

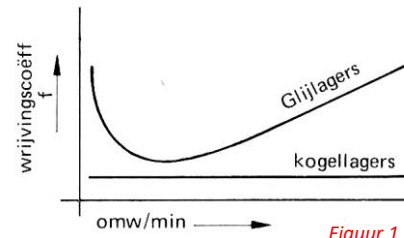
Lagers

Inleiding

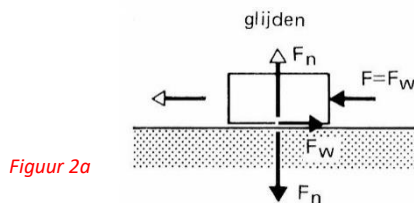
Lagers dienen ter ondersteuning van draaiende assen. Naar de wijze van ondersteuning maakt men onderscheid tussen glij- en wentellagers, fig. 1.

Glijlagers

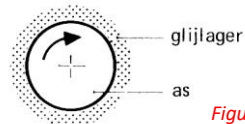
Bij glijlagers glijdt de as over het lagermetaal (fig.2b). De hierbij optredende glijdende wrijving kan vrij groot zijn, hetgeen een nadeel is.



Figuur 1



Figuur 2a



Figuur 2b

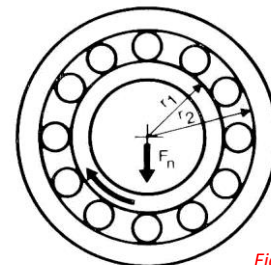
Voor glijden geldt: (fig. 2a)

$$F = F_w = f \cdot F_n$$

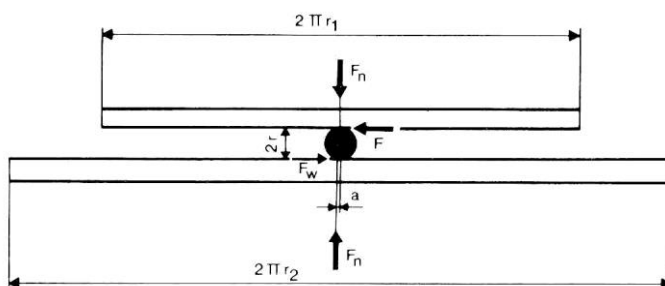
Wentellagers

Bij wentellagers bevinden zich tussen as en lager wentellichamen (b.v. kogels) fig.3a.

Deze wentellichamen geven een rolweerstand welke veel geringer is dan de wrijving bij glijlagers, fig. 1



Figuur 3a

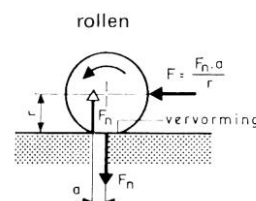


Figuur 3b

Voor wentellagers geldt: (fig. 3b en 3c).

$$F = \frac{F_n \cdot a}{2 \cdot r} \Rightarrow$$

$$F = \frac{a}{2 \cdot r} \cdot F_n = f_r \cdot F_n$$



Figuur 3c

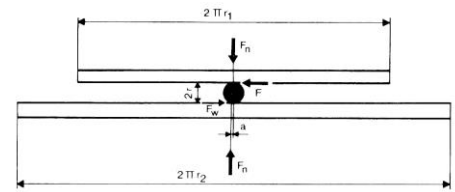
Omdat zowel ringen als wentellichamen van de wentellagers gehard zijn, is de waarde van a erg klein.

Kogels hebben bij benadering een puntcontact en rollen een lijncontact.

De waarde van a is bij cilinders $<$ bij kogels, zodat de rolweerstand een cilinderlager kleiner is dan bij een kogellager.

Bij naalden is de waarde van r erg klein.

Omdat r in de noemer staat, volgt hieruit dat de rolweerstand van naald lagers het grootst is van alle wentellagers. fig. 3b en 3c.

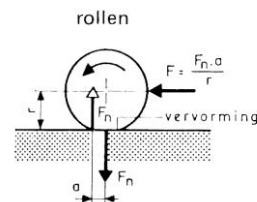


Figuur 3b

Tabel 1 met div. wrijving coëfficiënten van wentellagers

SKF - radiaallagers	$f_r = \frac{a}{2 \times r}$
groefkogellagers	0,0015
eenrijige hoekcontactlagers	0,0020
cilinderlagers	0,0011
naaldlagers	0,0025
tweerijige tonlagers	0,0018
kegellagers	0,0018

Tabel 1



Figuur 3c

Glijlagers

Invloed van smering en materiaalkeuze

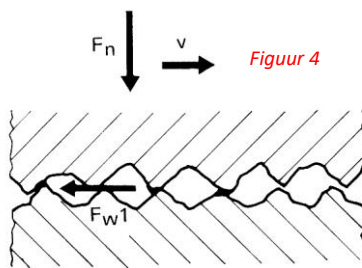
Een zeer belangrijk punt bij glijlagers is, dat de wrijving tussen as en lagermetaal en de hiermee samenhangende slijtage tot een minimum worden beperkt. Tussen de glijvlakken brengt men hiertoe een smeermiddel aan.

Doel van smering

Het doel van een smeermiddel is drieledig:

- 1^e Vermindering van wrijving en slijtage.
- 2^e Gedeeltelijk afvoeren van door de wrijving ontwikkelde warmte.
- 3^e Dempen van stoten en trillingen.

Oppervlaktegesteldheid van de loopvlakken

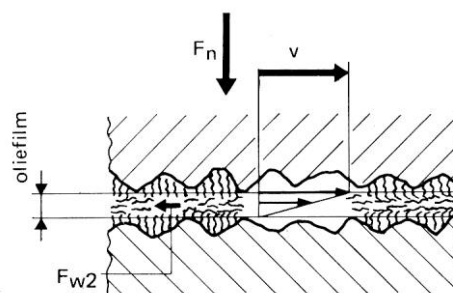


Ieder vlak, hoe glad ook bewerkt, ziet er bij sterke vergroting uit als een berglandschap. Worden twee zulke berglandschappen (as en lagermetaal), zonder tussenkomst van een smeermiddel, in elkaar gedrukt, dan krijgen we een toestand volgens fig. 4. Gaat men deze vlakken t.o.v. elkaar verschuiven, dan is hiervoor een vrij grote kracht nodig.

De hoogste toppen van beide berglandschappen zullen hierbij afbreken. Dit betekent slijtage en energieverlies.

Vermindering wrijving en slijtage

In fig. 5 is tussen beide berglandschappen een zodanig vloeibaar smeermiddel aangebracht dat de toppen van de berglandschappen elkaar bij verschuiving niet meer kunnen raken. De dikte van het olielaagje, gemeten tussen de hoogste bergtoppen wordt de oliefilm genoemd. Slijtage is hier uitgesloten. M.a.w. de smering is volkomen.



Figuur 5

Vloeistofwrijving

Omdat bij volkomen smering twee olielagen langs elkaar schuiven is er echter wel sprake van vloeistofwrijving. Het hierbij optredende energieverlies en de hierdoor ontwikkelde warmte hangen af van de dikvloeibaarheid (*viscositeit*) van het gebruikte smeermiddel (zie [materialenkennis](#)).

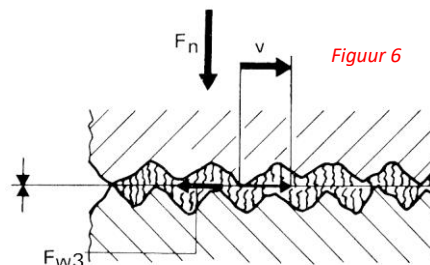
Vreetverschijnselen

Tussen de twee uitersten: **geen smering - volkomen smering**, ligt vanzelfsprekend de onvolkomen smering (fig. 6). In zo'n geval bevindt zich tussen as en lager wel een smeermiddel maar de hoogste bergtoppen zullen elkaar bij beweging nog juist raken.

In het gunstigste geval breken deze toppen af en worden door het smeermiddel meegevoerd. De berglandschappen worden dan lager, totdat geen metallisch contact meer optreedt (**inlopen**).

Het kan echter ook gebeuren dat de bergtoppen, door de bij het contact optredende temperatuurstijging, aanéén wellen. As en lager zijn dus op dat moment plaatselijk één geheel geworden. Direct daarop worden deze plaatselijke verbindingen echter weer stuk getrokken. Meestal echter niet op de lasplaats, zodat b.v. de as stukjes uit het lagermetaal trekt. In plaats van gladder, worden de loopvlakken dan steeds ruwer.

Dit verschijnsel wordt vreten genoemd. De kans hierop is vooral groot wanneer as en lager van hetzelfde materiaal zijn. Hoewel in mindere mate, zal vreten ook optreden wanneer materiaal van as en lager gemakkelijk samen een legering kunnen vormen. Wordt daarentegen b.v. een stalen as gedragen door een lager van kunststof dan zal zelfs zonder smering geen vreten optreden.



Keuze as en lagermateriaal

Uit het voorgaande kan worden geconcludeerd, dat bij volkomen smering de keuze van as en lagermateriaal geen rol speelt. Alleen tijdens het aanlopen treedt contact op. Is er echter een kans op onvolledige smering, dan is een juiste materiaalkeuze daarentegen uiterst belangrijk.

Te stellen eisen aan as en lagermateriaal

Aan het materiaal van as en lager stelt men in het algemeen de volgende eisen:

- Glad te bewerken.
- Goed oliehoudend.
- Goede inloopeigenschappen.
- Bij onvoldoende of stagnerende smering geen of geringe neiging tot vreten (dus goede nood-loopeigenschappen).
- Een zo gering mogelijk verschil in uitzettingscoëfficiënt.
- Voldoende weerstand tegen statische en dynamische belastingen en voldoende corrosiebestendigheid.
- Goed warmtegeleidend vermogen.

Assen worden meestal uitgevoerd in staal met al dan niet gehard en geslepen loopvlak. In sommige gevallen voorziet men stalen assen wel van een speciaal loopvlak (b.v. een bus van perlitisch gietijzer of brons). Meestal kiest men voor het lager een materiaal dat weker en zachter is dan dat van de as. Het lager stelt zich dan gemakkelijker op de as in.

Lagermaterialen

Van de meest toegepaste lagermaterialen volgt hieronder een korte toelichting:

Perlitisch gietijzer

Maximaal toelaatbare vlaktedruk $\bar{\sigma}_o = 1N/mm^2$

Toelaatbare omtreksnelheid $v = 0,1 - 3,5m/s$.

Door de vrij grote hardheid (150 HBS) en het hoge percentage perliet zal een niet geharde stalen as bij onvolkomen smering vreten. De vrije koolstof in het gietijzer geeft een enigszins zelfsmerende werking. Gietijzer is een goedkoop materiaal.

Gesinterde metalen

Deze worden verkregen door poedervormig staal of brons onder een druk van $200 - 600N/mm^2$ (20 – 60bar) in de gewenste vorm te persen en daarna, juist onder het smeltpunt, te verhitten.

Door onderdompeling in een oliebad van $60 - 100^\circ C$ kan het poreuze sintermetaal ca. 35% van zijn volume aan smeermiddel opnemen. Boven het oliebad wordt een vacuüm onderhouden. De lucht uit de poriën ontwijkt hierdoor en er komt olie voor in de plaats.

Gesinterd lagermateriaal is hierdoor zelfsmerend geworden. Door de capillaire werking vindt een smeermiddeltransport plaats naar het loopvlak. De smering is echter nooit volkomen. Sintermetaal vindt toepassing voor draaipunten die moeilijk bereikbaar zijn en in machines waar geen olie lekkage mag optreden, b.v. in de textiel en levensmiddelenindustrie.

$\bar{\sigma}_o \leq 10N/mm^2$

$v = 0,5m/s$.

Brons

Dit is, zoals bekend, een legering van in hoofdzaak koper en tin. Naarmate het tinpercentage hoger is, zal een bronssoort harder en slijtvaster zijn en is de toelaatbare vlaktedruk groter. Vooral het z.g. fosforbrons is bijzonder geschikt als lagermateriaal. De meeste bronssoorten zijn goed bestand tegen stotende belastingen.

Deze stootbestendigheid neemt echter af, naarmate het tinpercentage hoger is.

Verder is brons goed corrosiebestendig en bestand tegen vrij hoge temperaturen.

Nadelen van brons zijn:

De hoge prijs en de grote uitzettingscoëfficiënt.

Wordt aan brons lood toegevoegd dan spreekt men van loodbrons.

(lood verlaagt de wrijvingscoëfficiënt).

Dit materiaal is zeer goed bestand tegen hoge bedrijfstemperaturen en stotende belastingen.

Het vindt veel toepassing in motoren en gereedschapswerktuigen. In een laagdikte van 0,25 tot 1mm wordt het dan verbonden met lagerschalen van b.v. staal.

De stalen as moet zijn gehard en geslepen.

Witmetaal

Witmetaal bevat lood, tin en antimoon.

Dit metaal heeft goede inloop- en noodloopeigenschappen en is door zijn weekheid zeer gemakkelijk pas te schrapen.

Het is weinig bestand tegen stotende belastingen en hoge bedrijfstemperaturen.

In laagdikten van **0,55 tot 2mm** wordt het verbonden met lagerschalen van staal, gietijzer, gietstaal of lichtmetaal. Bij eventueel warmlopen smelt het witmetaal en wordt de as niet beschadigd (vanzelfsprekend geldt dit laatste alleen als de schaal, waarin het witmetaal was ingegoten, behoorlijke noodloopeigenschappen heeft).

Het meest worden tegenwoordig witmetaalsoorten toegepast met maximaal **10%** tin en verder in hoofdzaak lood.

Witmetaal leent zich vooral voor gevallen waar slechts een kleine speling is toegestaan (b.v. hoofdassen van gereedschapswerktuigen, motoren enz.).

Kunststoffen

Bepaalde kunststoffen hebben als lagermateriaal, vooral wanneer de as gehard en geslepen is, zeer goede loopeigenschappen en slijten weinig. Bovendien zijn ze goed bestand tegen stotende belastingen, terwijl de kans op beschadiging van de as bij warmlopen, door stagnatie van de smering, uitermate gering is.

Een groot nadeel is echter de zeer slechte warmtegeleiding (**ten minste 100 maal slechter dan dat van staal**). Hierdoor zijn kunststoflagers alleen te gebruiken bij geringe omtreksnelheden en moet veel zorg worden besteed aan de koeling. Komen lagers van kunststof in aanraking met olie, dan worden ze hiermee verzadigd en zetten ze vrij sterk uit. Bij de fabricage van de lagerschalen moet hiermee rekening worden gehouden. Het zal duidelijk zijn dat lagers van kunststof hierdoor dus enigszins zelfsmerende eigenschappen bezitten.

Rubber

Dit wordt als lagermateriaal gebruikt voor assen die in aanraking komen met water, zoals pompassen, schroefassen, cutterassen voor zandzuigers, enz.

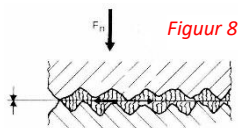
Het rubber wordt dan in laagdikten van **7 tot 20mm** in de lagerboring gevulkaniseerd.

Bijzondere aandacht moet echter worden besteed aan de smering, en de aan te brengen smeergroeven. Als smeermiddel gebruikt men water, of glycerine in alcohol (**1:2**) vermengd met grafiet en water. Het asloopvlak moet roestvrij zijn, omdat rubber zwavel bevat.

Rubber heeft een geluid- en trillingdempend vermogen.

Smering van glijlagers

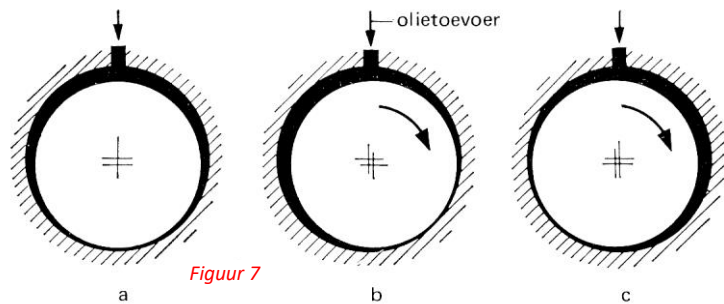
In fig. 7a is een in zijn lager rustende as getekend. Door de aantrekkingskracht van de aarde (**eigen gewicht**) en een eventuele belasting is het smeermiddel weggedrukt en grijpen de berglandschappen (fig. 8) van as en lager in elkaar. Hoewel dit in fig. 7a overdreven is voorgesteld, moet er, voor berging van het smeermiddel, tussen as en lager een bepaalde ruimte zijn.



Figuur 8

Oliesmering

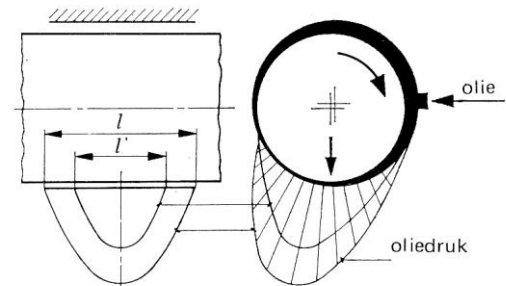
Gaat de as draaien (fig. 7b) dan zal er aanvankelijk metallisch contact zijn (**dus slijtage**). De as beweegt hierdoor naar rechts (fig. 7b). Het ruwe asvlak gaat echter werken als oliepomp en stuwt, naarmate het astoerental toeneemt, steeds meer olie naar de rechterkant van de as. Door de drukverhoging die hierdoor rechts van de as ontstaat, wordt de as naar links gedrukt tot een bepaalde evenwichtstoestand is bereikt (fig. 7c).



