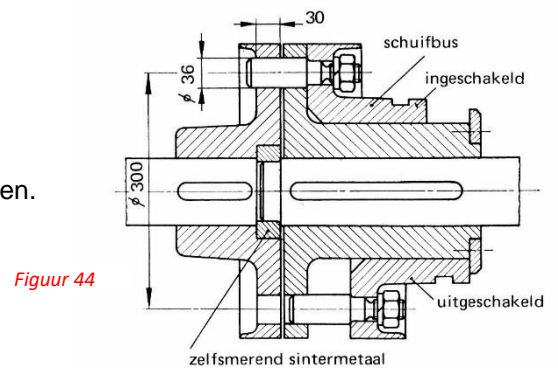


*Figuur 43*

## Opgaven

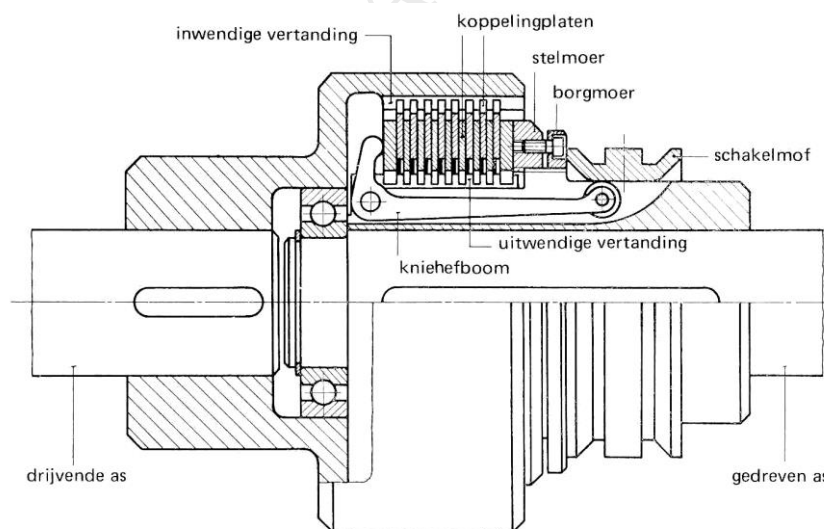
- 1 Geg: De pennenkoppeling van onderstaand fig. 44 moet bij  $n = 480/min$  een vermogen overbrengen van  $65kW$ .  
Het aantal pennen is 6.

- Gevr: a. De kracht op iedere pen.  
b. De vlaktedruk tussen de stalen pennen en de gietijzeren koppelingshelften.  
c. De in de pennen optredende schuifspanning.



Figuur 44

2. Geg: Van onderstaande platenkoppeling is gegeven.  
Toerental  $480/min$ .  
Aantal wrijvingsvlakken 16.  
Grootste diameter wrijvingsvlakken  $200mm$ , kleinste diameter  $120mm$ .  
De resulterende wrijvingskracht werkt op een diameter van  $160mm$ .  
De wrijvingscoëfficiënt is 0,1.  
De toelaatbare vlaktedruk is  $1N/mm^2$ .  
De koppeling is voorzien van drie hefboomen, verhouding hefboomsarmen 1: 4.  
De schuine drukvlakken van de schakelmof maken een hoek van  $15^\circ$  met de hartlijn van de as.  
Voor de indrukking van de veerringen is een kracht nodig van  $250N$ .



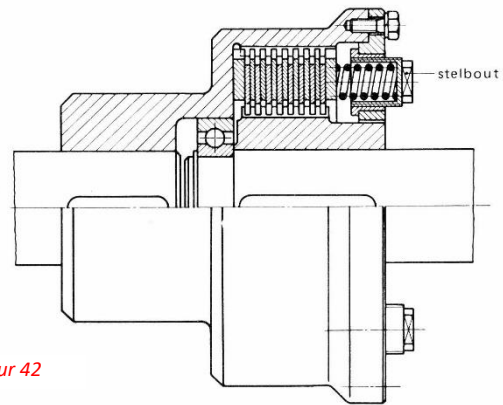
Figuur 39

- Gevr: a. Het vermogen dat maximaal kan worden overgebracht bij 1,5-voudige zekerheid tegen slippen.  
b. De benodigde inschakelkracht.



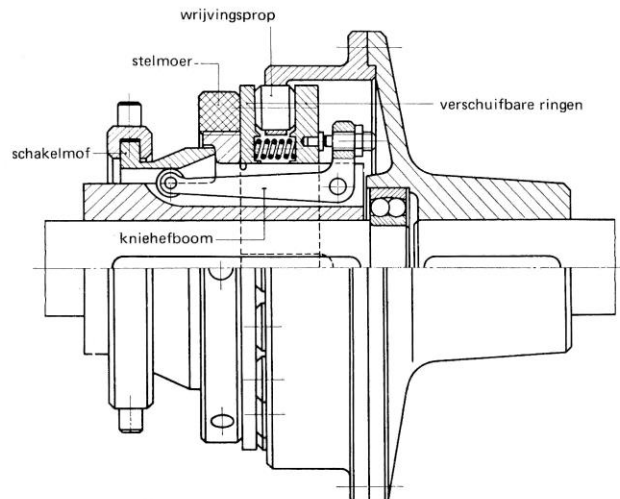
3. Geg: Van een veiligheidskoppeling volgens onderstaand fig. 42 is gegeven.  
 Aantal wrijvingsvlakken 16.  
 Grootste diameter wrijvingsvlakken 250mm, kleinste diameter 180mm.  
 De resulterende wrijvingskracht werkt op een diameter van 215mm.  
 Het aantal drukveren is 10.  
 Aandrukkraft per veer is 1000N.  
 De wrijvingshoek  $\varphi = 5^\circ$ .

- Gevr: a. Bij welk wringend moment de koppeling gaat slippen.  
 b. De tussen de wrijvingsvlakken optredende vlaktedruk.



