

BB431839

TECHNISCHE HOGESCHOOL EINDHOVEN,
VAKGROEP WPB,
Werkeenheid bedrijfsmechanisatie.

TRANSLERENDE ROBOTARM.

F. J. Baas.

maart 1983.

WPB 0009

Verslag van I-1 opdracht uitgevoerd
van november 1982 tot maart 1983,
onder begeleiding van P. J. J. Renders.
Opdrachtgever: Prof. ir. H. P. Stal.

INHOUDSOPGAVE.

INHOUDSOPGAVE	blz.	1
1 INLEIDING		2
2 EISENPAKKET		2
3 DE ARM		5
4 DE GELEIDING		17
5 DE AANDRIJVING		23
6 OVERBRENGING		24
7 DE ELEKTROMOTOR		31
8 BEVESTIGING VAN DE ARM		33
Bijlage 1		35
" 2		36
" 3		48
" 4		49
" 5		55
" 6		60
" 7		62
" 8		71
" 9		77
" 10		78
" 11		80
" 12		82
LITERATUUR		85

1 INLEIDING.

Voor mijn I-1 opdracht heb ik gewerkt aan een Robot-module. De opdracht luidde:

Ontwerp een modulaire eenheid voor toepassing in een industriële robot, bestemd voor het uitvoeren van een horizontale translaterende beweging, met een zo breed mogelijk toepassingsgebied.

Na een oriëntatiefase en met name aan de hand van Raab [1] en Volmer [2], ben ik tot het volgende eisenpakket gekomen:

2 EISENPAKKET.

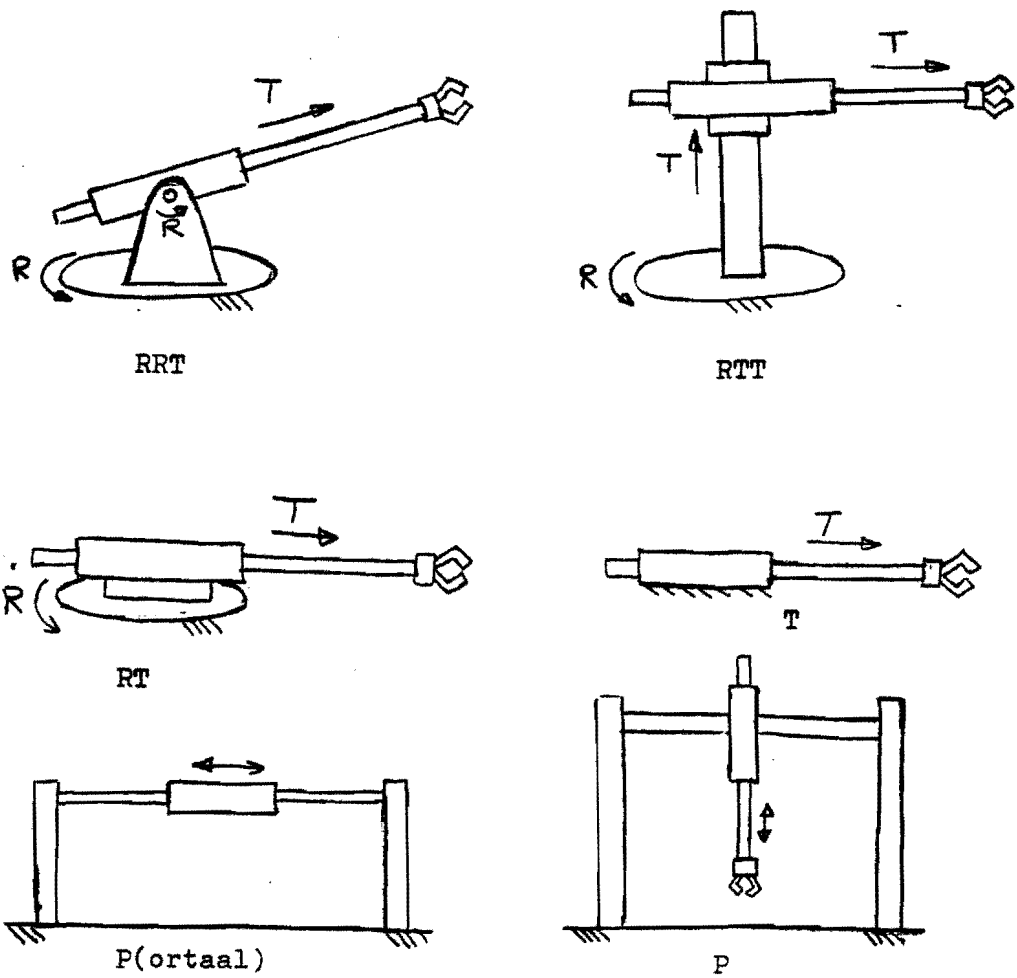
In Raab [1] staan een aantal interessante tabellen en grafieken van de toepassingsmogelijkheden en het gebied van industriële robots. Ik heb mijn eisenpakket afgestemd op de grootste groep in omloop zijnde robots. Hopelijk voldoet deze groep aan de gestelde eisen vanuit de industrie.