Figuur 7

Pompwerking van de as

Door de pompwerking van de as en de ontstane oliewig zal, op de plaats waar de as zich het dichtst bij het lager bevindt, de oliedruk tot een zeer hoge waarde oplopen (fig. 9). De as wordt a.h.w. gedragen door een onder hoge druk staand olielaagje.



Figuur 9

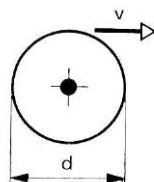
Invloed van de omtreksnelheid

Naarmate de omtreksnelheid groter is neemt de pompende werking van een as en daarmee de kans op volkomen smering toe.

Stellen we de asdiameter d en het toerental op n , dan is:

$$v = \pi \cdot d \cdot n \quad (\text{fig. 10})$$

Figuur 10



d in mm

n in omw/s (dimensie 1/s = hertz)

Hieruit volgt, dat asdiameter en toerental mede bepalend zijn voor het al dan niet optreden van volkomen smering.

Vetsmering

Bij geringe omtrekssnelheden is de pompwerking onvoldoende en moet om een redelijke smering te waarborgen, als smeermiddel vet worden gebruikt. Door de grote kleefkracht wordt vet minder gemakkelijk tussen as en lager weggeperst dan olie.

Andere invloeden op de smering

Van invloed op het al dan niet optreden van volkomen smering zijn verder:

- De ruwheid van de glijvlakken.
- De lengte van het draagvlak.
- De als gevolg van de belasting optredende vlaktedruk σ_o .
- De dikvloeibaarheid van de olie (*viscositeit*).

a. De ruwheid van de glijvlakken.

Naarmate de glijvlakken ruwer zijn, is de kans op doorbreking van de oliefilm (*metallisch contact*) groter.

b. De lengte van het draagvlak.

In het midden van de draagvlaklengte is de oliedruk het hoogst (*fig. 9*). Hoe groter de draagvlaklengte, hoe minder drukverlies zal optreden (vergelijk het drukverloop voor de lagerlengten l en l' in *fig. 9*).

Een te grote draagvlaklengte geeft echter moeilijkheden bij het pasmaken van de as in het lager (*ongelijkmatig dragen van de as in het lager*).

Om deze reden wordt de draagvlaklengte van lagers zelden groter dan 1,5 maal de asdiameter.

c. De als gevolg van de belasting optredende vlaktedruk σ_o .

Is de door de asbelasting veroorzaakte vlaktedruk σ_o te hoog, dan zal het smeermiddel worden weggeperst en gaat metallisch contact optreden.

Bij een belasting van F een draagvlakte van l en een asdiameter van d vinden we dat:

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

$$A = l \cdot d$$

$$\sigma_o = \frac{F}{l \cdot d}$$

Voor toelaatbare waarden van σ_o zie onderstaande tabel.

Eigenschappen van het materiaal	Toelaatbare vlaktedruk in N/mm^2	Toelaatbare omtrekssnelheid in m/s
Lagers voor overbrengingsassen bij onvolkomen smering:		
Ongehard Fe/GG	0,2-0,8	3,5-1,5
Ongehard Fe/gietbrons	tot 3	tot 8
Ongehard Fe/witmetaal	0,5-1,5	6-2
Ongehard Fe/kusthars	0,6-2	1,5-0,5
Dieselmotoren:		
Krukaslager vierslag	5,5-13	
Drijfstaglagers vierslag	12,5-25	
Krukaslagers tweeslag	5-9	
Drijfstaglagers tweeslag	10-15	
Automobiel- en vliegtuigmotoren met laag toerental:		
Krukaslagers - Fe/witmetaal	12	
Drijfstaglagers - Fe/loodbrons	8	
Automobiel- en vliegtuigmotoren met hoog toerental:		
Krukaslagers - gehard Fe/loodbrons	20-27	
Drijfstaglagers - gehard Fe/loodbrons	13-18	
Lagers in werktuigmachines - Fe/WM, gietbrons	2-5	

Tabel 1

d. De dikvloeibaarheid van de olie (viscositeit).

Hoe groter de dikvloeibaarheid van een smeermiddel, des te geringer is de kans dat het tussen de vlakken wordt weggedrukt. Daar staat tegenover dat de vloeistofwrijving en de hierdoor veroorzaakte warmteontwikkeling in dat geval groter zijn. Zeer belangrijk is dan ook dat de gebruikte smeerolie bij bedrijfstemperatuur de juiste viscositeit heeft.

Algemeen kan de hoogste bedrijfstemperatuur worden gesteld op $80^{\circ}C$. Stijgt de temperatuur boven deze waarde, dan daalt de olieviscositeit zodanig, dat onvolkomen smering gaat optreden.

Nevenstaand tabel geeft de warmteafvoer weer.

Tabel 2

aard van het bedrijf en de smering	c^* in $N/mm^2 \cdot s$
Normale, niet kustmatig gekoelde lagers bij volkomen smering.	270-630
Lagers voor overbrengingsassen Fe/GG bij redelijke smering.	180-320
Lagers voor overbrengingsassen Fe/witmetaal bij redelijke smering.	tot 950
Luchtgekoelde lagers van voertuigen.	1200-2100
Lagers met speciale koeling.	tot 3800

* De hoogste waarden mogen alleen worden aangehouden voor de gunstigste gevallen, zoals: normale warmteafvoer, goede smering, gelijkmatige ondersteuning (dus korte loopvlakken) en lage vlaktedrukken.

** De waarden in de tabel gelden niet voor pompsmering. Bij smering met een oliepomp wordt de ontwikkelde warmte nl. voor het grootste deel door de olie afgevoerd.

$$l \geq \frac{F \cdot n}{c} \text{ en } c \geq \frac{F \cdot n}{l} \left(\frac{N}{mm \cdot s} \right)$$

n in omw/s
 F in N
 l in mm

Constructieve uitvoering van glijlagers

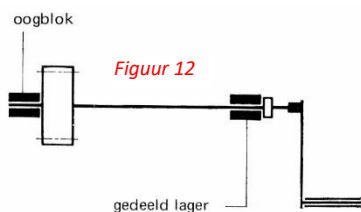
Oogblok

De meest eenvoudige vorm van een glijlager geeft **fig. 11a**. Dergelijke lagers voert men uit in gietijzer. Ze worden gebruikt voor goedkope uitvoeringen en handaandrijvingen (**geringe belastingen en lage toerentallen**). Alleen een aseinde kan door een dergelijk ongedeeld lager worden gesteund (**fig. 12**). Een duurdere oogblokuitvoering geeft **fig. 11b**.

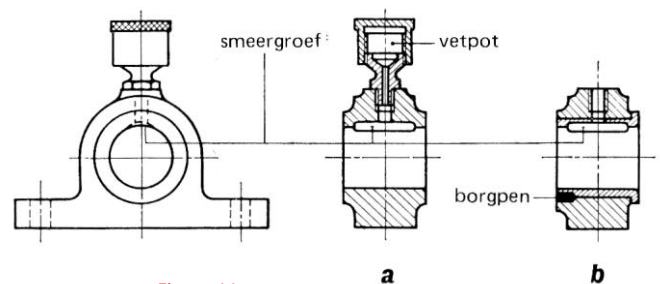
In de lagerboring bevindt zich een bronzen bus, die na versleten te zijn eventueel kan worden vervangen.

Lagers volgens **fig. 12** worden met vet gesmeerd.

De vettoevoer kan periodiek met een vetpot of met een vetpomp plaatsvinden.



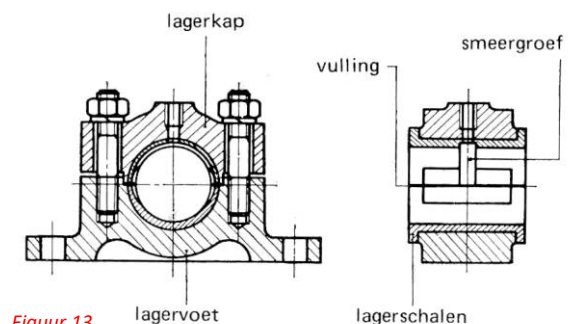
Figuur 12



Figuur 11

Gedeeld glijlager

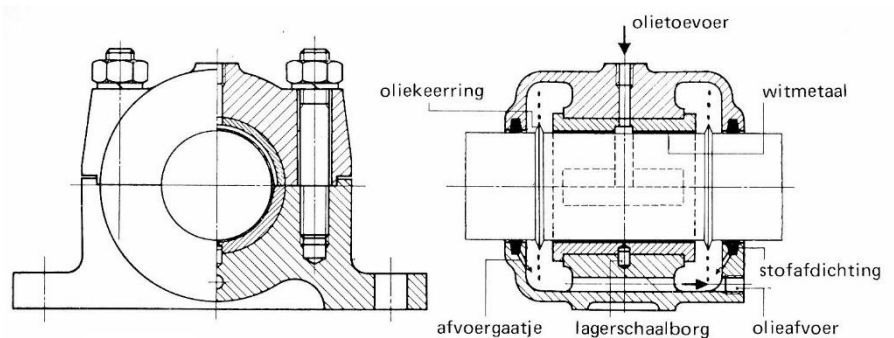
Moet een as worden gesteund op een in **fig. 12** aangegeven plaats, dan past men een gedeelde lageruitvoering toe (**fig. 13**). Twee bronzen lagerschalen zijn hier met tapeinden tussen een voet en een kap van gietijzer of staal geklemd. Dunne vullingplaatjes tussen de lagerschalen, maken het mogelijk na slijtage de ruimte tussen as en lagerboring te verminderen. Ook hier wordt gesmeerd met vet.



Figuur 13

Lager met druksmering

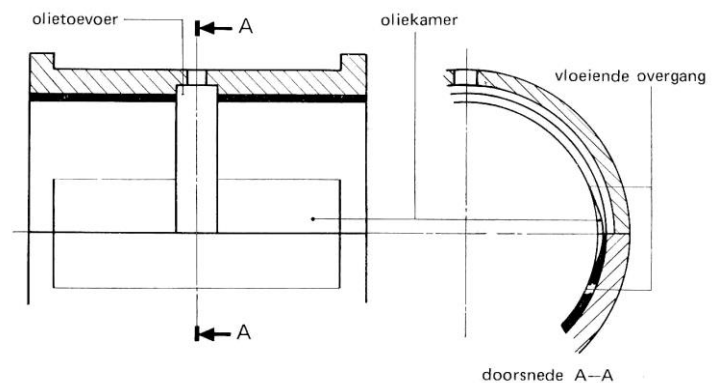
Fig. 14 geeft een lageruitvoering voor smering onder druk. Een oliepomp perst hier steeds olie door het lager. De hierdoor verkregen volkomen smering heeft tot gevolg dat nagenoeg geen slijtage optreedt.



Figuur 14

Aan de vorm van de oliekamers moet speciale zorg worden besteed (fig. 15). De wigvorm van deze kamers bevordert in belangrijke mate een volkomen smering.

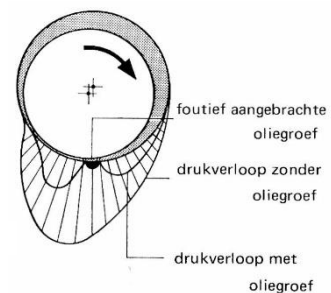
Figuur 15



Olie groeven

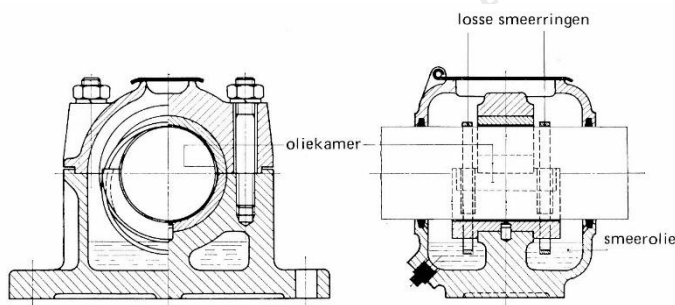
Het aanbrengen van oliegroeven moet nauwkeurig gebeuren (fig. 16). Een oliegroef op de hogedrukplaats, betekent verlaging van deze druk en werkt onvolkomen smering juist in de hand. Een smeerolietoevoergroef of opening moet om deze reden altijd worden aangebracht op een plaats waar een lage smeeroliedruk heerst.

Figuur 16



Ringsmeerlagers

Bij het lager van fig. 17 wordt de smering verkregen door los om de as en in smeerolie hangende ringen. Bij draaiende as worden deze ringen door de wrijving meegenomen, waarbij ze smeerolie naar de oliekamers van het lager transporteren. Bij voldoende omtrekssnelheid van de as kan op deze manier volkomen smering optreden



Zie ook voor ringsmeerlagers

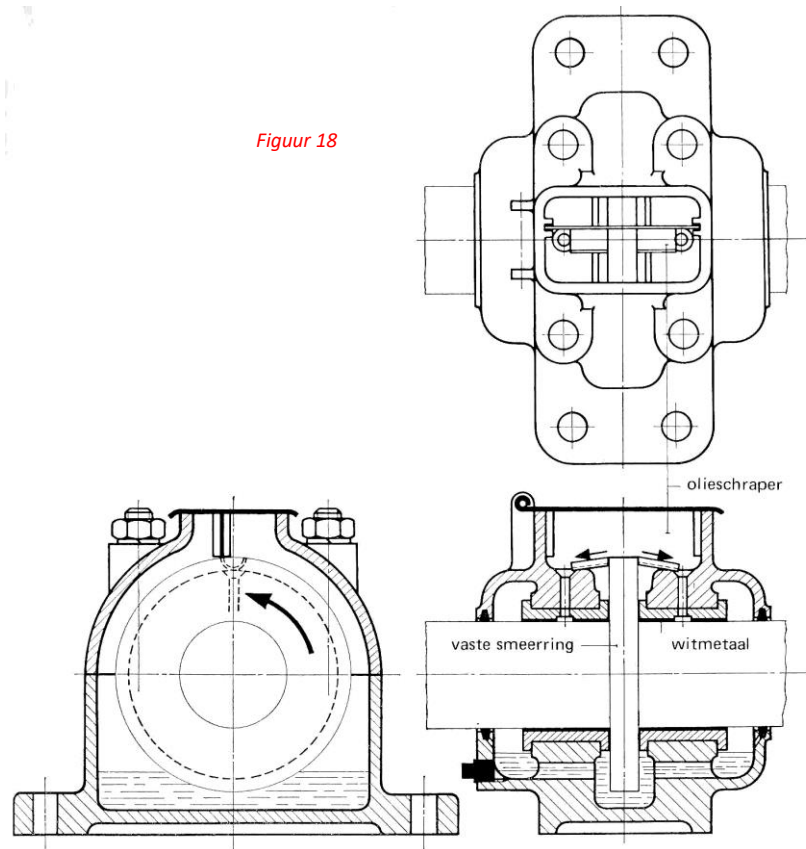
<https://www.bootsman.nl>

Figuur 17

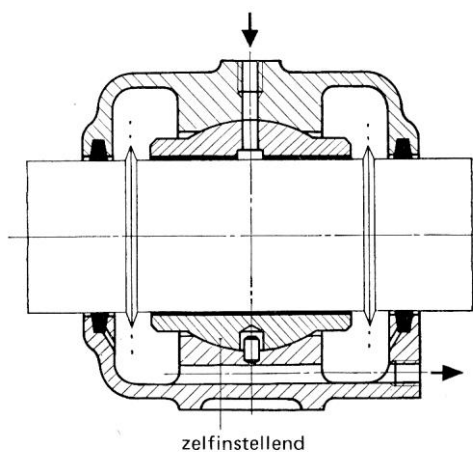
In fig. 18 bevindt zich op de as een vaste smeerring. Deze ring, die zich gedeeltelijk in de smeeroilie bevindt, zal bij draaiende as een gedeelte hiervan met zich meevoeren. Door een olieschraper wordt deze smeeroilie verzameld en toegevoerd aan de smeerpunten.

Bij te grote omtrekssnelheid zal de smeeroilie door de centrifugale kracht te veel worden weggeslingerd en kan een dergelijke smering dus niet worden toegepast.

Figuur 18



Zelfinstellend glijlager



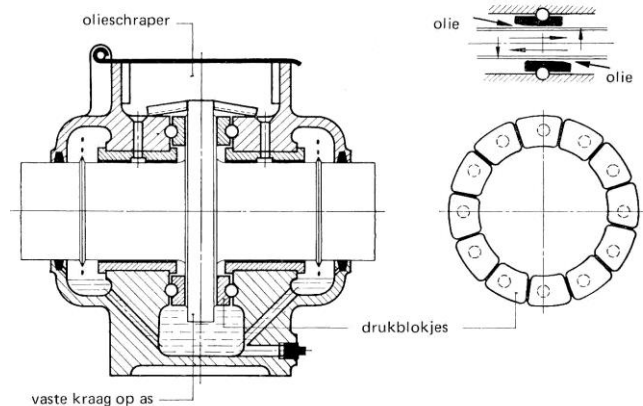
Figuur 19

Het lager van fig. 19 is zelfinstellend. Bij niet geheel zuivere as- of lageropstelling kunnen de lagerschalen zich instellen en wordt ongelijk dragen voorkomen.

Een dergelijke constructie verdient vooral aanbeveling bij lagerschalen die t.o.v. de diameter een grote lengte hebben. De kans op ongelijk dragen is dan nl. het grootst.