Figuur 42

4. Geg: De inschakelkracht voor onderstaande koppeling fig. 45 is 1000N.  
 De koppeling is voorzien van drie hefboomen, hefboom verhouding 1:3,5.  
 De drukvlakken van de schakelmof maken een hoek van  $20^\circ$  met de hartlijn van de as.  
 De wrijvingsproppen bevinden zich op een steekcirkel van 300mm.  
 Aantal proppen is 12.  
 Propdiameter is 35mm.  
 De wrijvingscoëfficiënt is 0,2.  
 Ter overwinning van de druk van de ontkoppelveren is een kracht nodig van 250N.  
 Toerental is 960/min.



Figuur 45

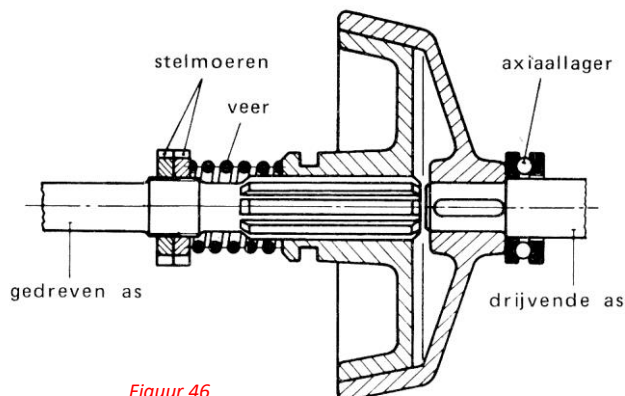
- Gevr: a. Het vermogen dat deze koppeling bij 1,5 voudige zekerheid tegen slippen kan overbrengen.  
 b. De vlakke druk op het propmateriaal.  
 c. De kracht op de draaipunten van de kniehefbomen



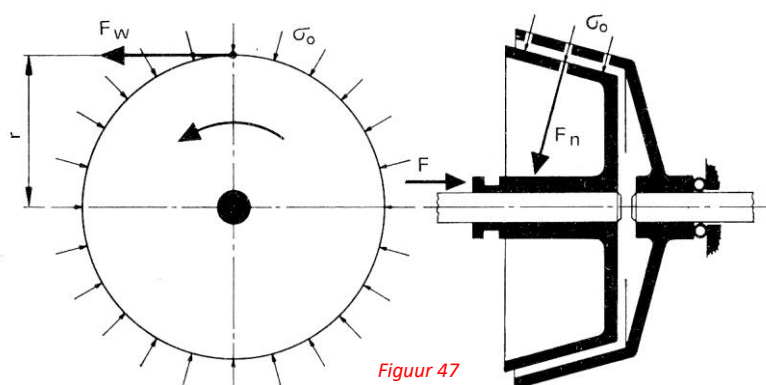
## Kegelwrijvingskoppeling

Bij een kegelwrijvingskoppeling (fig. 46) wordt het wringend moment van de ene op de andere as overgebracht door de wrijving die ontstaat wanneer twee kegels b.v. door een veer in elkaar worden gedrukt.

De rechter koppelingshelft in fig. 46 bevindt zich op de drijvende as. De andere koppelingshelft is verschuifbaar aangebracht op de gedreven as. Beide koppelingshelften zijn meestal van gietijzer. De wrijvingsvlakken zijn geslepen, terwijl om de wrijving te vergroten één van de kegelmantels soms is bekleed met een materiaal op basis van PTFE/grafiet papier en aramide.



Figuur 46



Figuur 47

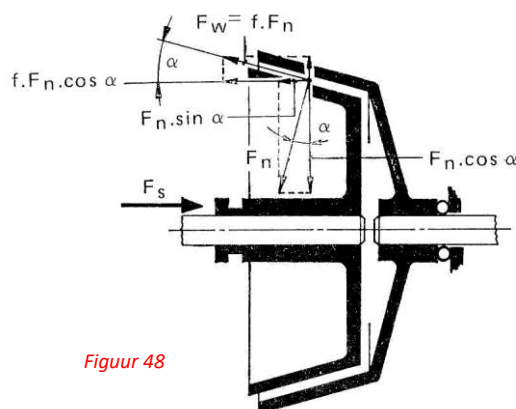
Voor het opnemen van de door de veer uitgeoefende axiale kracht is bij de koppeling van fig. 46 een axiaal lager nodig. Nemen we aan dat een kegelwrijvingskoppeling een wringend moment  $M_w$  moet overbrengen. Dit kan alleen wanneer  $M_w = F_w \cdot r$  (fig. 47). De kracht  $F_w$ , die de resultante is van een groot

aantal wrijvingskrachtjes, ontstaat alleen wanneer tussen de kegels een vlaktedruk  $\sigma_o$  van voldoende grootte heerst (fig. 47). De resultante van deze normaalkrachtjes is in fig. 47 aangegeven met  $F_n$ . Zowel  $F_n$  als de hierdoor veroorzaakte wrijving  $F_w$  werken op de gemiddelde diameter van de wrijvingsvlakken.

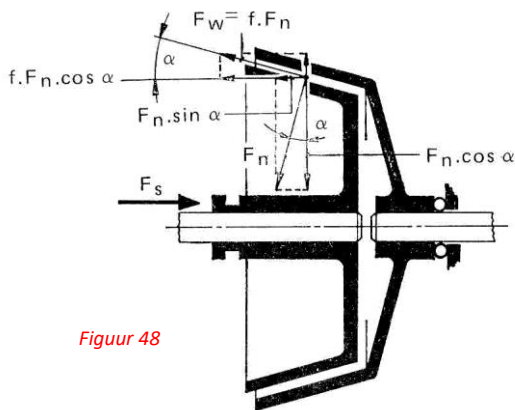
### Inschakelkracht bij stilstaande assen.