Ik ben tot de volgende richtlijnen gekomen:

slaglengte x	$x = 1 \text{ m.}$
positioneringsfout f	$f = 0,1 \text{ mm.}$
belastbaarheid F	$F = 15 \text{ kg.}$
maximum snelheid v_{max}	$v_{\text{max}} = 1 \text{ ms}^{-1}.$
maximum versnelling a_{max}	$a_{\text{max}} = 4 \text{ ms}^{-2}.$

Met name met betrekking tot de maximum snelheid en versnelling heb ik later concessies moeten doen.

Aangezien deze arm een onderdeel is van een modu-
lair systeem moet hij in verschillende configuraties
toegepast kunnen worden. De twee belangrijkste zijn de
RTT en de RRT configuratie. Eventueel nog toepasbaar
als RT, T of als onderdeel van een portaalrobot.
Zie figuur 1.



Figuur 1. Verschillende configuraties voor
toepassing van de robotarm.

Bij de aanpak van het probleem heb ik een aantal deelgebieden onderscheiden, namelijk:

- i de arm,
- ii de geleiding,
- iii de aandrijving,
- iv de overbrenging,
- v de energiebron.

Ofschoon de vijf onderdelen sterk in elkaar grijpen zal ik in het nu volgende deel van het verslag trachten ze zoveel mogelijk afzonderlijk te behandelen.

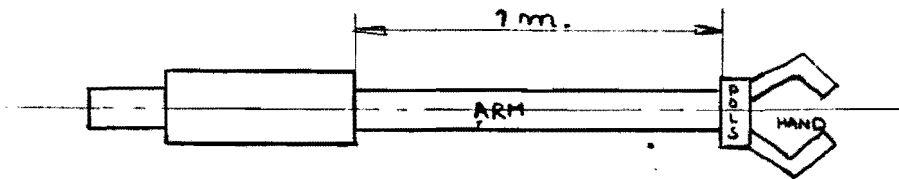
3 DE ARM.

3.1 Doorzakking van de arm.

Om de totale positiefout van het hele robotsysteem beperkt te houden (zeg $f_{\text{tot}}=0,5 \text{ mm.}$) moet iedere component afzonderlijk een stuk nauwkeuriger zijn. Op grond hiervan heb ik gekozen voor een statische doorzakking van de robotarm van $f=0,1 \text{ mm.}$ Gegeven de belasting volgt hieruit een eis voor het oppervlakte traagheidsmoment van de arm.

De doorzakking van 0,1 mm. treedt op bij het verschil tussen minimum en maximum belasting.

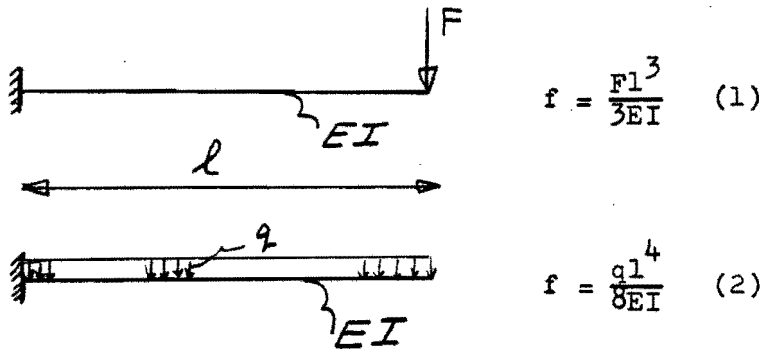
Ik ben uitgegaan van de volgende aannamen (zie ook figuur 2):



Figuur 2. Schematische voorstelling van de robotarm.

massa arm	15 kgm ⁻¹	150 N m ⁻¹
" pols	3 kg =	30 N
" hand	2 kg =	20 N
" werkstuk max.	15 kg =	150 N
" " min.	2 kg =	20 N
bewerkingskracht max.		30 N
" min.		0 N

De doorzakking is te bepalen met de volgende formules:



NB. Formeel zal de arm in het uiteinde niet alleen met een dwarskracht maar ook met een moment belast worden. Dit is afhankelijk van de ligging van het zwaartepunt. De gecombineerde belasting is te benaderen door in formule 1 voor l een grotere waarde in te vullen, stel $l' = 1200 \text{ mm}$.