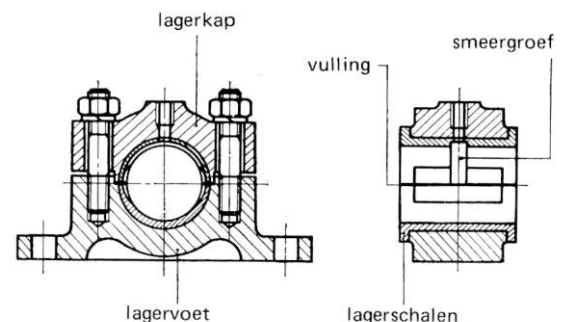
Het lager van fig. 20 dient voor het opnemen van een gelijktijdig optredende radiale en axiale belasting. De radiale belasting wordt op normale wijze opgenomen door met witmetaal gevoerde lagerschalen. Voor het opnemen van de axiale belasting is de as voorzien van een vaste kraag welke wordt gesteund door drukblokjes. Elk van deze drukblokjes wordt op een speciale manier zelfinstellend gedragen door kogels. In bedrijf stellen de drukblokjes zich zodanig in, dat het materiaal van kraag- en drukblokjes door een oliewig wordt gescheiden. Lagers volgens fig. 20 vinden veel toepassing bij schepen en wel voor het opnemen van de stuwdruk van de schroef.

Daar bij achteruit varen de draairichting en de zin van de axiale stuwkracht omkeren, zijn steunblokjes nodig aan beide zijden van de kraag (fig. 20).



Voorbeeld

Geg. Van een lager met vetsmering volgens fig. 13 is gegeven:
 De boring 120mm . en de lengte van de lagerschalen 160mm .
 Materiaal:
 Lagerschalen GCu Sn 14 .
 Lagerhuis $\text{GG240} - \bar{\sigma}_b = 20\text{N/mm}^2$.
 Bouten en tapeinden $\text{S235 (Fe 360)} - \bar{\sigma}_t = 40\text{N/mm}^2$.
 De belasting is 14kN en werkt op de kap (meest ongunstige geval).
 Lagerschaaldikte $0,11 \cdot \text{as diameter} + 3\text{mm}$.
 $c = 330\text{N/mm} \cdot s$,
 $n = 200/\text{min}$ en $s = 70\mu\text{m}$.
 $v_{\eta_{20}} = 72 \cdot 10^{-3}\text{Ns/m}^2$
 $v_{\eta_{40}} = 28 \cdot 10^{-3}\text{Ns/m}^2$
 $v_{\eta_{60}} = 14 \cdot 10^{-3}\text{Ns/m}^2$
 $Wl = 1\text{m/s}$ en $A = 0,1\text{m}^2$.



Figuur 13

- Gevr.
- De diameter van de twee kaptapeinden.
 - De in het lager optredende vlaktedruk.
 - De kaphoogte h_1 .
 - De voethoogte h_2 .
 - De voethoogte h_3 .
 - Controle op warmte afvoer.
 - De evenwichtstemperatuur.

η = viscositeit $[\text{Ns/m}^2]$
 τ = schuifspanning $[\text{N/mm}^2]$
 v = olie omtreksnelheid of as (lagers)
 k = lagerkengetal
 s = speling $[\mu\text{m}]$
 φ = relatieve speling
 a = afstand $[\text{mm}]$
 F_w = wrijvingskracht $[\text{N}]$
 wl = luchtsnelheid $[\text{m/s}]$
 A = oppervlakte $[\text{m}^2]$
 α = warmteoverdracht

- Opl. a. De diameter van de twee kaptapeinden.

Trekbelasting per tapeind:

$$F = \frac{14 \cdot 10^3 N}{2} = 7 \cdot 10^3 N = 7 kN$$

De benodigde kerndoorsnede is:

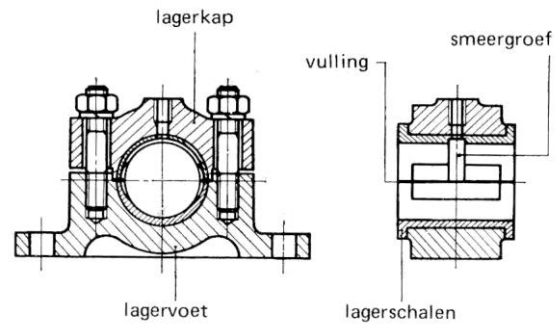
$$A = \frac{F}{\sigma_t} = \frac{7 \cdot 10^3 N}{40 N/mm^2} = 175 mm^2$$

Verder is:

$$A = \frac{\pi}{4} d_1^2 \Rightarrow 175 mm^2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \Rightarrow$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{175 \cdot 4}{\pi}} = 14,93 mm$$

*Er wordt gekozen voor
tapeinden M18*



Figuur 13

- b. De in het lager optredende vlaktedruk.

De kracht $F = 14 \cdot 10^3 N$ moet opgenomen worden door een oppervlak:

$$A = d \cdot l = 120 mm \cdot 160 mm = 19,2 \cdot 10^3 mm^2$$

De optredende vlaktedruk is:

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

$$\sigma_o = \frac{14 \cdot 10^3 N}{19,2 \cdot 10^3 mm^2} \Rightarrow$$

$$\sigma_o = \underline{\underline{0,73 N/mm^2}}$$

- c. De kaphoogte h_1 .

De Lagerschaaldikte wordt: fig.21

$$0,11 \cdot 120\text{mm} + 3\text{mm} = \underline{16,2\text{mm}} = \underline{16\text{mm}}$$

Voor de hartafstand tussen bouten vinden we:

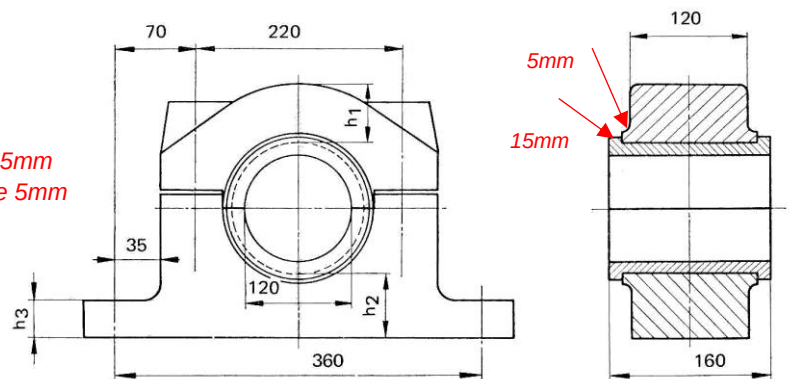
$$120\text{mm} + 2 \cdot 50\text{mm} = \underline{220\text{mm}}$$

Op zelfde manier vinden we voor de kap en voetbreedte:

$$160\text{mm} - (2 \cdot 15\text{mm} + 2 \cdot 5\text{mm}) = \underline{120\text{mm}}$$

Borsthoogte lagerschaal 15mm
Radius kap en voetbreedte 5mm

Figuur 21



Voor belastingsgeval lagerkap zie fig.22.

Het maximaal buigend moment is volgens dit figuur:

$$M_a = -F_1 \cdot 0 = \underline{0}$$

$$M_b = -7\text{kN} \cdot 50\text{mm} = \underline{-350\text{Nm}}$$

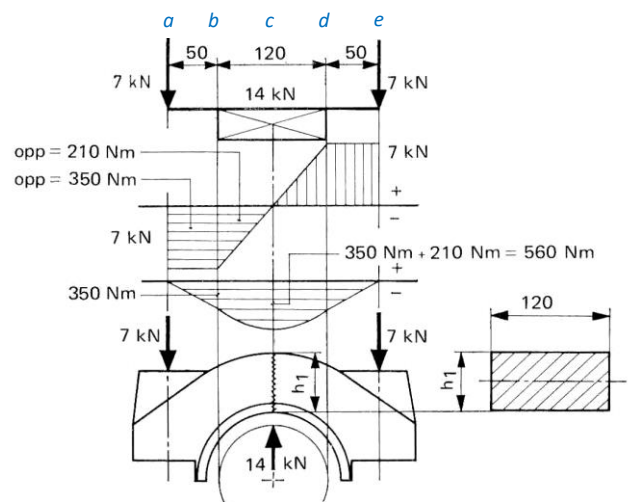
$$M_c = -7\text{kN} \cdot 110\text{mm} + 7\text{kN} \cdot 30\text{mm} = \underline{-560\text{Nm}}$$

$$M_d = -7\text{kN} \cdot 170\text{mm} + 14\text{kN} \cdot 60\text{mm} = \underline{-350\text{Nm}}$$

$$M_e = -7\text{kN} \cdot 1220\text{mm} + 14\text{kN} \cdot 110\text{mm} = \underline{0}$$

$$M_{b \text{ max. }} = \underline{560\text{Nm}}$$

Of door de opp. optellen $350\text{Nm} + 210\text{Nm} = \underline{560\text{Nm}}$



Figuur 22

Verder is: fig 22

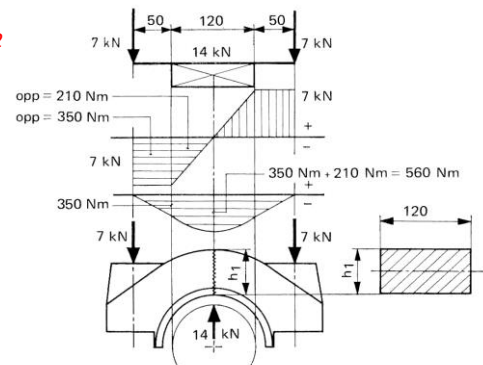
$$M_{b1} = W_{b1} \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow$$

$$M_{b1} = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h_1^2 \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow$$

$$560 \cdot 10^3 \text{ Nmm} = \frac{1}{6} \cdot 120 \text{ mm} \cdot h_1^2 \cdot 20 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$h_1 = \sqrt{\frac{560 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 6}{120 \text{ mm} \cdot 20 \text{ N/mm}^2}} = \underline{\underline{37,4 \text{ mm}}} \\ = \underline{\underline{38 \text{ mm}}}$$

Figuur 22



d. De voethoogte h_2 .

Voor de hartafstand tussen de M18 tapeinden in de voet vinden we:

$$220 \text{ mm} + 2 \cdot 70 \text{ mm} = \underline{\underline{360 \text{ mm}}} \text{ fig. 21}$$

Voor belastingsgeval voet zie fig. 23
Het max. buigend moment volgens fig.23 is:

$$M_a = -F_1 \cdot 0 = \underline{\underline{0}}$$

$$M_b = -7 \text{ kN} \cdot 70 \text{ mm} = \underline{\underline{-490 \text{ Nm}}}$$

$$M_c = -7 \text{ kN} \cdot 290 \text{ mm} + 7 \text{ kN} \cdot 220 \text{ mm} \\ = \underline{\underline{-490 \text{ Nm}}}$$

$$M_d = -7 \text{ kN} \cdot 360 \text{ mm} + 7 \text{ kN} \cdot 290 \text{ mm} \\ + 7 \text{ kN} \cdot 70 \text{ mm} = \underline{\underline{0}}$$

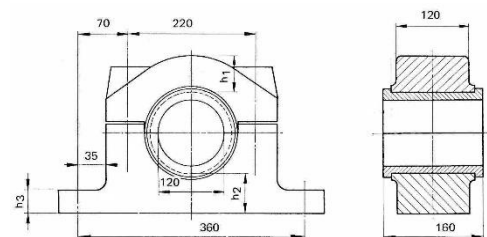
Verder is:

$$M_{b2} = W_{b2} \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow$$

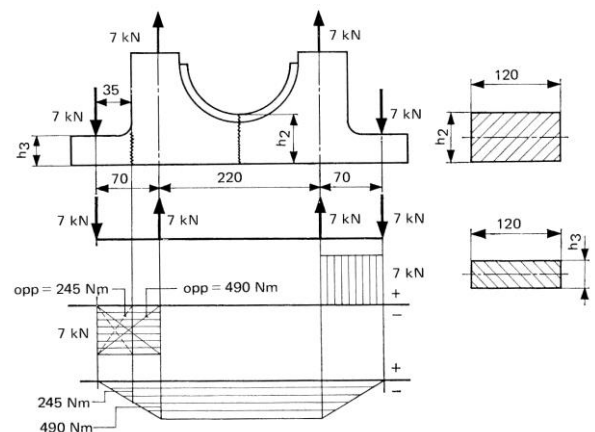
$$M_{b2} = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h_2^2 \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow$$

$$490 \cdot 10^3 \text{ Nmm} = \frac{1}{6} \cdot 120 \text{ mm} \cdot h_2^2 \cdot 20 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$h_2 = \sqrt{\frac{490 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 6}{120 \text{ mm} \cdot 20 \text{ N/mm}^2}} = \underline{\underline{35 \text{ mm}}}$$



Figuur 21



Figuur 23

- e. De voethoogte h_3 .

De overgang van de bevestigingsvoet naar blok ligt op een afstand van 35mm uit het hart van de bevestigingsbout (fig. 21).

Het buigend moment in de gevaarlijkste doorsnede is gelijk aan:

$$M_{b3} = -7kN \cdot 35mm = \underline{245 \cdot 10^3 Nmm}$$

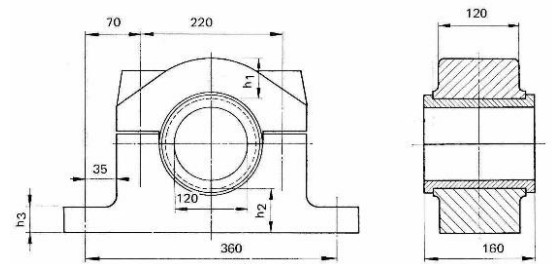
$$M_{b3} = W_{b3} \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow$$

$$M_{b3} = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h_3^2 \cdot \bar{\sigma}_b \Rightarrow$$

$$490 \cdot 10^3 Nmm = \frac{1}{6} \cdot 120mm \cdot h_3^2 \cdot 20N/mm^2$$

$$\Rightarrow$$

$$h_3 = \sqrt{\frac{245 \cdot 10^3 Nmm \cdot 6}{120mm \cdot 20N/mm^2}} = \underline{24,8mm} = \underline{25mm}$$



Figuur 21

- f. Controle op warmte afvoer.

$$c = \frac{F \cdot n}{l} = \frac{14 \cdot 10^3 N \cdot \frac{200}{60} / s}{160mm} = \underline{291,7N/mm \cdot s}$$

$$291,7N/mm \cdot s < 330N/mm \cdot s$$

- g. De evenwicht temperatuur.

$$k = \frac{\sigma_o \cdot \varphi^2}{\eta \cdot \omega} \quad k < 1 \Rightarrow f = \frac{3\varphi}{k}$$

$$k > 1 \Rightarrow f = \frac{3\varphi}{\sqrt{k}}$$

De vlaktedruk

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

$$\sigma_o = \frac{14 \cdot 10^3 N}{19,2 \cdot 10^3 mm^2} \Rightarrow$$

$$\sigma_o = \underline{0,73N/mm^2}$$

v = viscositeit [Ns/m^2]
 τ = schuifspanning [N/mm^2]
 v = olie omtreksnelheid of as (lagers)
 k = lagerkengetal
 s = speling [μm]
 φ = relatieve speling
 a = afstand [mm]
 F_w = wrijvingskracht [N]
 wl = lichtsnelheid [m/s]
 A = oppervlakte [m^2]
 α = warmteoverdracht

De relatieve speling $[\varphi]$ is:

$$\varphi = \frac{s}{d} = \frac{0,07\text{mm}}{120\text{mm}} = 5,9 \cdot 10^{-4} = \underline{6 \cdot 10^{-4}}$$

Omega $[\omega]$ is:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \cdot 200/\text{min}}{60} = \underline{20,9\text{rad/s}}$$

Het lagerkengetal $[k]$ is:

$$k = \frac{\sigma_o \cdot \varphi^2}{\eta \cdot \omega}$$

$$k_{20} = \frac{\sigma_o \cdot \varphi^2}{\eta \cdot \omega} = \frac{0,73\text{N/mm}^2 \cdot (6 \cdot 10^{-4})^2}{72 \cdot 10^{-9}\text{Ns/mm}^2 \cdot 20,9\text{rad/s}} = \underline{0,1746}$$

$$k_{40} = \frac{\sigma_o \cdot \varphi^2}{\eta \cdot \omega} = \frac{0,73\text{N/mm}^2 \cdot (6 \cdot 10^{-4})^2}{28 \cdot 10^{-9}\text{Ns/mm}^2 \cdot 20,9\text{rad/s}} = \underline{0,4491}$$

$$k_{60} = \frac{\sigma_o \cdot \varphi^2}{\eta \cdot \omega} = \frac{0,73\text{N/mm}^2 \cdot (6 \cdot 10^{-4})^2}{14 \cdot 10^{-9}\text{Ns/mm}^2 \cdot 20,9\text{rad/s}} = \underline{0,8982}$$

De wrijvingscoëfficiënt is:

$k < 1$ dan geldt:

$$f = \frac{3\varphi}{k}$$

$$f_{20} = \frac{3 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,1746} = \underline{0,01}$$

$$f_{40} = \frac{3 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,4491} = \underline{4 \cdot 10^{-3}}$$

$$f_{60} = \frac{3 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,8982} = \underline{2 \cdot 10^{-3}}$$

De toegevoerde energie is:

$$Q_{toe} = f \cdot F \cdot v$$

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,12m \cdot 200/min}{60} = \underline{1,26m/s}$$