Bij het berekenen van de inschakelkracht  $F_s$  bij stilstaande assen moet ervan worden uitgegaan dat, wanneer het wringend moment  $M_w$  moet worden overgebracht, er geen slip mag optreden. Om dit te kunnen bereiken moet tussen de wrijvingsvlakken tenminste een normaalkracht  $F_n$  werken die bij aanzetten de benodigde wrijvingskracht  $F_n$  kan veroorzaken.

In fig. 48 zijn de krachten getekend die tijdens het inschakelen op de in te schakelen koppelingshelft werken.



Figuur 48



Figuur 48

Deze krachten zijn:

De normaalkracht  $F_n$ , de hierdoor veroorzaakte wrijvingskracht  $F_w$  (deze werkt nu het inschakelen tegen) en de inschakelkracht (bij stilstaande assen)  $F_s$ .

Onder de werking van deze drie krachten moet de koppelingshelft in evenwicht zijn. In fig. 48 zijn  $F_n$  en  $F_w$  ontbonden in horizontale en verticale componenten. De verticale componenten worden door de koppeling zelf opgeheven. In werkelijkheid zijn ze nl. gelijkmatig over de wrijvingsvlakken verdeeld.

Uit  $\sum$  van de horizontale krachten = 0 volgt dat:

$$F_s - F_n \cdot \sin \alpha - f \cdot F_n \cdot \cos \alpha = 0 \Rightarrow$$

$$F_s = F_n \cdot \sin \alpha + f \cdot F_n \cdot \cos \alpha \Rightarrow$$

$$F_s = F_n(\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha)$$

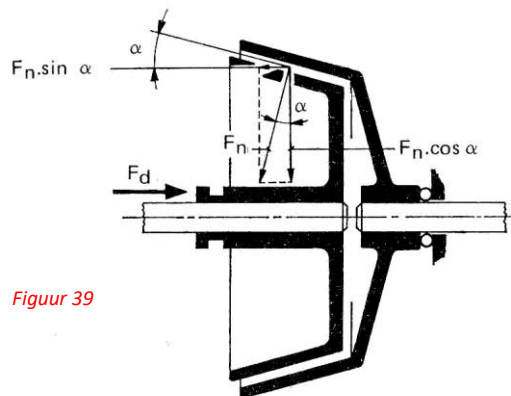
### De kracht $F$ tijdens draaien om de koppeling ingeschakeld te houden

In fig. 49 zijn behalve  $F_w$ , die nu aan de omtrek werkt, de krachten getekend die op de linker koppelingshelft werken, wanneer de ingeschakelde koppeling slijpeloos draait.

Uit  $\sum$  van de horizontale krachten = 0 volgt dat:

$$F_d - F_n \cdot \sin \alpha = 0 \Rightarrow$$

$$F_d = F_n \cdot \sin \alpha$$



Figuur 39

### Ontkoppelen bij het stilstaan van de assen.

Ontkoppelen betekent naar links verschuiven van de linker koppelingshelft. De door  $F_n$  veroorzaakte wrijving  $F_w$  gaat dit verschuiven dan tegenwerken (fig. 50). Wanneer op de linker koppelingshelft alleen de getekende krachten werken en aangenomen wordt dat er onder werking van deze krachten evenwicht is, dan volgt uit:

$$\sum \text{horizontale krachten} = 0 \Rightarrow$$

$$f \cdot F_n \cdot \cos \alpha - F_n \cdot \sin \alpha = 0 \Rightarrow$$

$$f = \tan \varphi = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha \quad (\varphi = \alpha)$$

$\varphi$  is de wrijvingshoek.

Zie hoofdstuk wrijving deel 2

M.a.w. voor het ontkoppelen is er dit geval geen kracht nodig.

Uit fig. 50 volgt dat de koppeling zich zelf uitschakelt als:

$$F_n \cdot \sin \alpha > f \cdot F_n \cdot \cos \alpha \Rightarrow$$

$$\sin \alpha > f \cdot \cos \alpha \Rightarrow$$

$$\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} > f \Rightarrow \left( \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \right) = \tan \alpha$$

$$\tan \alpha > f > \tan \varphi \text{ of } \alpha > \varphi$$

Wanneer de tangens van de halve kegeltophoek gelijk of groter is dan de wrijvingscoëfficiënt, is dus geen uitschakelkracht nodig (bij een koppeling volgens fig. 46 is natuurlijk vanwege de veer wel een uitschakelkracht nodig).

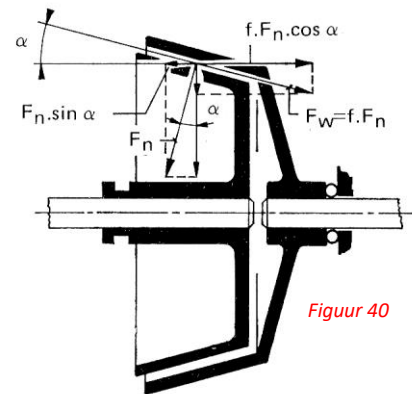
Voor geslepen, licht ingevette wrijvingsvlakken GG op GG,  $f = 0,05 - 0,1$ .

Voor  $\varphi$  vinden we dan:

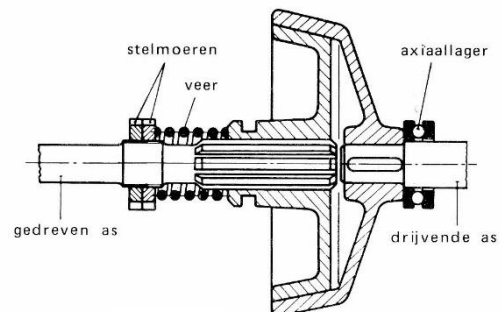
$$\tan \varphi = 0,1 \Rightarrow$$

$$\varphi = 5,71^\circ = 6^\circ$$

Praktisch kiezen we  $\alpha$  in zo'n geval ongeveer  $10^\circ$  ( $\alpha > \varphi$ )



Figuur 40



Figuur 46

We stellen voor *GG* op aramide basis  $f = 0,15 - 0,35$ .

Dan vinden we voor  $\varphi$ :

$$\tan \varphi = 0,35 \Rightarrow$$

$$\varphi = 19,29^\circ = 20^\circ (\alpha \text{ wordt dan praktisch } 25^\circ).$$

Houdt men zich aan de voor ieder geval met behulp van  $f$  gevonden waarde van hoek  $\alpha$ , dan is bij een koppeling zonder veer geen uitschakelkracht nodig.

### Voorbeeld

Geg: Van een kegelwrijvingskoppeling is het volgende bekend:

De kegeltophoek is  $20^\circ$ .

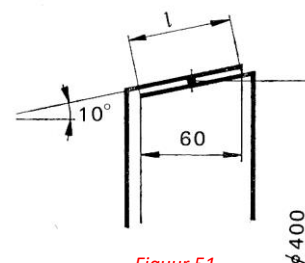
De wrijvingscoëfficiënt  $f = 0,1$ .

De inschakelkracht  $F_s$  bij stilstand is  $3kN$ .

Voor de overige gegevens zie fig. 51.

- Gevr: a. Het vermogen dat bij 1,5 voudige zekerheid en  $n = 240/min$  kan worden overgebracht.  
 b. De kracht die bij draaiende koppeling nodig is om ontkoppelen te beletten.  
 c. De vlaktedruk op de wrijvingsvlakken.

- Opl: a. Het vermogen dat bij 1,5 voudige zekerheid en  $n = 240/min$  kan worden overgebracht.



Figuur 51

Volgens fig. 48 is:

$$F_s - F_n \cdot \sin \alpha - f \cdot F_n \cdot \cos \alpha = 0 \Rightarrow$$

$$3kN - F_n \cdot \sin 10^\circ - 0,1 \cdot F_n \cdot \cos 10^\circ = 0 \Rightarrow$$

$$3kN = F_n \cdot \sin 10^\circ + 0,1 \cdot F_n \cdot \cos 10^\circ \Rightarrow$$

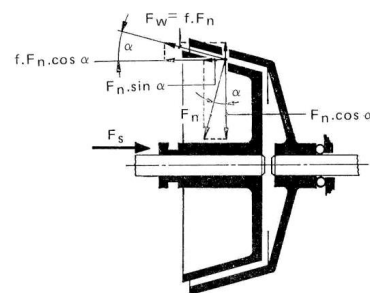
$$F_n = \frac{3 \cdot 10^3 N}{\sin 10^\circ + 0,1 \cdot \cos 10^\circ} \Rightarrow$$

$$F_n = \underline{11 \cdot 10^3 N} = \underline{11kN}$$

Voor de wrijvingskracht vinden we:

$$F_w = f \cdot F_n \Rightarrow$$

$$F_w = 0,1 \cdot 11 \cdot 10^3 N = \underline{1100 N} = \underline{1,1kN}$$



Figuur 48

In verband met de 1,5 voudige zekerheid wordt gerekend met een wrijvingskracht van:

$$F'_w = \frac{1100N}{1,5} = \underline{733,3N}$$

De koppeling brengt dan een moment over van:

$$M_w = F'_w \cdot r \Rightarrow$$

$$M_w = 733,3N \cdot 200mm = \underline{146,67 \cdot 10^3 Nmm} = \underline{146,67Nm}$$

Met dit koppel kan een vermogen worden overgebracht van:

$$M_w = \frac{P}{\omega} \Rightarrow$$

$$P = 146,67Nm \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{240}{60} /s \Rightarrow$$

$$P = \underline{\underline{3686,2Nm/s}} = \underline{\underline{3686,2W}} = \underline{\underline{3,69kW}}$$

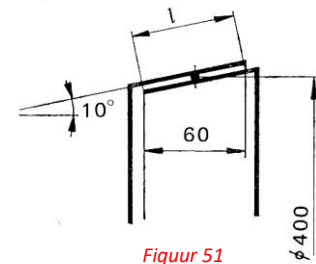
- b. De kracht die bij draaiende koppeling nodig is om ontkoppelen te beletten.

Volgens fig. 49 is bij draaiende koppeling:

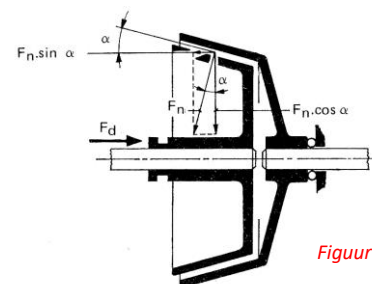
$$F_d - F_n \cdot \sin \alpha = 0 \Rightarrow$$

$$F_d = F_n \cdot \sin \alpha$$

$$F_d = 11 \cdot 10^3 N \cdot \sin 10^\circ = \underline{\underline{1910,13kN}} = \underline{\underline{1,9kN}}$$



Figuur 51



Figuur 49

Bij draaiende koppeling is er een kracht nodig van **1,9kN** om ontkoppelen te beletten.

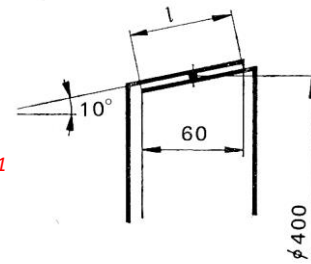
- c. De vlaktedruk op de wrijvingsvlakken.