Of

$$v = \omega \cdot \frac{d}{2} = 20,9rad/s \cdot \frac{0,12m}{2} = \underline{1,26m/s}$$

$$Q_{toe\ 20} = f_{20} \cdot F \cdot v = 0,01 \cdot 14 \cdot 10^3 N \cdot 1,26m/s = \underline{176,4Nm/s} = \underline{176,4Watt}$$

$$Q_{toe\ 40} = f_{40} \cdot F \cdot v = 4 \cdot 10^{-3} \cdot 14 \cdot 10^3 N \cdot 1,26m/s = \underline{70,56Nm/s} = \underline{70,56Watt}$$

$$Q_{toe\ 60} = f_{60} \cdot F \cdot v = 2 \cdot 10^{-3} \cdot 14 \cdot 10^3 N \cdot 1,26m/s = \underline{35,28Nm/s} = \underline{35,28Watt}$$

$$Q_{af} = A \cdot \Delta_t \cdot \alpha$$

$$\alpha = 7 + 12\sqrt{1m/s} = \underline{19}$$

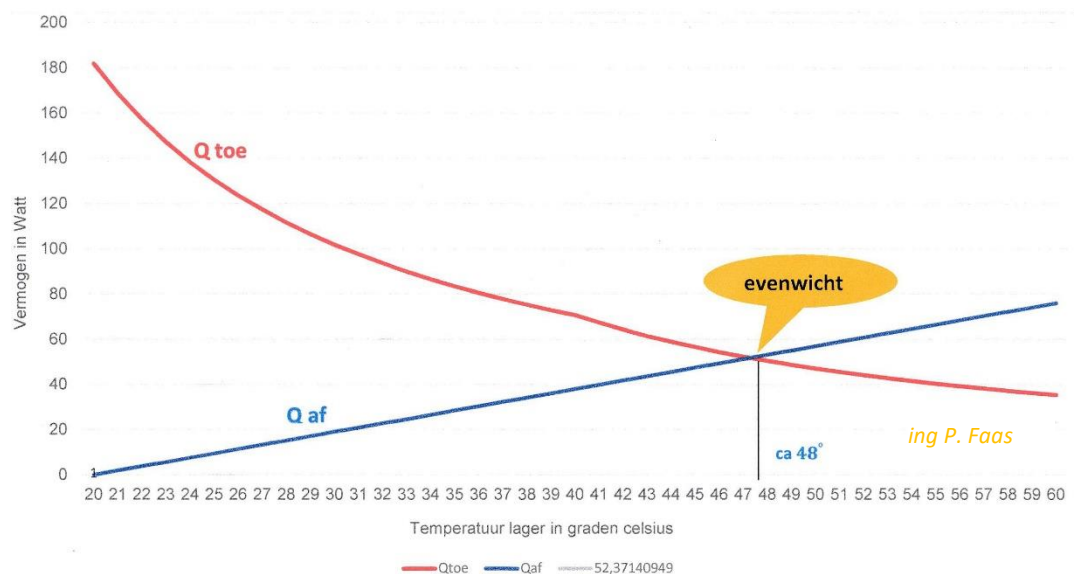
Met de empirische formule bepalen we α

$$\alpha = 7 + 12\sqrt{Wl}$$

$$Q_{af\ 20} = 0,1m^2 \cdot 0^\circ C \cdot 19 = \underline{0Watt}$$

$$Q_{af\ 40} = 0,1m^2 \cdot 20^\circ C \cdot 19 = \underline{38Watt}$$

$$Q_{af\ 60} = 0,1m^2 \cdot 40^\circ C \cdot 19 = \underline{76Watt}$$



Voor- en nadelen van glijlagers

Voordelen van glijlagers zijn:

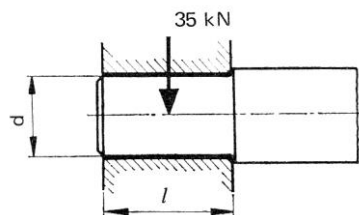
- Het grote smeervlak werkt stoot, trilling en geluiddempend.
- Weinig gevoelig voor belastingsstoten en stof.
- Door de meestal gedeelde uitvoering gemakkelijk te monteren en te demonteren.
- Geringe radiale afmetingen.
- Gemakkelijk aan te passen bij een bepaalde constructie.

Nadelen:

- Hoge aanloopwrijving.
- Lange inlooptijd.
- Bij materiaalkeuze is men gebonden.
- Hoog smeermiddel verbruik.
- Voor het smeren is meestal een speciale inrichting nodig.
- Vrij sterke warmteontwikkeling.
- Grote breedte-afmetingen.

Opgaven

- Geg. De tap van een draagas wordt op de in onderstaand fig. aangegeven manier gesteund.
Lagerbelasting $F = 35 \text{ kN}$.
Materiaal as is Fe 430, en $\bar{\sigma}_b = 30 \text{ N/mm}^2$.
Het lager is van witmetaal, $\bar{\sigma}_o = 0,6 \text{ N/mm}^2$.
Vetsmering, warmteafvoercoëfficiënt $c \leq 500 \text{ N/mm} \cdot \text{s}$.
Astoerental $200/\text{min}$.



Figuur 22

- De afmetingen l en d van de astap en lager.
 $\left(\frac{l}{d} \text{ mag niet groter zijn dan } 1,5\right)$
- De omtreksnelheid van de as.
Ga na of deze voor de combinatie – ongehard staal/witmetaal – niet te hoog is.

2. Geg. Bij het met vet gesmeerde lager van onderstaand fig. staat de belasting op de kap.

Materiaal:

As – Fe 430

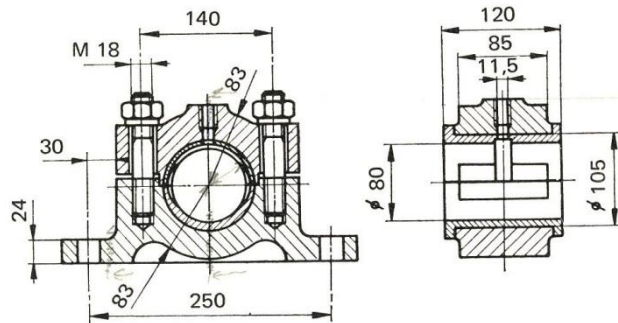
Lagerschalen – GCu Sn 14 – $\bar{\sigma}_o = 2N/mm^2$

Kaptapeinden – Fe 360 – $\bar{\sigma}_t = 40N/mm^2$

Lagerkap en lagervoet – GG 240 – $\bar{\sigma}_b = 20N/mm^2$

Warmteafvoercoëfficiënt $c = 185N/mm \cdot s$

As toerental 150/min



Figuur 13

- Gevr.
- Toelaatbare lagerbelasting indien de vlaktedruk maatgevend is.
 - Toelaatbare lagerbelasting indien de warmteafvoer maatgevend is.
 - Toelaatbare lagerbelasting uitgaande van kap en voet belast op de toelaatbare buigspanning
 - Toelaatbare belasting in de bouten.
 - De maximaal toelaatbare lagerbelasting.
 - De bij deze maximaal toelaatbare lagerbelasting optredende vlaktedruk, trekspanning in de bouten, buigspanning in kap en voet.
Verder de werkelijke waarde van c .
 - Bereken het warmte evenwicht als:
 $S = 60\mu m$
 $W_l = 1m/s$
 $A = 0,1m^2$
 $\eta_{20} = 0,25 Ns/m^2 = 2,5 \cdot 10^{-7} Ns/mm^2$
 $\eta_{40} = 7,8 \cdot 10^{-9} Ns/mm^2$
 $\eta_{60} = 3 \cdot 10^{-9} N/mm^2$

Wentellagers

Voor- en nadelen

Voordelen van wentellagers zijn:

- a. Zeer geringe wrijving en slijtage.
- b. Geringe warmte ontwikkeling.
- c. Zeer geringe smeermiddelverbruik en eenvoudige smering.
- d. Het gekozen asmateriaal is niet van invloed op de loopeigenschappen.
- e. Geen inloop tijd.
- f. Geringe breedteafmetingen.
- g. Ver doorgevoerde normalisatie.

Nadelen:

- a. Gevoelig voor stoten en overbelasting.
- b. Zeer gevoelig voor vuil en stof.
- c. De ongedeelde uitvoering geeft moeilijkheden bij montage en demontage.
- d. Grote radiale afmetingen.

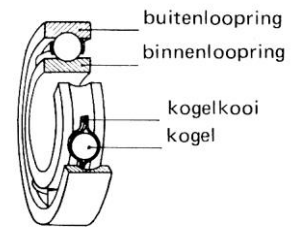
A.F.

<https://afokkerwerktuigbouw.nl>

Opbouw van wentellagers

Nagenoeg alle wentellagers zijn opgebouwd uit loopringen met daartussen wentellichamen.

Deze wentellichamen maken een rollende beweging over de gepolijste loopringbanen (fig. 24). Om contact tussen de wentellichamen onderling te voorkomen worden ze op afstand gehouden door een kooi (fig. 24). In sommige gevallen moet deze kooi bovendien voorkomen dat de wentellichamen bij montage en demontage uit het lager vallen.



Materiaal

Het materiaal van loopringen en wentellichamen is gewoonlijk staal dat in hoofdzaak is gelegeerd met chroom ($0,9 - 1,2\%C$; $0,4 - 1,8\%Cr$ en $0,2 - 0,4\%Mn$).

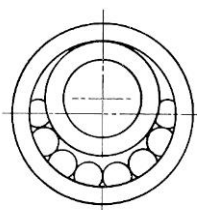
Het materiaal van de kooien is meestal staal en in sommige gevallen brons of gietijzer. De loopringen worden, na te zijn gehard en laag ontlaten, geslepen. De loopbanen voor de wentellichamen worden bovendien nog gepolijst. Ook de wentellichamen worden gehard tot in de kern en als eind bewerking gepolijst.

Wentellichamen

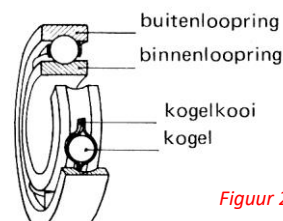
Als wentellichamen gebruikt men:

- Kogels.
- Cilinders.
- Tonnen (symmetrische en asymmetrische).
- Afgeknotte kegels.

In fig. 25 is aangegeven op welke manier bij kogellagers de kogels tussen de loop- ringen kunnen worden aangebracht. Figuur 24 geeft dit lager na montage van kogels en kogelkooi.



Figuur 25



Figuur 24

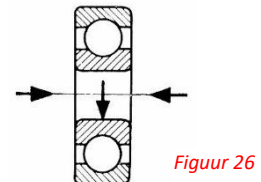
Overzicht wentellagers

In het onderstaande wordt een overzicht gegeven van de voornaamste wentellagers met hun toepassingen.

Eenrijige groefkogellagers

Deze kogellagers zijn speciaal bestemd voor het opnemen van radiale belastingen (fig. 26).

Door de innige aanwijving van de kogels in de diepe loopgroeven kunnen deze lagers in beide richtingen, ook bij hoge toerentallen, een redelijke axiale kracht opnemen.

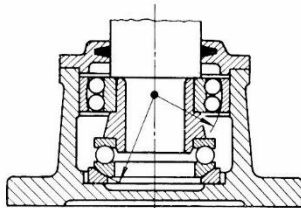


Figuur 26

Zelfinstellende dubbelrijige kogellagers

Deze lagers hebben een buitenring met een gemeenschappelijk bolvormig loopvlak voor twee rijen kogels.

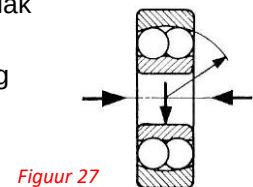
De binnenring met de beide kogelrijen kan zich hierdoor vrij t.o.v. de buitenring instellen (fig. 27).



Figuur 27a

Ze worden toegepast in gevallen waarbij kans is op doorbuiging van de as, montagefouten e.d. (fig. 27a).

Behalve radiale belastingen kunnen ook geringe axiale krachten worden opgenomen.



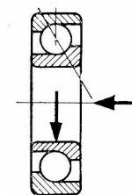
Figuur 27

Enkelrijige hoekcontactlagers

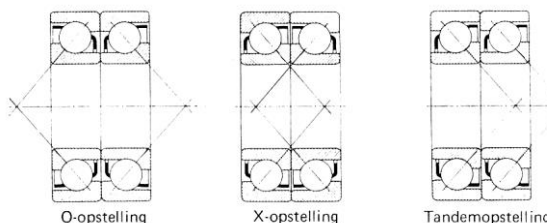
Deze lagers zijn geschikt voor het gelijktijdig opnemen van radiale en éénzijdige axiale belastingen (fig. 28)

Bij een uitsluitend radiale belasting oefent het lager op de as een axiale belasting uit, die moet worden gecompenseerd.

Meestal stelt men het hiertoe af tegen een lager dat deze belasting kan opnemen (fig. 28a)



Figuur 28



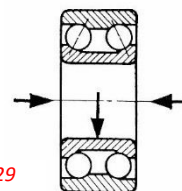
Figuur 28a

Opstellingen van enkelrijige hoekcontactlagers

Dubbelrijige hoekcontactlagers

Deze lagers kunnen zowel een radiale als een tweezijdige axiale belasting opnemen (fig. 29).

Bij een uitsluitend radiale belasting heffen de axiale krachten van de beide kogelrijen elkaar op.



Figuur 29

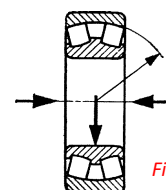
Zelfinstellende dubbelrijige tonlagers

Deze lagers hebben een buitenring met een gemeenschappelijk bolvormig loopvlak voor twee rijen tonvormige rollen (fig. 30).

De binnenring met de beide rijen wentellichamen kan zich hierdoor vrij instellen t.o.v. de buitenring.

Deze lagers worden toegepast in gevallen waar kans is op montagefouten, doorbuiging van de as, enz.

Behalve grote radiale belastingen kunnen ze ook aanzienlijke axiale belastingen opnemen.

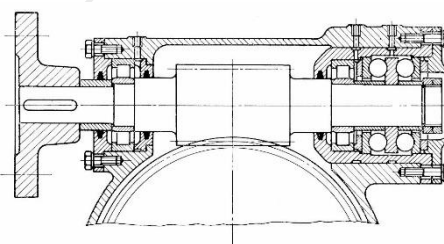


Figuur 30

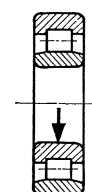
Eenrijige cilinderlagers

De rollen van deze lagers worden in één van de loopringen geleid door z.g. spoorkransen (fig. 31). De andere loopring heeft gewoonlijk geen spoorkransen. Binnen bepaalde grenzen laat deze uitvoering een axiale verschuiving van de as t.o.v. het lager toe (fig. 31a).

Eénrijige cilinderlagers zijn geschikt voor betrekkelijk grote radiale belastingen bij hoge toerentallen.



Figuur 31a



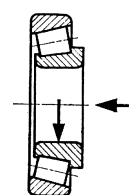
Figuur 31

Kegellagers

Door scheefstelling van de wentellichamen en de loopbanen zijn deze lagers geschikt voor het opnemen van gelijktijdig optredende radiale en éénzijdige axiale belastingen (fig. 32).

Bij een uitsluitend radiale belasting oefent het lager op de as een axiale belasting uit, die moet worden gecompenseerd.

Meestal stelt men het lager hiertoe af tegen een lager dat deze kracht kan opnemen.



Figuur 32

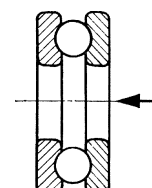
Kogeltaatslagers

De kogels bevinden zich hier tussen twee vlakke ringen. Daar deze lagers bij montage en demontage uit elkaar kunnen vallen is de kogel kooi van een zodanige constructie dat de kogels er niet kunnen uitvallen (fig. 33).

Kogeltaatslagers kunnen in één richting uitsluitend axiale belastingen opnemen.

De boringen van de beide ringen zijn verschillend.

De ring met de kleinste boring past klemmend om de as.



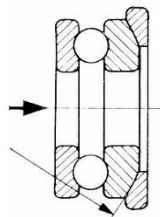
Figuur 33

Zelfinstellende Kogeltaatslagers

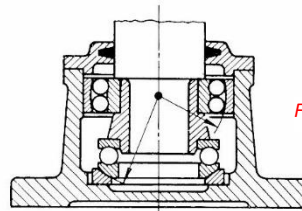
Een van de loopringen is bij deze lagers bol uitgevoerd en rust tegen een bolvormig uitgewerkte huisring (fig. 34).

Het lager kan zich enigszins instellen wanneer de draaiingsas niet zuiver loodrecht op het steunvlak van het lagerhuis staat.

De huisring moet radiaal verschuifbaar in het lagerhuis worden aangebracht (fig. 27a).



Figuur 34



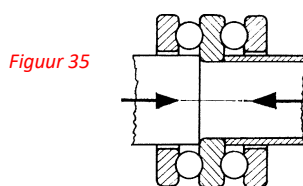
Figuur 27a

Kogelkraaglagers

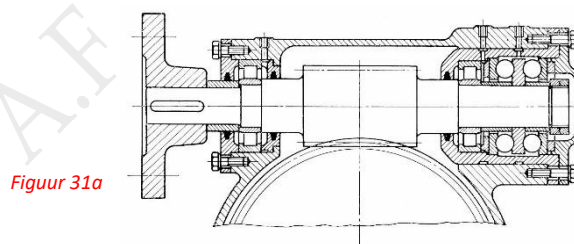
Deze lagers bestaan uit drie vlakke loopringen met daartussentwee rijen kogels (fig. 35).

De middelste loopring bevindt zich op de as, terwijl de buitensteringen worden gesteund door het lagerhuis (fig. 6a).

Kogelkraaglagers kunnen in twee richtingen uitsluitend axiale belastingen opnemen.



Figuur 35



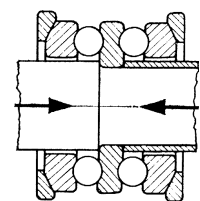
Figuur 31a

Zelfinstellende kogelkraaglagers

De buitenste loopringen zijn bij dit lager bol uitgevoerd en rusten tegen bolvormig uitgewerkte huisringen (fig. 36).

Wanneer de draaiingsas niet zuiver op de steunvlakken van het lagerhuis staat kan het lager zich enigszins instellen.

De huisringen moeten radiaal verschuifbaar in het lagerhuis zijn aangebracht.