Volgens fig. 51 is:

$$l = \frac{60\text{mm}}{\cos 10^\circ} \Rightarrow$$

$$l = \underline{60,93\text{mm}}$$

Figuur 51



De normaalkracht  $F_n = 11\text{kN}$  moet worden opgenomen door een oppervlakte van:

$$A = \pi \cdot 400\text{mm} \cdot 60,93\text{mm} = \underline{76566,9\text{mm}^2}$$

$\pi \cdot d \cdot l = \text{oppervlak kegelmantel}$

De optredende vlaktedruk is:

$$\sigma_o = \frac{F_n}{A} \Rightarrow$$

$$\sigma_o = \frac{11 \cdot 10^3\text{N}}{76566,9\text{mm}^2} = \underline{0144\text{Nmm}^2}$$

## Opgaven

- Geg: Een wrijvingskoppeling .  
 Het over te brengen vermogen bij  $n = 480/\text{min} = 8\text{kW}$ .  
 De gemiddelde wrijvingscirkel is  $440\text{mm}$ , de kegelhoek is  $40^\circ$ .  
 De wrijvingscoëfficiënt is  $0,25$  (GG op frictiemateriaal).  
 Evenwijdig aan de as gemeten raken de koppelingen elkaar over een lengte van  $80\text{mm}$ .

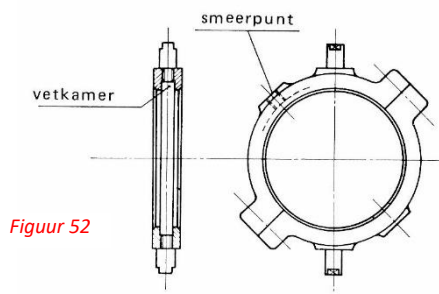
Gevr: a. De inschakelkracht bij stilstaande assen (rekenen met  $1,2$  voudige zekerheid).  
 b. De kracht die bij draaiende koppeling moet worden uitgeoefend om ontkoppelen te beletten.  
 c. De vlaktedruk op de wrijvingsvlakken.
- Geg: Een wrijvingskoppeling moet bij  $n = 720/\text{min}$  een vermogen overbrengen van  $6\text{kW}$ .  
 De kegelhoek is  $20^\circ$ .  
 De wrijvingshoek  $\varphi = 5^\circ$ .  
 De inschakelkracht bij stilstaande assen mag een  $1,2$  voudige zekerheid niet meer bedragen dan  $2\text{kN}$ .

Gevr: a. De gemiddelde kegeldiameter.  
 b. De kracht om de draaiende koppeling ingeschakeld te houden.  
 c. De lengte waarover de kegelvlakken elkaar moeten raken als  $\bar{\sigma}_o = 0,2\text{N/mm}^2$ .

## Handschakelmechanisme voor koppelingen

Om in- en uitschakelen van koppelingen mogelijk te maken, bevindt zich in de schakelmof, of in één van de koppelingshelften een groef. In deze groef wordt meestal een bronzen sleepring aangebracht. In een dergelijke ring, die om aanbrengen ervan mogelijk te maken tweedelig moet zijn, bevinden zich twee stalen pennen (fig. 52). Deze pennen passen in het vorkvormige einde van een schakel- hefboom (fig. 53).

De gaten in de vork hiervan moeten, omdat de sleepringpennen geen cirkelboog kunnen beschrijven, sleufvormig worden uitgevoerd.

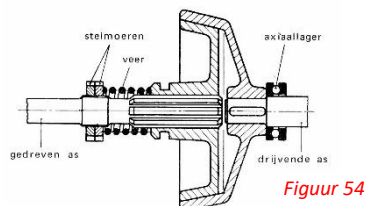


Figuur 52

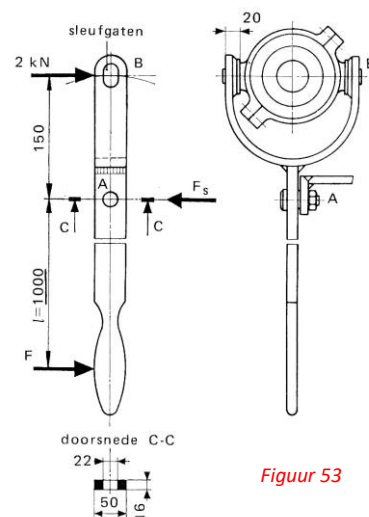
### Schakel mof en sleeplingslijtage

Het zal in het voorgaande zijn opgevallen dat de schakel mof, of de verschuifbare koppelingshelft, zich altijd op de gedreven as bevindt. Op deze manier wordt slijtage van de sleepring zoveel mogelijk beperkt (in ontkoppelde toestand staat de gedreven as nl. altijd stil). Indien mogelijk, moet worden voorkomen dat bij draaiende assen, d.w.z. ingeschakelde koppeling, via de sleepring een kracht moet worden uitgeoefend om de koppeling ingeschakeld te houden. Zo wordt in fig. 54 de benodigde inschakelkracht geleverd door een veer.

De sleepring is dan onbelast. Alleen bij uitgeschakelde koppeling werkt op de sleepring een kracht; de gedreven as staat dan echter stil.



Figuur 54



Figuur 53

### Schakelen van koppelingen voor grote vermogens

Voor het schakelen van koppelingen voor grote vermogens zijn meestal minder eenvoudige mechanismen nodig.

### Voorbeeld

Gev. Voor het inschakelen van een koppeling is een maximumkracht nodig van  $2kN$ .  
 Voor afmetingen schakel hefboom zie fig. 53.  
 Voor afmetingen sleepringpenen en draipunt schakelhefboom zie resp. fig. 55 en fig. 56.

- Gevr. a. De kracht op het hefboomeinde en de kracht op het hefboomdraaipunt.  
 b. De maximale buigspanning in doorsnede  $C - C$ .  
 c. De maximaal optredende buigspanning in de sleepringen en de maximaal optredende vlaktedruk.  
 d. De optredende buigspanning in de pen van fig. 56 en de vlaktedruk tussen deze pen en de hefboom.

- Opl. a. De kracht op het hefboomeinde en de kracht op het hefboomdraaipunt.