Figuur 36

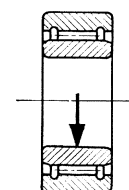
Naaldlagers

T.o.v. cilinderlagers hebben naaldlagers het voordeel, dat ze geringe radiale afmetingen hebben (fig. 37). De naalden zijn al dan niet gevat in een kooi.

Naaldlagers kunnen grote, uitsluitend radiale belastingen opnemen en worden b.v. toegepast als zuigerstanglagers.

In vele gevallen brengt men de naalden direct aan op een gehard stalen as.

Naalden zijn los in de handel verkrijgbaar.



Figuur 37

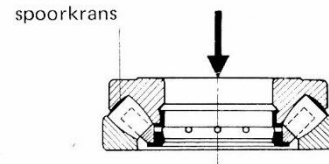
Zelfinstellende tontaatslagers

De bovenste ring van deze lagers (fig. 38) is aangebracht op de as en is behalve van een bolvormig loopvlak tevens voorzien van een hoge spoorkrans. De huisring is voorzien van een bolvormig loopvlak. Tussen deze beide loopringen bevinden zich de, in een speciale kooi gevatte, tonvormige wentellichamen.

In bedrijf blijven de wentellichamen door een oliefilm gescheiden van de asringspoorkrans.

Ook bij zeer grote axiale belastingen zijn bij dit lager hoge toerentallen toelaatbaar. Bovendien zijn deze lagers volkomen zelfinstellend en kunnen ze, in tegenstelling tot andere lagers, ook radiale belastingen opnemen.

Behoudens enkele uitzonderingsgevallen moeten tontaatslagers met olie worden gesmeerd.



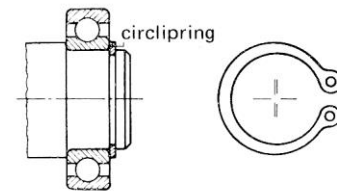
Figuur 38

Bevestiging van wentellagers op assen

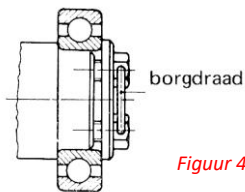
In onderstaande wordt een overzicht gegeven van de gebruikelijke bevestigingen van lagerbinnenringen op assen.

Fig. 39 geeft een voorbeeld van axiale lageropsluiting op een aseinde.

Wanneer geen axiale belastingen optreden, is dit de goedkoopste en eenvoudigste oplossing.



Figuur 39



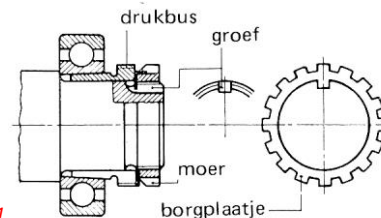
Figuur 40

Moeten axiale krachten worden overgebracht, dan kan axiale lageropsluiting op een aseinde worden verkregen zoals in **fig. 40** staande manier.

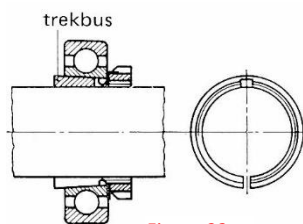
In **fig. 41** geldt het zelfde als in **fig. 40**.

De binnenring van het lager is nu echter voorzien van een conische boring.

Een met behulp van een moer aangedrukte verende drukbus zorgt hier voor axiale opsluiting.



Figuur 41



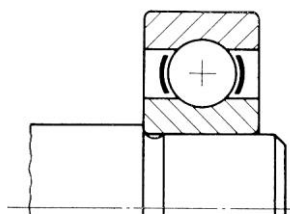
Figuur 32

Moet een lager ergens op een gladde as worden gemonteerd, dan kan dit gebeuren zoals in **fig. 42** aangegeven manier. Een verende conische trekbus wordt met behulp van een moer klemgetrokken tussen binnenring en as. Axiale belastingen kunnen op deze manier echter niet worden overgebracht.

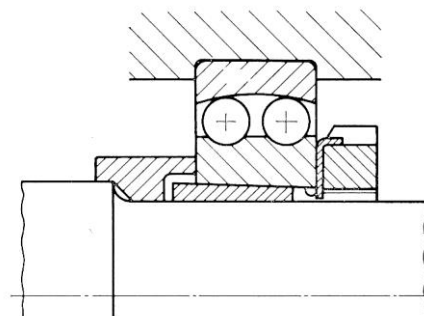
Afrondingen

Wanneer de binnenring van een lager moet steunen tegen een as borst (**fig. 43**), moet speciale aandacht worden besteed aan de hoekrondingsstraal van de as.

Het lager met trekbus in **fig. 44** steunt via een z.g. schoudering tegen een as borst.



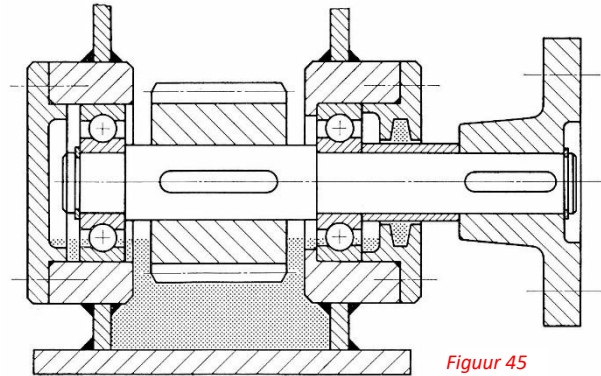
Figuur 43



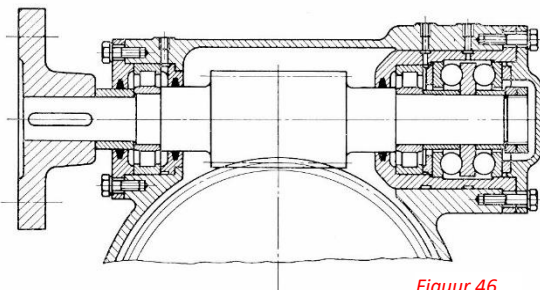
Figuur 44

Axiale opsluiting van buitenringen in lagerhuizen

In verband met lengteveranderingen doortemperatuursverschillen, moeten assen zodanig worden gelagerd dat hierdoor geen lagerbeschadiging kan optreden. Bij niet uitneembare lagers mag van slechts één lager zowel de buiten- als de binnenring respectievelijk in het lagerhuis en op de as worden gefixeerd. Dit lager wordt het stellager genoemd (zie rechterlager in fig.45). Van de andere lagers moet één van de loopringen axiaal verschuifbaar zijn (buitenring fig. 45links).



Figuur 45

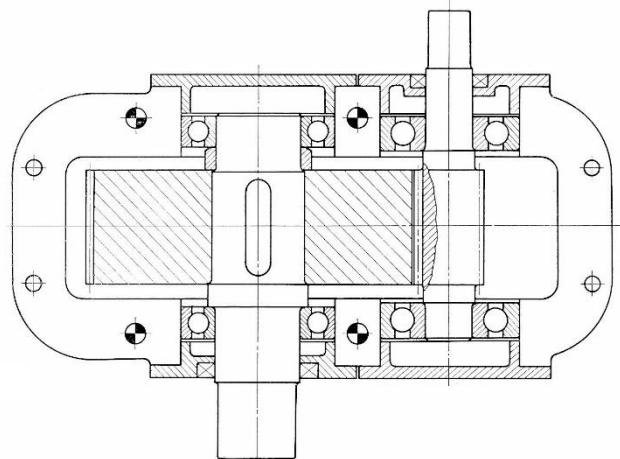


Figuur 46

In fig. 46 is het rechter kogelkraaglager stellager.

Hoewel buiten- en binnenring van beide cilinderlagers hier axiaal opgesloten zijn, kunnen, omdat de binnenringen t.o.v. de cilinders verschuifbaar zijn, kleine lengteveranderingen geen lagerbeschadiging veroorzaken.

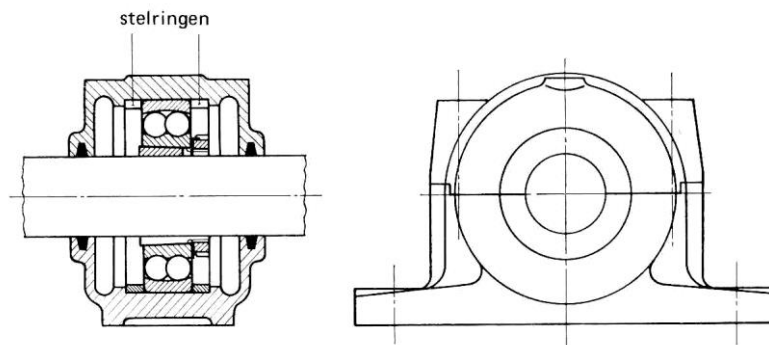
Van geen van de lagers in fig. 47 is de binnen- of buitenring gefixeerd. Een geringe verschuiving van de assen naar beide zijden is hier toelaatbaar. De tandwielen zijn voorzien van rechte tanden.



Figuur 47

Wentellagerhuizen

Huizen voor wentellagers zijn in de handel verkrijgbaar (fig. 48). Deze huizen zijn gedeeld en verder zodanig uitgevoerd, dat ze geschikt zijn voor losse lagers. De buitenring kan eventueel axiaal worden opgesloten door één of twee stelringen aan te brengen.



Figuur 48

Inbouwtoleranties

Bij de passingkeuze van buitenring-huis en binnenring-as is in de eerste plaats van belang te weten met welk belastingsgeval men te doen heeft.

Wat betreft de passing binnenring-as onderscheidt men:

Stilstaande binnenringbelasting

De as staat dan stil t.o.v. de belasting en de roterende buitenring. De belasting staat in zo'n geval steeds op één en hetzelfde punt van de binnenring. Een losse passing is dan toelaatbaar (fig. 49a).

Roterende binnenringbelasting

De as roteert dan t.o.v. de belasting en de stilstaande buitenring (fig. 49b). Bij iedere asomwenteling worden alle punten op de binnenring en de asomtrek éénmaal aan de belasting blootgesteld. Is in zo'n geval een losse passing toegepast (fig. 49b) dan zal de as over de binnenring walsen waardoor in de meeste gevallen een ontoelaatbare slijtage van de pasvlakken optreedt. In een dergelijk geval moet de passing binnenring-as zo zwaar worden gekozen dat het besproken walsen niet kan optreden.

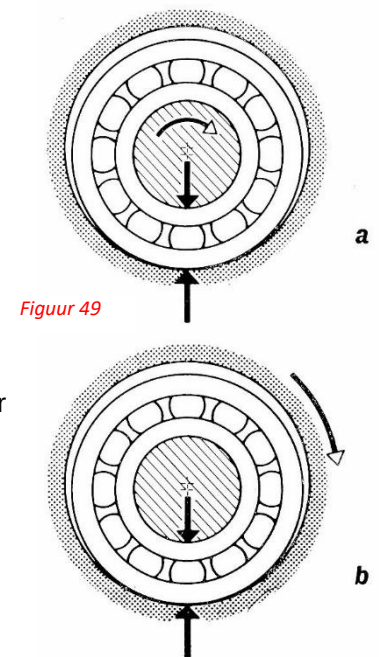
Wat betreft de passing buitenring-huis onderscheidt men:

Stilstaande buitenringbelasting

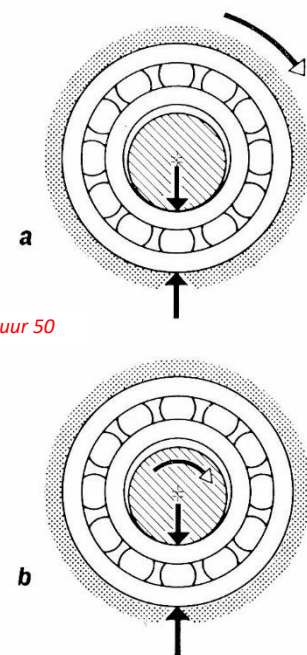
Buitenring en huis staan dan stil t.o.v. de belasting en de roterende as.

De belasting staat in zo'n geval steeds op één en hetzelfde punt van de buitenring.

Een beweeglijke passing is dan toelaatbaar (fig. 50a)



Figuur 49



Figuur 50

Roterende buitenringbelasting

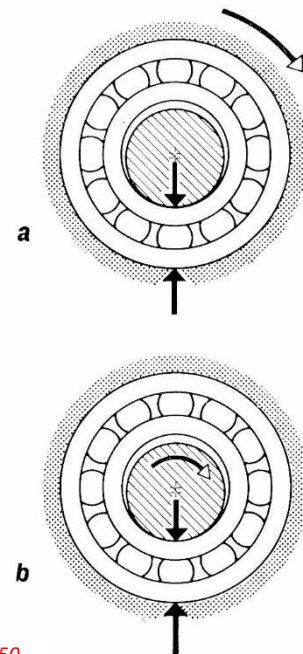
Buitenring en het huis roteren dan t.o.v. de belasting en de stilstaande binnenring (**fig. 50b**). Bij iedere omwenteling worden alle punten van de buitenring en de huisboring éénmaal aan de belasting blootgesteld.

Is in zo'n geval een beweeglijke passing toegepast, **fig. 50b**, dan zal de buitenring over het pasvlak van het lagerhuis walsen, waardoor in de meeste gevallen een ontoelaatbare slijtage van de pasvlakken optreedt. In een dergelijk geval moet de passing zo zwaar worden gekozen dat het besproken walsen niet kan optreden.

Bij losse lagers moet of de binnenring gemakkelijk over de as kunnen schuiven of de buitenring in het huis.

Het zal duidelijk zijn dat bij losse lagers de passing van binnen- en buitenring, indien mogelijk, zo moet worden gekozen dat het hiervoor besproken walsen niet kan optreden.

Voor toleranties en verdere inbouwvoorschriften zie de catalogus van wentellagers.



Figuur 50

Smering van wentellagers

De meeste wentellagers worden gesmeerd met kogellagervet en wel omdat vet een stofafdichtende werking heeft. Alleen bij hoge toerentallen en voor tonlagers is vetsmering ongeschikt. In die gevallen moet worden gesmeerd met olie.

Hetzelfde geldt voor lagers die zich in de directe omgeving bevinden van b.v. met olie gesmeerde tandwieloverbrengingen, enz. In het algemeen moet worden afgeraden lagers te voorzien van smeernippels. Overmatige vettoevoer kan nl. warmlopen van het lager tot gevolg hebben (**het overtollige vet moet door de wentellichamen worden weggedrukt**). In de meeste gevallen wordt het lagerhuis bij montage gedeeltelijk (30 – 50%) gevuld met vet. Eén- of tweemaal per jaar bijvullen of vernieuwen van dit vet is in zo'n geval meestal voldoende.

Bij oliesmering krijgt men de gunstigste resultaten wanneer aan het wentel lager een betrekkelijk geringe hoeveelheid smeermiddel wordt toegevoerd. De warmteontwikkeling is dan gering. Bij oliebadsmearing moet worden gezorgd dat het olieniveau zodanig ligt, dat het onderste wentellichaam iets minder dan voor de helft is ondergedompeld.

Moeilijke smeer- en afdichtingsproblemen kunnen vaak worden opgelost door toepassing van nevelsmearing. Men voert hierbij door leidingen, onder een over- druk van 0,5 – 1 bar, in het lagerhuis een mengsel van lucht en hierin zeer fijn verdeelde olie toe.

De olienevel zet zich dan als een dunne oliefilm af op de te smeren delen. Via de asafdichting verlaat de lucht vervolgens het lagerhuis en voorkomt hierbij binnen- dringen van stof. Voor verdere smeervoorschriften, toe te passen smeermiddelen, enz., zie **S.K.F. hoofdcatalogus**.

Afdichtingen van asdoorgangen in lagerhuizen

Bij met vet gesmeerde lagers is de voornaamste zorg te voorkomen dat stof in het lagerhuis dringt.

Bij met olie gesmeerde lagers moet bovendien worden voorkomen dat olie weglekt.

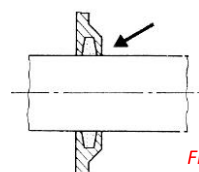
In het algemeen kan worden gesteld dat een goed functionerende asafdichting van het grootste belang is

Hieronder worden enkele van de meest voorkomende asafdichtingen beschreven.

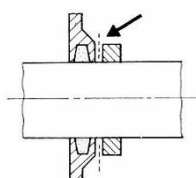
Hierbij moet worden opgemerkt dat de meest eenvoudige afdichtingen veelal de beste resultaten geven.

In fig. 51 wordt binnendringen van stof in een met vet gesmeerd lager voorkomen door een viltring.

Vóór montage moet een dergelijke ring worden gedrenkt in een mengsel van twee delen warme cilinderolie en één deel talkvet. Dit ter verkrijging van stofvangend vermogen en geringe wrijving.



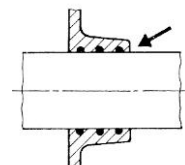
Figuur 51



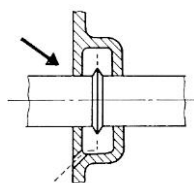
Figuur 52

Behalve een viltring is in fig. 52 op de as een vaste ring aangebracht. Bij draaiende as heeft deze ring een pompende werking op de lucht, waardoor binnendringen van stof wordt voorkomen. Deze constructie mag alleen worden toegepast bij vetsmering (bij oliesmering zou de olie uit het lager worden gepompt).

De stofdichting in fig. 53 voor met vet gesmeerde lagers berust op de stofwerende werking van een lange met vet gevulde spleet tussen as en lagerhuisboring. Een voordeel is dat hier, in tegenstelling tot de bovenstaande afdichtingen, nagenoeg geen afdichtingswrijving optreedt.



Figuur 53



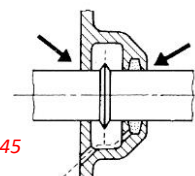
Figuur 54

Een zeer afdoende olieafdichting wordt verkregen op de in fig. 54 aangegeven manier.