*Door toepassing van de evenwichtsvoorwaarden op de hefboom vinden we:*

$$\sum \text{momenten t. o. v. } A = 0 \Rightarrow$$

$$2 \cdot 10^3 N \cdot 150 \text{ mm} - F \cdot 1000 \text{ mm} = 0 \Rightarrow$$

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 N \cdot 150 \text{ mm}}{1000} \Rightarrow$$

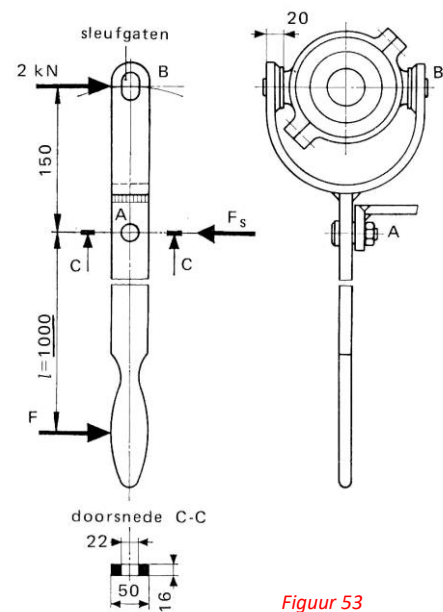
$$F = \underline{\underline{300 N}}$$

$$\sum \text{horizontale krachten} = 0 \Rightarrow$$

$$2 \cdot 10^3 N - F_s + F = 0 \Rightarrow$$

$$2 \cdot 10^3 N - F_s + 300 N = 0 \Rightarrow$$

$$F_s = \underline{\underline{2,3 \cdot 10^3 N}} = \underline{\underline{2,3 kN}}$$



Figuur 53



- b. De maximale buigspanning in doorsnede C – C.

Het lineair traagheidsmoment van doorsnede C – C t.o.v. de neutrale lijn is:

$$I = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 \Rightarrow$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot 16\text{mm} \cdot (50\text{mm})^3 - \frac{1}{12} \cdot 16\text{mm} \cdot (22\text{mm})^3 \Rightarrow$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot 16\text{mm} \cdot (50^3 - 22^3)\text{mm}^4 \Rightarrow$$

$$I = \underline{15,2469 \cdot 10^4 \text{mm}^4}$$

Het weerstandsmoment van deze doorsnede is:

$$W_b = \frac{I}{e} \Rightarrow$$

$$W_b = \frac{15,2469 \cdot 10^4 \text{mm}^4}{25\text{mm}} \Rightarrow$$

$$W_b = \underline{6,099 \cdot 10^3 \text{mm}^3}$$

Zie fig. 53

Het buigend moment in doorsnede C – C is:

$$M_b = F \cdot l \Rightarrow$$

$$M_b = 300\text{N} \cdot 1000\text{mm} \Rightarrow$$

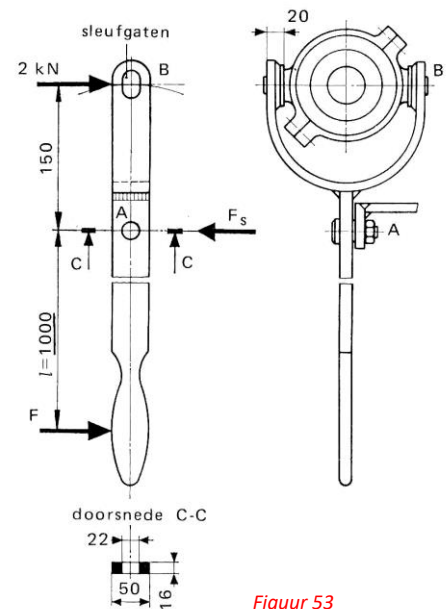
$$M_b = \underline{300 \cdot 10^3 \text{Nmm}}$$

Verder is:

$$M_b = W_b \cdot \sigma_b \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \frac{300 \cdot 10^3 \text{Nmm}}{6,099 \cdot 10^3 \text{mm}^3} \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \underline{\underline{49,2 \text{N/mm}^2}}$$



Figuur 53

- c. De maximaal optredende buigspanning in de sleepringen en de maximaal optredende vlaktedruk

Op elk van de sleepringpennen werkt een kracht van:

$$\frac{2000N}{2} = \underline{1000N} = \underline{1kN}$$

Het buigend moment ter plaatse van de zwakste doorsnede is:

$$M_b = F \cdot l \Rightarrow \text{Zie fig. 55}$$

$$M_b = 1000N \cdot 10mm \Rightarrow$$

$$M_b = \underline{10 \cdot 10^3 Nmm}$$

Verder is:

$$M_b = W_b \cdot \sigma_b = \frac{\pi}{32} d_1^3 \cdot \sigma_b \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \frac{10 \cdot 10^3 Nmm \cdot 32}{\pi \cdot (12mm)^3} \Rightarrow$$

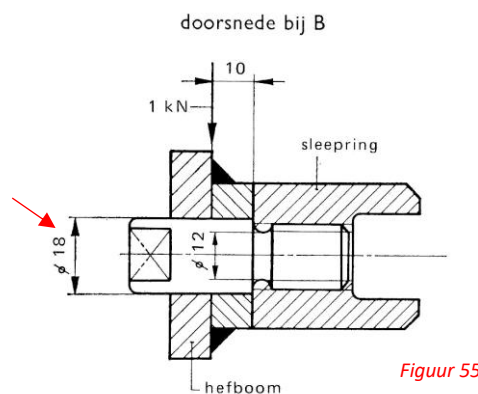
$$\sigma_b = \underline{\underline{58,9N/mm^2}}$$

De optredende vlaktedruk is:

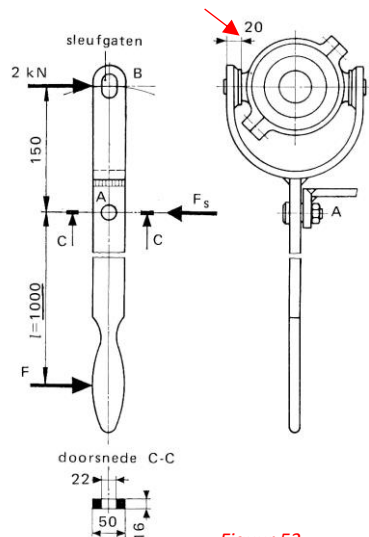
$$\sigma_o = \frac{F}{A} \Rightarrow \text{A} = l \cdot d$$

$$\sigma_o = \frac{1000N}{20mm \cdot 18mm} \Rightarrow$$

$$\sigma_o = \underline{\underline{2,8N/mm^2}}$$



Figuur 55



Figuur 53

- d. De optredende buigspanning in de pen van fig. 56 en de vlaktedruk tussen deze pen en de hefboom.