De olie wordt door een ring van de as geslingerd en daarna teruggevoerd in het lagerhuis.

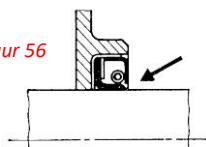
Figuur 55 is te vergelijken met fig. 54 maar met een viltring voor stofafdichting.

Het gaatje onder in de viltringgroef is zeer belangrijk, daar dit het verzadigd raken van de viltring, dus weglekken van smeerolie, voorkomt.



Figuur 45

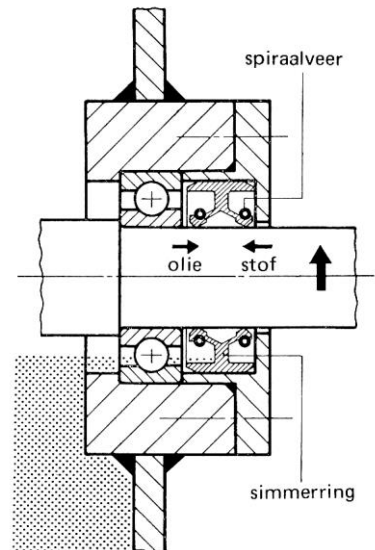
Figuur 56



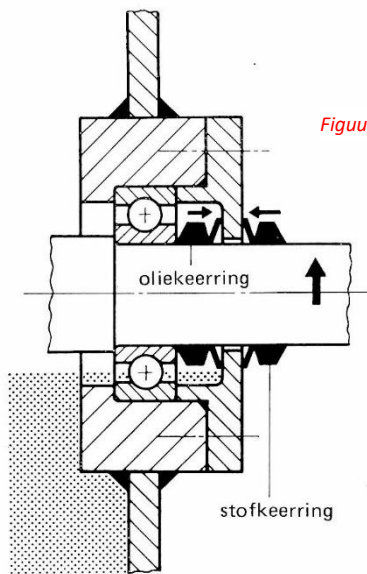
Stof- en olieafdichting kan ook worden verkregen door om de as manchetten van synthetische rubber aan te brengen fig. 56 Door een spiraalveertje worden deze manchetten tegen de glad bewerkte as gedrukt. De lip van de manchet moet altijd zijn gericht naar de zijde vanwaar stof wil binnendringen of olie weglekken. Dergelijke manchetten zijn alleen te gebruiken als ze voldoende worden gesmeerd

De dubbele simmerring in **fig. 57** keert tegelijkertijd stof en olie.
De simmerring staat stil t.o.v. de as.

Figuur 57



Figuur 58



V-ringen van synthetische rubber in **fig. 58** draaien met de as mee en voorkomen binnendringen van stof en weglekken van olie

Keuze van wentellagers volgens SKF

Berekening van de lagerbelasting

Slechts in uitzonderingsgevallen is het mogelijk op eenvoudige wijze op lagers werkende krachten te berekenen. In de meeste gevallen is de werkelijke lagerbelasting de resultante van krachten die kunnen worden berekend (b.v. ten gevolge van gewicht, over te brengen vermogen, enz.) en extra onberekenbare krachten.

Voor vaststelling van deze extra krachten is men in de regel aangewezen op praktische ervaringen.

Bij tandwieloverbrengingen berekent men de tandkracht die nodig is voor het berekenen van de lagerbelastingen met de volgende formule:

$$F_{eff} = F_{th} \cdot f_k \cdot f_d$$

Hierin is:

F_{th} = de theoretische tand kracht.

F_k = een factor voor extra onberekenbare krachten in de tandwieloverbrenging.

F_d = een factor voor extra krachten veroorzaakt door aan de tandwieloverbrenging gekoppelde machines.

Voor f_k wordt gerekend met de volgende waarden:

Precisietandwielen: $f_k = 1,05 - 1,1$

Gewone tandwielen: $f_k = 1,1 - 1,3$

Voor f_d wordt gerekend met de volgende waarden:

Bij stootvrij werkende roterende machines, b.v. elektromotoren en turbocompressoren

$$f_d = 1 - 1,2$$

Bij zuigermachines afhankelijk van de nauwkeurigheid van balanceren

$$f_d = 1,2 - 1,5$$

Bij machines waarvan de lagers zijn blootgesteld aan uitgesproken stotende belastingen, b.v. walsen

$$f_d = 1,5 - 3$$

Bij riemaandrijvingen berekent men de asbelasting F ter plaatse van de riemschijf door de nuttige omtrekskracht F_n aan de schijf te vermenigvuldigen met een spankrachtfactor f_s , uit onderstaand tabel 1

$$F = f_s \cdot F_n$$

Tabel 1

soort overbrenging	waarde van f_s
V-riemoverbrengingen	2-2,5
vlakke riemoverbrengingen met spanrollen	2,5-3
vlakke riemoverbrengingen zonder spanrollen	4-5

Equivalentente lagerbelasting

Het draaggetal dat in de SKF. lagertabellen voorkomt is in belangrijke mate bepalend voor de levensduur van een lager. De waarde van dit draaggetal is echter alleen geldig bij zeer bepaalde bedrijfsomstandigheden. Zo is men bij de vaststelling van dit getal ervan uitgegaan dat de belasting gedurende de levensduur van het lager een constante waarde heeft.

Zowel bij axiale als radiale lagers is er verder van uitgegaan dat respectievelijk alleen zuiver radiale en axiale in het midden werkende belastingen optreden.

Wordt van bovengenoemde bedrijfsomstandigheden afgeweken, dan moeten de werkelijke op een lager werkende krachten worden omgerekend tot een denkbeeldige belasting die voldoet aan de voor het draaggetal geldende voorwaarden.

M.a.w. deze denkbeeldige belasting moet wat betreft de levensduur dezelfde invloed op het lager hebben als de in werkelijkheid optredende belastingen.

Een dergelijke denkbeeldige belasting wordt de equivalentente lagerbelasting genoemd.

Radiale lagers

De belasting op een radiaal lager bestaat vaak uit zowel radiale als axiale krachten.

De equivalentente lagerbelasting wordt in dergelijke gevallen berekend met de formule:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Hierin is:

F = de equivalentente lagerbelasting.

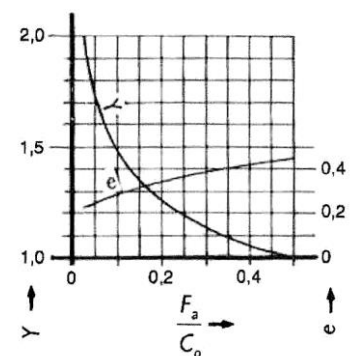
F_r = de werkelijke constante radiale belasting.

F_a = de werkelijke constante axiale radiale belasting.

X = de radiale lagerfactor.

Y = de axiale lagerfactor.

De waarden van X en Y zijn in de tabel 2 en 3 weergegeven.



Zie tabel 2

Uit de tabellen 2 en 3 blijkt dat bij eenrijige kogellagers en kegellagers dat wanneer

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

de axiale belasting kan worden verwaarloosd. In dat geval is $X = 1$ en $Y = 0$ en wordt $F = F_r$. Bij tweerijige lagers daarentegen zijn kleine axiale belastingen altijd van invloed.

Tabel 2

Tabel 3

kogellagers						rollagers					
lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y			X	Y	X	Y	
groef-kogellagers						tweerijige tonlagers					
serie EL, R, 160, 60, 62, 63, 64						23944-239/670 239/710-239/950	1	3,7 4	0,67 0,67	5,5 6	0,18 0,17
$\frac{F_a}{C_o} = 0,025$				2	0,22	23024 C-23068 CA 23072 CA-230/500 CA	1	2,9 3,3	0,67 0,67	4,4 4,9	0,23 0,21
= 0,04				1,8	0,24	24024 C-24080 CA 24084 CA-240/500 CA	1	2,3 2,4	0,67 0,67	3,5 3,6	0,29 0,28
= 0,07	1	0	0,56	1,6	0,27	23120 C-23128 C 23130 C-231/500 CA	1	2,4 2,3	0,67 0,67	3,6 3,5	0,28 0,29
= 0,13				1,4	0,31						
= 0,25				1,2	0,37						
= 0,5				1	0,44						
zich instellende kogellagers						24122 C-24128 C 24130 C-24172 CA 24176 CA-241/500 CA	1	1,9 1,8 1,9		2,9 2,7 2,9	0,35 0,37 0,35
135, 126, 127, 108, 129	1	1,8	0,65	2,8	0,34	22205 C-22207 C 08 C- 09 C 10 C- 20 C		2,1 2,5 2,9		3,1 3,7 4,4	0,32 0,27 0,23
1200-1203		2		3,1	0,31	22 C- 44 C 48 - 64	1	2,6 2,4	0,67	3,9 3,6	0,26 0,28
04- 05		2,3		3,6	0,27						
06- 07		2,7		4,2	0,23						
08- 09	1	2,9	0,65	4,5	0,21	23218 C-23220 C 22 C- 64 CA	1	2,2 2	0,67 0,67	3,3 3	0,31 0,34
10- 12		3,4		5,2	0,19						
13- 22		3,6		5,6	0,17	21304-21305		2,8		4,2	0,24
24- 30		3,3		5	0,2	06- 10	1	3,2	0,67	4,8	0,21
2200-2204		1,3		2	0,5	11- 19		3,4		5	0,2
05- 07		1,7		2,6	0,37	20- 22		3,7		5,5	0,18
08- 09	1	2	0,65	3,1	0,31	22308 C-22310 C		1,8		2,7	0,37
10- 13		2,3		3,5	0,28	11 C- 15 C	1	1,9	0,67	2,9	0,35
14- 20		2,4		3,8	0,26	16 C- 40 C		2		3	0,34
21- 22		2,3		3,5	0,28	44 - 56		1,9		2,9	0,35
1300-1303		1,8		2,8	0,34						
04- 05		2,2		3,4	0,29						
06- 09	1	2,5	0,65	3,9	0,25						
10- 22		2,8		4,3	0,23						
2301		1		1,6	0,63	kegellagers					
2302-2304	1	1,2	0,65	1,9	0,52	30203-30204					
05- 10		1,5		2,3	0,43	05- 08	1	0	0,4	1,75 1,6	0,34 0,37
11- 18		1,6		2,5	0,39	09- 22				1,45 1,35	0,41 0,44
						24- 30					
hoekcontact-kogellagers						32206-32208					
serie 72B, 73B	1	0	0,35	0,57	1,14	09- 22	1	0	0,4	1,6 1,45	0,

Cilinderlagers

Wanneer één van de loopringen geen spoorkransen heeft, kunnen cilinderlagers uitsluitend radiale belastingen en in het geheel geen axiale krachten opnemen. Cilinderlagers met spoorkransen op beide loopringen, kunnen daarentegen een geringe axiale belasting opnemen. Berekening van deze lagers moet echter worden overgelaten aan de lagerfabrikant.

Hoekcontact- en kegellagers

Een nadere verklaring vereist de belastingsverdeling in éénrijige hoekcontactlagers en kegellagers. Bij radiale belasting treedt in zulke lagers nl. altijd een daarmee samenhangende axiale belasting op (fig. 59) waarmee bij lagerberekeningen dikwijls rekening moet worden gehouden.

De radiale en axiale lagerbelastingen in fig. 59 zijn in feite componenten van de krachten die loodrecht op de loopbanen van de lagers werken.

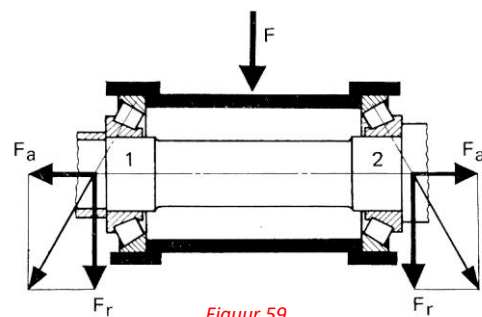
Treedt zoals in fig. 59 geen axiale asbelasting op en is de radiale belasting voor beide lagers gelijk, dan kan de axiale lagerbelasting, die voor beide lagers hetzelfde is, worden berekend met de formule:

$$F_a = \frac{0,5 F_r}{Y}$$

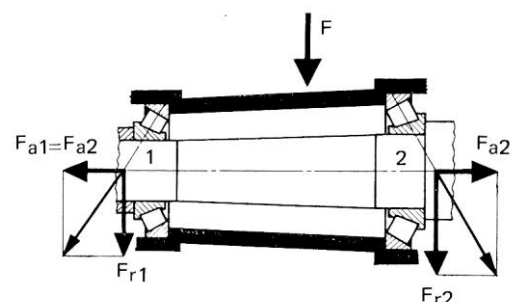
De equivalente belasting is eveneens voor beide lagers gelijk en kan worden berekend met:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

In het geval van fig. 60 treedt eveneens geen axiale asbelasting op. De radiale belasting F_1 van *lager 1* is echter kleiner dan de radiale belasting F_2 van *lager 2*. Uit het asevenwicht volgt dat de axiale belasting F_1 van *lager 1* even groot moet zijn als de axiale belasting F_2 van *lager 2*, dus $F_1 = F_2$. Hieruit volgt weer dat *lager 1* door *lager 2* in axiale richting extra wordt belast.



Figuur 59



Figuur 60

Wanneer

$$\frac{F_{r1}}{Y_1} \cong \frac{F_{r2}}{Y_2}$$

dan moeten de axiale belastingen van *lager 1* en *2* worden berekend met:

$$F_{a1} = \frac{0,5F_{r1}}{Y_1} \text{ en } F_{a1} = F_{a2}$$

Wanneer

$$\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$$

dan moeten de axiale belastingen van *lager 1* en *2* worden berekend met:

$$F_{a2} = \frac{0,5F_{r2}}{Y_2} \text{ en } F_{a1} = F_{a2}$$

De equivalente belasting voor *lager 1* is: $F_1 = X_1 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}$

De equivalente belasting voor *lager 2* is: $F_2 = X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2}$

in het geval van fig. 61 werkt op de as een axiale belasting van F_a .

Op de *lagers 1* en *2* werken respectievelijk de radiale belastingen F_{r1} en F_{r2}

F_a kan alleen worden opgenomen door *lager 2* Behalve

F_a moet door *lager 2* echter ook de kracht F_{a1} worden

opgenomen. Hieruit volgt dat de axiale belasting van

lager 2 gelijk is aan:

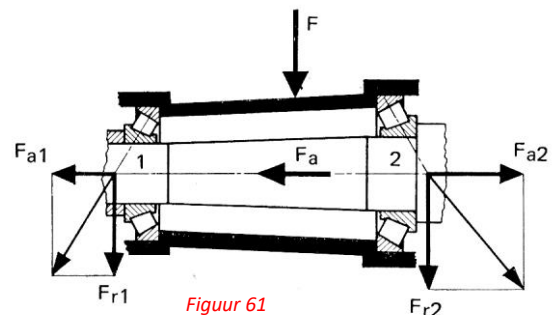
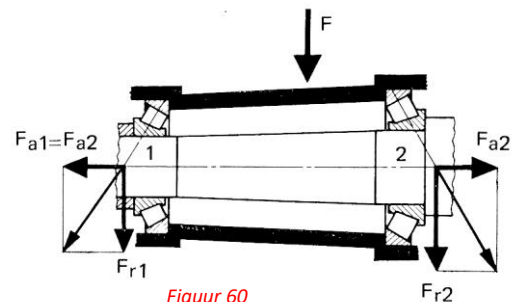
$$F_{a2} = F_{a1} + F_a$$

Wanneer

$$\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2} \text{ en } F_a \cong 0,5 \left(\frac{F_{r2}}{Y_2} - \frac{F_{r1}}{Y_1} \right)$$

dan moeten de axiale belastingen van *lager 1* en *2* worden berekend met:

$$F_{a1} = \frac{0,5F_{r1}}{Y_1} \text{ en } F_{a2} = F_{a1} + F_a$$



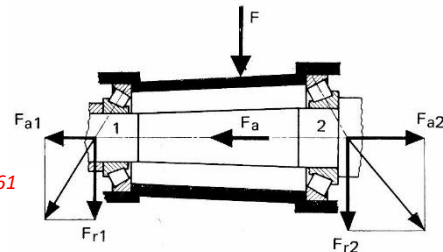
Is echter

$$\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2} \text{ en } F_a \leq 0,5 \left(\frac{F_{r2}}{Y_2} - \frac{F_{r1}}{Y_1} \right)$$

dan moeten de axiale belastingen van *lager 1* en *2* worden berekend met:

$$F_{a1} = F_{a2} - F_a \text{ en } F_{a2} = \frac{0,5 F_{r2}}{Y_2}$$

Figuur 61



De equivalente belasting voor *lager 1* is: $F_1 = X_1 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}$

De equivalente belasting voor *lager 2* is: $F_2 = X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2}$

Axiale lagers

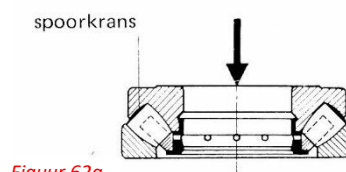
Met uitzondering van tontaatslagers kunnen axiale lagers geen radiale belastingen opnemen. Deze lagers worden dus zonder meer berekend voor de optredende axiale belasting. Is deze belasting veranderlijk, dan wordt gerekend met een denkbeeldige constante belasting die op de levensduur van het lager dezelfde invloed heeft als de eerste. Dergelijke berekeningen kunnen echter beter worden overgelaten aan de fabrikant.

Tontaatslagers

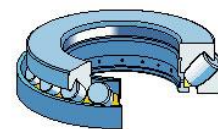
Deze kunnen, zoals gezegd, in tegenstelling tot axiale kogellagers bovendien een radiale belasting opnemen (fig. 62a-b). Deze mag echter nooit groter zijn dan 55% van de gelijktijdig optredende axiale belasting. Wordt een tontaatslager behalve axiaal gelijktijdig radiaal belast, dan kan de equivalente axiale belasting worden berekend met de formule:

$$F = F_a + 1,2 F_r$$

Zie ook hoofdcatalogus SKF



Figuur 62a



Figuur 62b

Veranderlijke belastingen

Voor alle wentellagers geldt, dat, wanneer ingewikkelde belastingsvariaties optreden en de constructeur met soortgelijke gevallen geen praktische ervaring heeft, de lagerberekening beter kan worden overgelaten aan de lagerfabrikant.

Dynamisch draaggetal en levensduur

Onder de levensduur van een lager verstaat men het aantal omwentelingen (of het aantal uren bij een gegeven constant toerental) dat het kan maken, voordat vermoeiingsverschijnselen bij loopringen of wentellichamen beginnen op te treden. *Materiaalvermoeidheid is de enige oorzaak van lagerbeschadiging, die niet kan worden vermeden.*

In de SKF. hoofdcatalogus is voor alle lagernummers het dynamisch draaggetal C in $[N]$ opgenomen.

Het dynamisch draaggetal is die constante belasting (equivalente belasting) waarbij het lager een berekende levensduur bereikt van één miljoen omwentelingen. Door 90% van de wentellagers wordt deze levensduur in de praktijk of ver overschreden.

Verband tussen lagerbelasting en levensduur

Tussen het dynamisch draaggetal, de lagerbelasting en de levensduur van een lager bestaat het volgende verband:

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p \text{ of } \frac{C}{F} = L^{1/p}$$

In deze levensduurformule is:

p de exponent voor de levensduurformule
 L de levensduur in miljoenen omwentelingen
 C het dynamisch draaggetal van het lager $[N]$
 F de equivalente lagerbelasting in $[N]$
 $\frac{C}{F}$ de levensduurfactor

p is voor:

Kogellagers:

$$3 \Rightarrow L = \left(\frac{C}{F}\right)^3$$

Rollagers:

$$\frac{10}{3} \Rightarrow L = \left(\frac{C}{F}\right)^{10/3}$$

De levensduurfactor is in de [tabellen 5](#) en [6](#) aangegeven voor verschillende toerentallen en levensduren in bedrijfsuren.

Voor toerentallen die niet in deze tabellen voorkomen kan de levensduurfactor in de regel met voldoende nauwkeurigheid worden geschat.

Tussen de levensduur in miljoenen omwentelingen en de levensduur in bedrijfsuren bestaat bij constant toerental vanzelfsprekend het volgende verband:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{1 \cdot 10^6}$$

Hierin is:

L de levensduur in miljoenen omwentelingen

L_h de levensduur in bedrijfsuren.

n het constante toerental per minuut.

Voor de bij verschillende gevallen vereiste levensduur van wentellagers zie [tabel 4](#).

Tabel 4

soort machine	levensduur in bedrijfsuren L_h
Machines voor kortstondig of intermitterend gebruik, indien bedrijfsstoringen van minder belang zijn: handwerktuigen, hefwerktuigen voor werkplaatsen; met de hand gedreven machines in het algemeen; landbouwmachines; montage-kranen; huishoudelijke toestellen	4000–8000
Machines voor intermitterend gebruik, waarbij bedrijfsstoringen moeten worden vermeden: elektromotoren voor landbouwmachines en huishoudelijke verwarmings- en koelinstallaties; transportinrichtingen voor fabricage aan de lopende band; lieren; liften; kranen voor stukgoederen; zelden werkende gereedschapswerktuigen	8000–12000
Machines voor 8-urig gebruik, die niet altijd ten volle worden belast: tandwielkasten voor algemene doeleinden stationaire elektromotoren	12000–20000 16000–24000
Machines voor 8-urig gebruik, die ten volle worden belast: gereedschapswerktuigen; houtbewerkingsmachines; machines voor productiebedrijven; kranen voor massagoederen; ventilatoren	20000–30000
Machines voor continu gebruik, 24 uur per dag: separatoren; compressoren; pompen; mijnliften; elektrische machines	50000–60000
Schepen stuwdruklagers; tunnelaslagers; stationaire elektrische machines	60000–100000
Machines voor 24-urig gebruik met grote betrouwbaarheid: cellulose- en papiermachines; krachtinstallaties; mijnpompen; machines voor waterwerken	> 100000

Tabel 5
Levensduurfactor $\frac{C}{F}$ voor kogellagers

levens- duur in uren L_h	toerental per minuut													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100														
500				1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67
1000			1,15	1,34	1,56	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
1250		1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1600		1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
2000	1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
2500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
3200	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
4000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
5000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
6300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
8000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
10000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
12500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
16000	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
20000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
25000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
32000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
40000	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
50000	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
63000	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
80000	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
100000	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
200000	4,93	5,75	6,70	7,81	9,11	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

levens- duur in uren L_h	toerental per minuut													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
500	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6
10000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2
12500	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9
16000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7
20000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7
25000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8
32000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1
40000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1	
50000	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1		
63000	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1			
80000	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1				
100000	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1					
200000	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1								

Tabel 6
Levensduurfactor $\frac{C}{F}$ voor rollagers

levens- duur in uren L_h	toerental per minuut													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100									1,05	1,13	1,21	1,30	1,39	1,49
500				1,05	1,21	1,39	1,49	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42
1000			1,13	1,30	1,49	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
1250		1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
1600		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
2000	1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
2500	1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
3200	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20
4000	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50
5000	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82
6300	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17
8000	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54
10000	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94
12500	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
16000	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
20000	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
25000	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
32000	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
40000	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
50000	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
63000	2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
80000	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
100000	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
200000	4,20	4,82	5,54	6,36	7,30	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6

levens- duur in uren L_h	toerental per minuut													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
500	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
1000	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
1250	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
1600	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
2000	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
2500	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
3200	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
4000	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
5000	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
6300	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
8000	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6
10000	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6
12500	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7
16000	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9
20000	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2
25000	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6
32000	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	
40000	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6		
50000	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6			
63000	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6				
80000	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6					
100000	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6						
200000	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6									

Toelaatbare toerentallen

Wil men wentellagers gebruiken voor hogere toerentallen dan die welke voorkomen in de SKF.lagertabellen, dan verdient het aanbeveling hierover de fabrikant te raadplegen. Meestal moeten in zulke gevallen speciale maatregelen worden getroffen (b.v. speciale kooien, e.d.).

Invloed van de temperatuur op het draagvermogen

Door een te hoge bedrijfstemperatuur kan de hardheid van het lagermateriaal blijvend afnemen en wordt het draagvermogen van een lager kleiner. De vermindering van het draagvermogen bij verschillende temperaturen is bij benadering af te lezen in onderstaande tabel 7.

Tabel 7

lagertemperatuur in °C	150°	200°	250°	300°
vermindering draagvermogen in %	0%	10%	25%	40%

Statisch draaggetal

Voor de bepaling van het draagvermogen van een lager dat niet of slechts zo nu en dan roteert, is niet de materiaalvermoeiing beslissend, maar de optredende blijvende vervorming van de contactvlakken van loopbanen en wentellichamen.

Deze bij stilstaand lager optredende blijvende vormverandering mag nl. niet zo groot worden dat de voor rotatie vereiste loopeigenschappen erdoor worden beïnvloed.

Bij de in de SKF-lagertabellen aangegeven waarden van het statisch draaggetal, is de optredende als toelaatbaar te beschouwen blijvende vervorming, van loopbanen en wentellichamen gezamenlijk, ca. 0,0001 maal de diameter van het wentellichaam.

Bij weinig roterende lagers of zeer lage toerentallen is het statisch draaggetal de grenswaarde voor de equivalente lagerbelasting.

Voor verdere gegevens voor lagerberekening zie de SKF-lagercatalogus.

Voorbeeld 1

Geg. Een groefkogellager 6308 ($d = 40\text{mm}$) is belast met een constante radiale kracht van $F = 2,8\text{kN}$ bij $n = 800/\text{min}$.

Gevr. Bereken de levensduur van dit lager.

Opl. Omdat er geen axiale krachten op te lager werken is de equivalente belasting:

$$F = F_r = 2,8\text{kN} = 2,8 \cdot 10^3\text{N}$$

Volgens de SKF-lagercatalogus is het dynamisch draaggetal van dit lager:

$$C = 42,3\text{kN} = 42,3 \cdot 10^3\text{N}$$

De levensduurfactor is:

$$\frac{C}{F} = \frac{42,2 \cdot 10^3\text{N}}{2,8 \cdot 10^3\text{N}} = \underline{15,11}$$

In tabel 5 vinden we hierbij een levensduur van bijna 80000 bedrijfsuren.

Voorbeeld 2

Geg. Op het lager in voorbeeld 1 werkt behalve een radiale kracht ook nog een axiale kracht van $1,7\text{kN}$.

Gevr. Bereken nu de levensduur van het lager.

Opl. Volgens de SKF-lagercatalogus is het statisch draaggetal van dit lager:

$$C_o = 24\text{kN} = 24 \cdot 10^3\text{N}$$

Aan de hand van tabel 2 vinden we voor:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1,7 \cdot 10^3\text{N}}{24 \cdot 10^3\text{N}} \approx \underline{0,07}$$

Verder volgt dat:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1,7 \cdot 10^3\text{N}}{2,8 \cdot 10^3\text{N}} \approx \underline{0,6} > e = 0,27$$

Tabel 2

kogellagers					
lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
groef- kogellagers serie EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_o} = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$				1,8	0,24
$= 0,07$	1	0	0,56	1,6	0,27
$= 0,13$				1,4	0,31
$= 0,25$				1,2	0,37
$= 0,5$				1	0,44

Uitsnede van tabel 2

In tabel 2 vinden we dan voor:

$$X = 0,56 \text{ en } Y = 1,6$$

De equivalente lagerbelasting is gelijk aan:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \Rightarrow$$

$$F = 0,56 \cdot 2,8 \cdot 10^3 N + 1,6 \cdot 1,7 \cdot 10^3 N \Rightarrow$$

$$F = \underline{4288 N} = \underline{4,29 kN}$$

De levensduurfactor is:

$$\frac{C}{F} = \frac{42,2 \cdot 10^3 N}{4,29 \cdot 10^3 N} = \underline{9,84}$$

In tabel 5 vinden we hierbij een levensduur van bijna 20000 bedrijfsuren.

Voorbeeld 3

Geg. Men wil een éénrijig groefkogellager toepassen voor het opnemen van een radiale belasting van $F = 5,25 kN$ bij $n = 1000/min$
De levensduur moet ongeveer gelijk zijn aan 20000 bedrijfsuren.

Gevr. Gevraagd wordt het geschikte lagernummer te bepalen.

Opl. Omdat er geen axiale krachten op het lager werken is de equivalente lagerbelasting:

$$F = F_r = 5,25 kN = 5,25 \cdot 10^3 N$$

In tabel 5 op vinden we een levensduurfactor van:

$$\frac{C}{F} = 10,6 \Rightarrow C = 5,25 \cdot 10^3 N \cdot 10,6 = \underline{55,65 \cdot 10^3 N} = \underline{55,65 kN}$$

Afhankelijk van de vereiste asdiameter kan men in de SKF-catalogus hierbij een lager zoeken.

Een geschikt lager zou zijn b.v:

Lager 6408 ($d = 40 mm$) $C = 63,7 kN$

Lager 6408 ($d = 50 mm$) $C = 65 kN$

Lager 6408 ($d = 70 mm$) $C = 63,7 kN$

Tabel 2

kogellagers					
lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
groefkogellagers serie EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_o} = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$				1,8	0,24
$= 0,07$	1	0	0,56	1,6	0,27
$= 0,13$				1,4	0,31
$= 0,25$				1,2	0,37
$= 0,5$				1	0,44

Uitsnede van tabel 2

Voorbeeld 4

Geg. Men wil een éénrijig groefkogellager toepassen voor het opnemen van een radiale belasting $F_r = 2,2 \text{ kN}$ en een axiale belasting $F_a = 0,45 \text{ kN}$ bij een toerental van $n = 1600/\text{min}$.
De levensduur moet ongeveer gelijk zijn aan 10000 bedrijfsuren.

Tabel 2

Gevr. Bepaal een geschikt lagernummer.

Opl. Voor het quotient in tabel 2 vinden we:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{450 \text{ N}}{2200 \text{ N}} \approx 0,204$$

Daar deze waarde kleiner is dan enige waarde van e in tabel 2 is:

$$F = F_r = 2,2 \text{ kN} = 2,2 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Volgens tabel 5 is de levensduur factor:

$$\frac{C}{F} = 9,83$$

Hieruit volgt dat het dynamisch draaggetal tenminste gelijk moet zijn aan:

$$C = F \cdot 9,83 = 2,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 9,83 = 21,6 \cdot 10^3 \text{ N} = 21,6 \text{ kN}$$

Een geschikt lager zou zijn b.v.:

Lager 6207 ($d = 35 \text{ mm}$) $C = 27 \text{ kN}$

Lager 6010 ($d = 50 \text{ mm}$) $C = 22,9 \text{ kN}$

kogellagers					
lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
groef- kogellagers serie EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
				2	0,22
				1,8	0,24
	1	0	0,56	1,6	0,27
				1,4	0,31
				1,2	0,37
				1	0,44

Uitsnede van tabel 2

Voorbeeld 5

Geg. Voor het gelijktijdig opnemen van een radiale belasting $F_r = 4kN$ en een axiale belasting $F_a = 2,2kN$ bij $n = 1000.min$ wil men een éénrijig groefkogellager toepassen ($d = 55mm$).
De levensduur moet tenminste 10000 bedrijfsuren bedragen.

Gevr. Bepaal een geschikt lagernummer.

Opl. *Voor het quotient vinden we:*

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2200N}{4000N} = 0,55$$

Daar deze waarde vrij groot is moet de axiale belasting in rekening worden gebracht.

Omdat de e waarde niet kan worden bepaald, wordt er voorlopig gekozen voor:

$$\left(\frac{F_a}{C_o}\right) X = 0,56 \text{ en } Y = 1,8$$

We vinden dan een equivalente lagerbelasting van:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \Rightarrow$$

$$F = 0,56 \cdot 4 \cdot 10^3 N + 1,8 \cdot 2,2 \cdot 10^3 N = \underline{6,2 \cdot 10^3 N} = \underline{6,2kN}$$

Volgens tabel 5 is de levensduur factor:

$$\frac{C}{F} = 8,43$$

Het vereiste dynamische draaggetal is:

$$C = F \cdot 8,43 = 6,2 \cdot 10^3 N \cdot 8,43 = 52,27 \cdot 10^3 N = 52,3kN$$

Volgens het SKF-catalogus komt hiervoor in aanmerking:

$$\text{Lager 6311-2z (} d = 55mm \text{) } C = 74,1kN$$

Vervolgens gaan we na of de keuze van de factoren X en Y juist is geweest.

Het statisch draaggetal van lager 6311 is:

$$C_o = 45kN$$

Voor de waarde in tabel 2 vinden we:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{2,2 \cdot 10^3 N}{45 \cdot 10^3 N} \approx 0,049$$

Door interpoleren vinden we voor $X = 0,56$ en voor $Y = 1,7$

Met deze waarden vinden we voor de equivalente lagerbelasting:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \Rightarrow$$

$$F = 0,56 \cdot 4 \cdot 10^3 N + 1,7 \cdot 2,2 \cdot 10^3 N \Rightarrow$$

$$F = 5980 N = 5,98 kN$$

Tabel 2

kogellagers					
lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
groef- kogellagers serie EL, R, 160, 60, 62, 63, 64 $\frac{F_a}{C_o} = 0,025$ = 0,04 = 0,07 = 0,13 = 0,25 = 0,5					
				2	0,22
				1,8	0,24
	1	0	0,56	1,6	0,27
				1,4	0,31
				1,2	0,37
				1	0,44

Uitsnede van tabel 2

Voor de werkelijke levensduurfactor van het lager vinden we dus:

$$\frac{C}{F} = \frac{74,1 \cdot 10^3 N}{5,98 \cdot 10^3 N} \approx 12,4$$

Volgens tabel 5 is de levensduur hoger dan 10000 (32000) vereiste bedrijfsuren.

Als de lager boring, $d = 55mm$ geen moeilijkheden oplevert is lager 6311 geschikt.

Interpoleren van $y = 1,7$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2200 N}{4000 N} = 0,55 > e$$

De waarde 0,049 ligt tussen 0,04 en 0,07 in, zie tabel 2

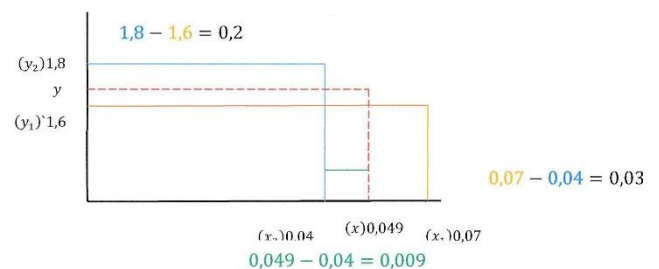
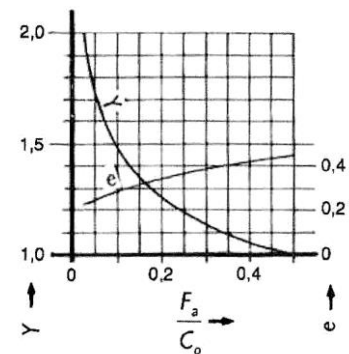
De waarde 0,049 moet dan ook geïnterpoleerd worden.

$$y = y_2 - \frac{x - x_2}{x_1 - x_2} \cdot y_2 - y_1 \Rightarrow \text{ing. P. Faas/A. Fokker bc}$$

$$y = 1,8 - \frac{0,049 - 0,04}{0,07 - 0,04} \cdot 1,8 - 1,6 = 1,74$$

$$y = y_1 + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \cdot y_2 - y_1 \Rightarrow$$

$$y = 1,6 + \frac{0,049 - 0,07}{0,04 - 0,07} \cdot 1,8 - 1,6 = 1,74$$



Voorbeeld 6

Geg. Voor het gelijktijdig opnemen van een radiale kracht van $F_r = 5kN$ en een axiale kracht van $F_a = 1$ wil men een dubbelrijig tonlager van serie 222C gebruiken. Het toerental $n = 400/min$. De levensduur moet ten minste 40000 bedrijfsuren bedragen.