*Het buigend moment ter plaatse van de zwakste doorsnede van de bout in fig. 56.*

$$M_b = F \cdot a \Rightarrow$$

$$M_b = 2300N \cdot 11mm \Rightarrow$$

$$M_b = \underline{25,3 \cdot 10^3 Nmm}$$

*Verder is:*

$$M_b = W_b \cdot \sigma_b = \frac{\pi}{32} d_1^3 \cdot \sigma_b \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \frac{25,3 \cdot 10^3 Nmm \cdot 32}{\pi \cdot (18mm)^3} \Rightarrow$$

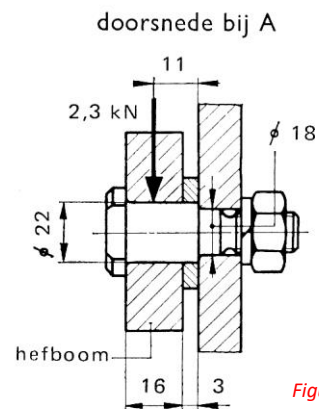
$$\sigma_b = \underline{\underline{44,2N/mm^2}}$$

*De optredende vlaktedruk is:*

$$\sigma_o = \frac{F}{A} \Rightarrow$$

$$\sigma_o = \frac{2300N}{16mm \cdot 22mm} \Rightarrow$$

$$\sigma_o = \underline{\underline{6,5N/mm^2}}$$



*Figuur 56*

## Vloeistofkoppeling

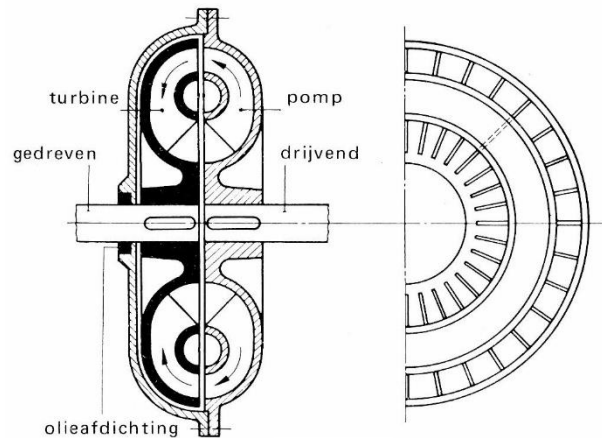
Het principe van de vloeistofkoppeling is getekend in fig. 57.

Op beide assen bevindt zich een waaier voorzien van schoepen.

Die op de drijvende as noemt men pomp en die op de gedreven as turbine.

Het geheel wordt gevuld met vloeistof (meestal lichte minerale olie met een hoog vlampunt en weinig neiging tot schuimen).

Bij het koppelen wordt het huis gevuld met olie en bij het ontkoppelen wordt de olie afgevoerd.



Figuur 57

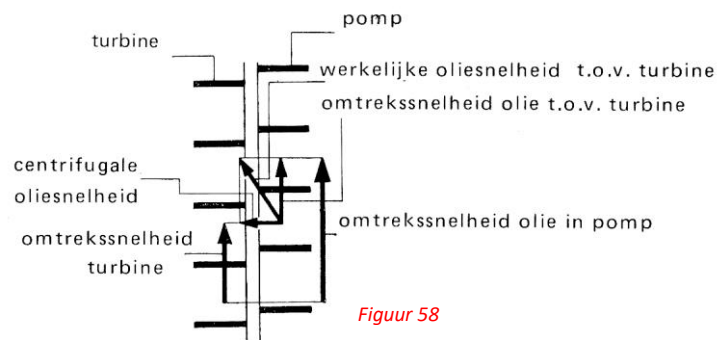
### Vloeistofbeweging in koppeling en verliezen

Bij het op toeren komen zal door de traagheidskrachten de vloeistof in beweging komen zoals is aangegeven in fig. 57. De uit de schoepkanalen van de pomp tredende vloeistofstromen botsen tegen de schoepen van de turbine. Deze komt hierdoor in beweging en gaat steeds sneller draaien.

Boven op de koppeling ziende, kan men zich de vloeistofbeweging in de koppeling voorstellen als aangegeven in fig. 58. Bij gelijke toerentallen van pomp en turbine zal de tegenstroom in de turbine de vloeistofstroom in de pomp opheffen. Voor het overbrengen van een wringend moment is dus altijd een gering verschil in toerental noodzakelijk.

Bij maximale belasting is het toerental van de gedreven as ongeveer 79% van dat van de drijvende.

Ongeveer 3% van het over te brengen vermogen gaat dus verloren en wordt in de koppeling omgezet in warmte. De ontwikkelde warmte, die stijging van de vloeistoftemperatuur tot gevolg heeft, wordt meestal via het koppelinghuis afgegeven aan de buitenlucht. Is deze natuurlijke koeling onvoldoende, dan moet kunstmatig worden gekoeld. Met nadruk wordt erop gewezen dat, ondanks het verschil in toerental, het wringend moment in drijvende en gedreven as hetzelfde is.



Figuur 58

### Voor en nadelen vloeistofkoppelingen

*Voordelen van vloeistofkoppelingen zijn:*

- Stootvrij koppelen van de assen.
- Stoot en trillingdempend vermogen.
- Nagenoeg geen slijtage.