Gevr. Bepaal het geschikte lagernummer.

Opl. *Voor het quotient vinden we:*

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1 \cdot 10^3 N}{5 \cdot 10^3 N} = 0,2$$

Deze waarde is kleiner dan iedere e -waarde van serie 222C

Als gemiddelde waarde vinden we voor lagerserie 222C

$$\left(\frac{F_a}{C_o}\right) X = 1 \text{ en } Y = 2,5$$

We vinden dan een equivalente lagerbelasting van:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \Rightarrow$$

$$F = 1 \cdot 5 \cdot 10^3 N + 2,5 \cdot 1 \cdot 10^3 N = \underline{7,5 \cdot 10^3 N} \\ = \underline{7,5kN}$$

Volgens tabel 5 is de levensduur factor:

$$\frac{C}{F} = 7,82$$

Tabel 3

rollagers					
lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
tweerijige tonlagers					
23944–239/670	1	3,7	0,67	5,5	0,18
239/710–239/950		4	0,67	6	0,17
23024 C–23068 CA	1	2,9	0,67	4,4	0,23
23072 CA–230/500 CA		3,3	0,67	4,9	0,21
24024 C–24080 CA	1	2,3	0,67	3,5	0,29
24084 CA–240/500 CA		2,4	0,67	3,6	0,28
23120 C–23128 C	1	2,4	0,67	3,6	0,28
23130 C–231/500 CA		2,3	0,67	3,5	0,29
24122 C–24128 C		1,9		2,9	0,35
24130 C–24172 CA	1	1,8	0,67	2,7	0,37
24176 CA–241/500 CA		1,9		2,9	0,35
22205 C–22207 C		2,1		3,1	0,32
08 C– 09 C		2,5		3,7	0,27
10 C– 20 C	1	2,9	0,67	4,4	0,23
22 C– 44 C		2,6		3,9	0,26
48 – 64		2,4		3,6	0,28
23218 C–23220 C	1	2,2	0,67	3,3	0,31
22 C– 64 CA		2	0,67	3	0,34
21304–21305		2,8		4,2	0,24
06– 10	1	3,2	0,67	4,8	0,21
11– 19		3,4		5	0,2
20– 22		3,7		5,5	0,18
22308 C–22310 C		1,8		2,7	0,37
11 C– 15 C	1	1,9	0,67	2,9	0,35
16 C– 40 C		2		3	0,34
44 – 56		1,9		2,9	0,35

Uitsnede van tabel 3

Het dynamische draaggetal moet tenminste gelijk zijn aan:

$$C = F \cdot 7,82 = 7,5 \cdot 10^3 N \cdot 7,82 = \underline{58,65 \cdot 10^3 N} = \underline{58,65 kN}$$

Volgens het SKF-catalogus komt hiervoor in aanmerking:

Lager 22206E ($d = 30mm$) $C = 64kN$

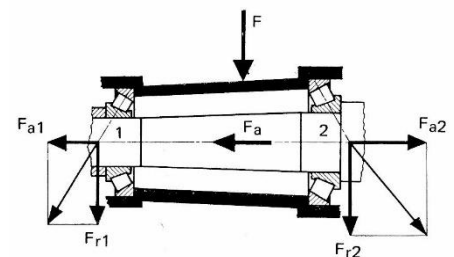
Lagers uit de 222C serie zijn niet meer verkrijgbaar

Voorbeeld 7

Geg. Op een volgens fig. 61 gelagerde as werken de volgende krachten.
 $F_{r1} = 5,2kN$, $F_{r2} = 6,8kN$ en $F_a = 1,6kN$. Het toerental $n = 500/min$.
 Lager 1 is kegellager 30207 J2/Q, dynamisch draaggetal $C_1 = 51200N$.
 Lager 2 is kegellager 30210 J2/Q, dynamisch draaggetal $C_2 = 76500N$ ($d = 50mm$).

Gevr. De levensduur van beide lagers te bepalen in bedrijfsuren.

Opl. Neem voor kegellager 30207 J2/Q $Y_1 = 1,6$.
 Neem voor kegellager 30210 J2/Q $Y_2 = 1,45$.



Figuur 61

lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
kegellagers					
30203–30204					
05– 08	1	0	0,4	1,75	0,34
09– 22				1,6	0,37
24– 30				1,45	0,41
				1,35	0,44
32206–32208					
09– 22	1	0	0,4	1,6	0,37
24– 30				1,45	0,41
				1,35	0,44
30302–30303					
04– 07	1	0	0,4	2,1	0,28
08– 24				1,95	0,31
				1,75	0,34
31305–31318					
32303	1	0	0,4	0,73	0,82
32304–32307					
08– 24	1	0	0,4	2,1	0,28
				1,95	0,31
				1,75	0,34

Tabel 3

Uitsnede van tabel 3

omdat:

$$\frac{F_{r1}}{y_1} = \frac{5,2 \cdot 10^3 N}{1,6} = 3,25 \cdot 10^3 N < \frac{F_{r2}}{y_2} = \frac{6,8 \cdot 10^3 N}{1,45} = 4,7 \cdot 10^3 N$$

geldt volgens het voorgaande dat:

$$F_{a1} = \frac{0,5 F_{r1}}{y_1} = \frac{0,5 \cdot 5,2 \cdot 10^3 N}{1,6} = \underline{1625 N}$$

en dat:

$$F_{a2} = F_{a1} + F_a = 1625N + 1600N = \underline{3225N}$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1625N}{5200N} = 0,31, \text{ dit is kleiner dan de } e - \text{ waarde voor dit lager in tabel 3.}$$

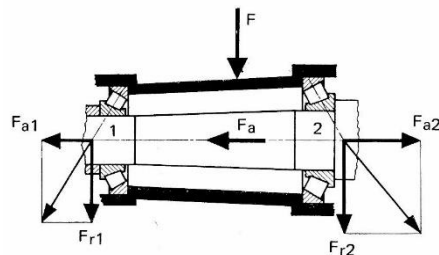
Uit tabel 3 volgt dan dat:

$$X_1 = 1 \text{ en } Y_1 = 0$$

De equivalente belasting voor lager 1 is:

$$F_1 = X_1 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1} \Rightarrow$$

$$F_1 = 1 \cdot 5200N + 0 \cdot 1625N = \underline{5,2 \cdot 10^3 N}$$



Figuur 61

lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
kegellagers					
30203-30204	1	0	0,4	1,75	0,34
05- 08				1,6	0,37
09- 22				1,45	0,41
24- 30				1,35	0,44
32206-32208	1	0	0,4	1,6	0,37
09- 22				1,45	0,41
24- 30				1,35	0,44
30302-30303	1	0	0,4	2,1	0,28
04- 07				1,95	0,31
08- 24				1,75	0,34
31305-31318	1	0	0,4	0,73	0,82
32303				2,1	0,28
32304-32307				1,95	0,31
08- 24				1,75	0,34

Uitsnede van tabel 3

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{3225N}{6800N} = 0,474, \text{ dit is groter dan de } e - \text{ waarde voor dit lager in tabel 3.}$$

Uit tabel 3 volgt dan dat:

$$X_2 = 0,4 \text{ en } Y_2 = 1,45$$

De equivalente belasting voor lager 2 is:

$$F_2 = X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2} \Rightarrow$$

$$F_2 = 0,4 \cdot 6800N + 1,45 \cdot 3225N = \underline{7,4 \cdot 10^3 N}$$

Levensduurfactor lager 1:

$$\frac{C_1}{F_1} = \frac{51,2 \cdot 10^3 N}{5,2 \cdot 10^3 N} = \underline{9,85}$$

Levensduurfactor lager 2

$$\frac{C_2}{F_2} = \frac{76,5 \cdot 10^3 N}{7,4 \cdot 10^3 N} = \underline{10,34}$$

Voor kegelager 30207 J2/Q bedraagt de levensduur volgens tabel 6, 63000 bedrijfuren.
Voor kegelager 30210 J2/Q bedraagt de levensduur volgens tabel 6, 80000 bedrijfuren.

Voorbeeld 8

Geg. Op de kegelagers in **fig. 60** werken slechts de radiale krachten $F_{r1} = 1,5kN$ en $F_{r2} = 6,8kN$. Het toerental $n = 500/min$.
Lager 1 is kegelager 30207 J2/Q, dynamisch draaggetal $C_1 = 51200N$.
Lager 2 is kegelager 30210 J2/Q, dynamisch draaggetal $C_2 = 76500N$.

Gevr. de levensduur van beide lagers in bedrijfsuren.

Opl. $Y_1 = 1,6$ en $Y_2 = 1,45$, zie tabel 3.

Daar:

$$\frac{F_{r1}}{Y_1} = \frac{1500N}{1,6} = 937,5N < \frac{F_{r2}}{Y_2} = \frac{6800N}{1,45} = 4690N$$

Geldt uit het voorgaande dat:

$$F_{a2} \frac{0,5 \cdot F_{r2}}{y_2} = \frac{0,5 \cdot 6800N}{1,45} = 2344,8N$$

$$F_{a1} = F_{a2} = 2344,8N$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2344,8N}{1500N} = 1,56$$

Deze waarde is groter dan de e-waarde voor dit lager volgens tabel 3.

Uit tabel 3 volgt dan dat:

$X_1 = 0,4$ en $Y_1 = 1,6$, zie tabel 3.

De equivalente belasting voor lager 1 is:

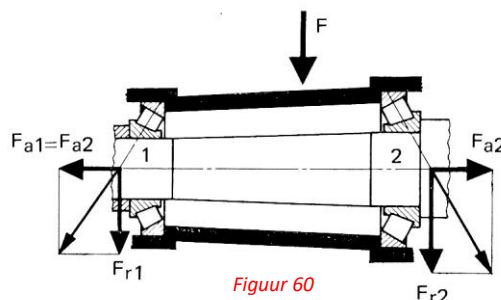
$$F_1 = X_1 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1} \Rightarrow$$

$$F_1 = 0,4 \cdot 1500N + 1,6 \cdot 2344,8N = 4351,7N = 4,4kN$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{2344,8N}{6800N} = 0,349$$

Deze waarde is kleiner dan de e-waarde voor dit lager volgens tabel 3.

Uit tabel 3 volgt dan dat: $X_2 = 1$ en $Y_2 = 0$, zie tabel 3.



Figuur 60

lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
kegelagers					
30203-30204					
05- 08	1	0	0,4	1,75	0,34
09- 22				1,6	0,37
24- 30				1,45	0,41
				1,35	0,44
32206-32208				1,6	0,37
09- 22	1	0	0,4	1,45	0,41
24- 30				1,35	0,44
30302-30303				2,1	0,28
04- 07	1	0	0,4	1,95	0,31
08- 24				1,75	0,34
31305-31318				0,73	0,82
32303				2,1	0,28
32304-32307	1	0	0,4	1,95	0,31
08- 24				1,75	0,34

Uitsnede van tabel 3

De equivalente belasting voor lager 2 is:

$$F_2 = X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2} \Rightarrow$$

$$F_2 = 1 \cdot 6800N + 0 \cdot 2344,8N = \underline{6800N} = \underline{6,8 \cdot 10^3 N}$$

Levensduurfactor lager 1:

$$\frac{C_1}{F_1} = \frac{51200N}{4351,7N} = \underline{11,77}$$

Voor kegelager 30207 J2/Q bedraagt de levensduur volgens tabel 6, ruim 100000 bedrijfsuren.

Levensduurfactor lager 2:

$$\frac{C_2}{F_2} = \frac{76500N}{6800N} = \underline{11,25}$$

Voor kegelager 30210 J2/Q bedraagt de levensduur volgens tabel 6, ruim 100000 bedrijfsuren.

Voorbeeld 9

Geg. Twee eenrijige hoekcontactkogellagers van serie 72B moeten volgens O-opstelling worden ingebouwd. Zie fig. 62
De radiale belasting $F_r = 2kN$ en de axiale belasting $F_a = 10kN$.

Gevr. Bepaal de lagergrootte welke vereist is als de levensduur bij $n = 1500/min$ tenminste 20000 uur moet bedragen.

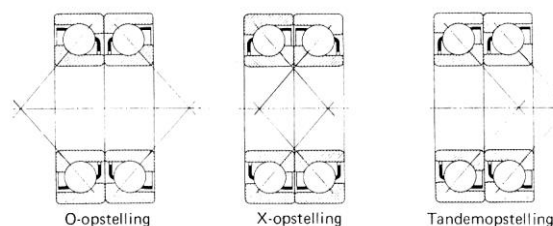
Opl.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{10 \cdot 10^3 N}{2 \cdot 10^3 N} = \underline{5}$$

Dit is groter dan de e-waarde voor dit lager in tabel 2 $\Rightarrow$ dat:

$X = 0,57$ en $Y = 0,93$, zie tabel 2.

Figuur 62



Lager opstellingen

tabel 2

Uitsnede van tabel 2

hoekcontact-kogellagers					
serie 72B, 73B	1	0	0,35	0,57	1,14
serie 72BG 73BG	1	0	0,35	0,57	1,14
tandem-opstelling					
O- of X- opst.	1	0,55	0,57	0,93	1,14
serie 32, 33	1	0,73	0,62	1,17	0,86

De equivalente belasting is:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \Rightarrow$$

$$F = 0,57 \cdot 2 \cdot 10^3 N + 0,93 \cdot 10 \cdot 10^3 N = \underline{10440 N} = \underline{10,44 \cdot 10^3 N}$$

In tabel 5 vinden voor dit geval een levensduurfactor van:

$$\frac{C}{F} = \underline{12,4}$$

Het dynamisch draaggetal moet dan een C waarde hebben van:

$$C = 12,4 \cdot F = 12,4 \cdot 10440 N = \underline{\underline{129,45 \cdot 10^3 N}}$$

In de hoofdcatalogus van SKF vinden we hiervoor twee hoekcontactlagers in O-opstelling

7315BECBY

$C = 133 kN$

$d = 75 mm$

Opgaven

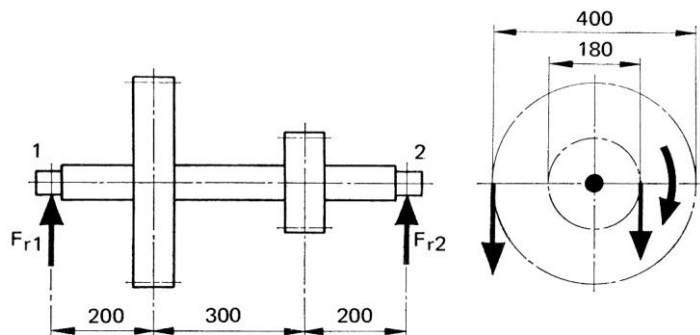
1. Geg. Een groefkogellager 6218 wordt radiaal belast met $7,5 kN$ bij $n = 630/min$.
Gevr. Bereken de levensduur van dit lager.
2. Geg. Het lager in opgave 1 wordt ook nog belast met een axiale kracht van $3 kN$.
Gevr. Bereken nu ook de levensduur.
3. Geg. Men wil een zelf instellend dubbelrijig kogellager van serie 22 gebruiken voor het opnemen van een gelijktijdig optredende radiale en axiale belasting van respectievelijk $4,5 kN$ en $0,4 kN$.
Het toerental is $400/min$.
De levensduur moet tenminste 10.000 bedrijfsuren bedragen.
Gevr. Bepaal het meest geschikte lagernummer.
4. Geg. Een kogeltaatslager van lagerserie 512 moet bij $n = 1000/min$ een axiale Belasting opnemen van $9 kN$.
De levensduur moet tenminste 16.000 bedrijfsuren bedragen.
Gevr. Bepaal het geschikte lagernummer.

5. Geg. Een tontaatslager van lagerserie 294 wordt bij $n = 1000/min$ belast door Gelijktijdig optredende axiale en radiale belastingen van respectievelijk 30 en $10kN$.
De vereiste levensduur is 20.000 bedrijfsuren.

Gevr. Welk lagernummer is geschikt ([werken met tabel 6](#)).
6. Gevr. Een cilinderlager NU 2309 ECP wordt radiaal belast met $10kN$.
Het toerental is $1000/min$.

Gevr. Bereken de levensduur van dit lager ([werken met tabel 6](#)).
7. Geg. Een dubbelrijig hoekcontactlager 3212A wordt bij $n = 1250/min$ gelijktijdig Axiaal en radiaal belast met krachten van respectievelijk $12kN$ en $6kN$.

Gevr. Bereken de levensduur van dit lager.
8. Geg. De as van onderstaand [fig.63](#) moet bij $n = 200/min$ een vermogen overbrengen van $15kW$.
Voor de tandwielen geldt $f_k = 1,2$ en $f_d = 1,1$.
Als lagers zijn gekozen:
Lager 1: ·dubbelrijig zelfinstellend lager 1216
Lager 2: ·dubbelrijig zelfinstellend lager 1219



Figuur 63

- Gevr. a. F_{r1} en F_{r2} .
- b. De levensduur van de lagers.
- c. De grootste buigspanning in de as ter plaatse van lagers 1