*Nadelen van vloeistofkoppelingen zijn:*

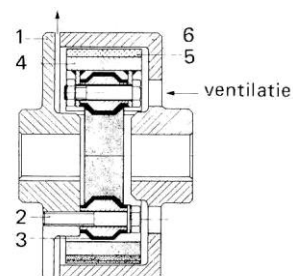
- a. Energieverlies, vooral bij lage belastingen (*max. 10%*).
- b. Voor de oliekoelers is zuiver koelwater nodig.

### **Centastart-centrifugaalkoppeling**

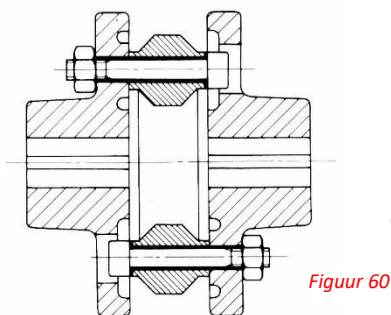
Als bijv. een geladen transportband vanuit stilstand moet worden versneld, dan zou het aanlooppoppel van de elektromotor kunnen oplopen tot een veelvoud van wat is toegestaan.

Een aanvankelijk slippende koppeling die zich automatisch aanpast aan de omstandigheden is dan de oplossing.

De werking van de centastart-centrifugaalkoppeling (**fig. 59a**) is in effect vergelijkbaar met die van een vloeistofkoppeling, echter met als voordeel dat bij bedrijfstoerental geen energieverlies optreedt. Het is een combinatie van een slipkoppeling en een elastische koppeling (superflex, **fig. 60**).

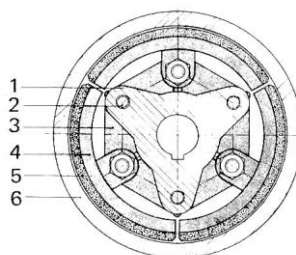


*Figuur 59a*



*Figuur 60*

*Figuur 59b*



De elektromotor drijft de linker koppelinghelft aan.

Tot ca. *500 omw./min.* kan de elektromotor onbelast aanlopen.

Daarboven beginnen de remschoenen, **fig. 59b** door de centrifugaalkracht langs de binnenkant van de trommel te slippen.

De gedreven as wordt daardoor geleidelijk versneld, totdat het toerental vandrjvende en gedreven as gelijk is.

Het voorgespannen rubberelement vangt de optredende bedrijfsstoten op.

## Uitlijnen van koppelingen

De functie van een koppeling is altijd: het verbinden van twee assen om een koppel over te dragen op de aangedreven as. Bepalend voor de keuze van het type koppeling zijn er een aantal factoren die van invloed zijn:

- a. Kosten.
- b. Inbouwruimte.
- c. Uitlijning van de assen (hoek en hoogte).
- d. levensduur.
- e. Het over te brengen vermogen (koppel).
- f. In mindere mate het toerental (met koppel ook een maat voor het vermogen).
- g. Eventuele stoten van het werktuig en/of aandrijving.
- h. Nevenfuncties: *Schakelbaar.*  
*Veiligheid tegen overbelasting.*  
*Tolerantie tegen uitlijnfouten.*  
*Montage eisen.*

Mede door deze tegenstrijdige factoren zijn er in de loop van de tijd vele soorten koppelingen gangbaar geworden voor vele toepassingen.

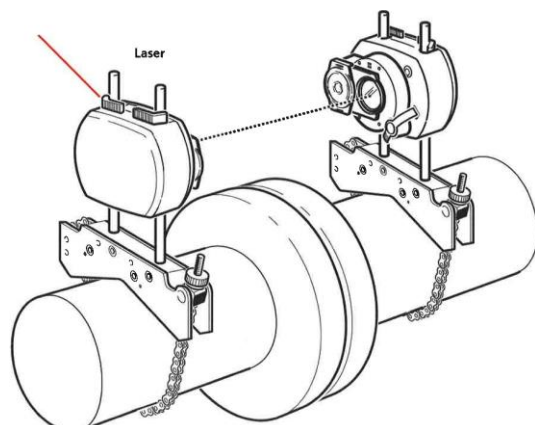
Meest kenmerkende beperking voor de levensduur van de koppeling is de nauwkeurigheid van de uitlijning van de assen. Uitlijnfouten zorgen al snel voor extra belastingen door trillingen in de constructie. De fouten manifesteren zich iedere halve omwenteling en de energie in de trilling kan al snel schadelijk zijn voor bijvoorbeeld lagers en keerringen, maar ook de onderdelen van de koppeling zelf.

Afgezien van trillen, zullen de koppelingselementen bij ashoekfouten ook periodiek een beetje moeten aanpassen (b.v. inveren en terugveren). De hysteresis van het materiaal veroorzaakt zo al snel teveel warmteontwikkeling, waardoor de levensduur van de elementen drastisch afneemt. Dit verschijnsel speelt ook een belangrijke rol bij versnelde slijtage van flexibele as-afdichtingen.

Voor het nauwkeurig uitlijnen van assen zijn vele hulpmiddelen denkbaar die we ook tegen komen in een machinewerkplaats. Nauwkeurigheden variëren van 0.1 mm bij een haarlineaal tot 0.001 mm bij laser apparatuur. Met meten en redeneren kunnen de assen netjes gesteld worden. Dit ook weer afhankelijk van de uitvoeringen die het stellen mogelijk moeten maken. Tegenwoordig zijn er slimme laser hulpmiddelen beschikbaar die gelijktijdig meten en rekenen aan de opvulling/stelling van de opstelling. Het principe van meten en stellen blijft gelijk maar er zijn voordelen (snelheid en vastlegging) die extra zwaar wegen bij de grotere assen en werktuigen.

*Ing. P. Faas*

*Figuur 61*



*Opstelling laser uitlijning*