De verdeelde belasting is altijd aanwezig. Voor de kracht F geldt:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{maximaal}} &: 30+20+150+30 & = 230 \text{ N.} \\
 F_{\text{minimaal}} &: 30+20+20 & = 70 \text{ N.} \\
 F & & = 160 \text{ N.}
 \end{aligned}$$

Met behulp van (1) geldt:

$$0,1 = \frac{160 \cdot 1200^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot I} \quad I = 4,38 \cdot 10^6 \text{ mm}^4.$$

De doorzakking die altijd minimaal aanwezig is, bedraagt

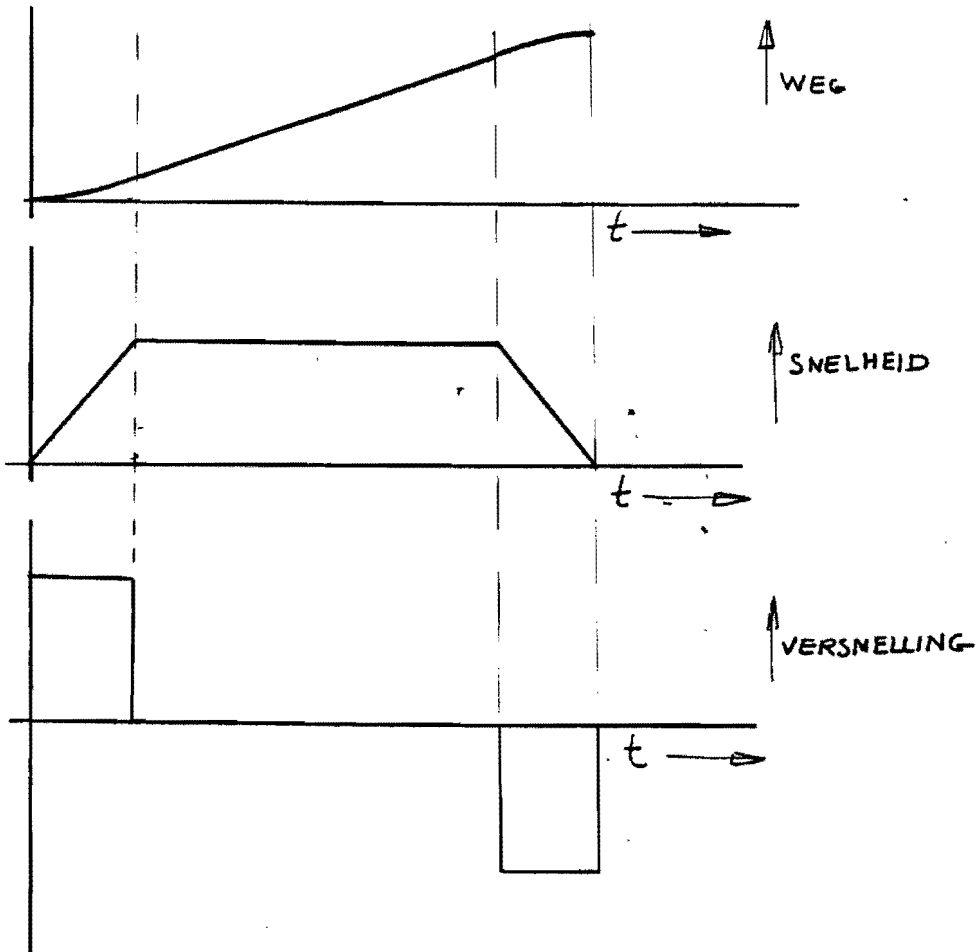
$$\begin{aligned}
 \text{t.g.v. } q \quad f_q &= \frac{0,15 \cdot 1000^4}{8 \cdot 2,1 \cdot 4,38 \cdot 10^6} = 0,020 \text{ mm.} \\
 \text{t.g.v. } F_{\text{min}} \quad f_F &= \frac{70 \cdot 1200^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 4,38 \cdot 10^6} = 0,044 \text{ mm.} \\
 f_q + f_F &= 0,064 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

3.2 Doorbuiging ten gevolge van de versnelling.

3.2.1 Maximum versnelling.

Een positiefout wordt niet alleen bepaald door de statische afwijking maar ook door eventueel natrillen van de arm. Dit natrillen is een gevolg van het starten en stoppen van de beweging en wordt dus bepaald door het versnellingsverloop.

Om een veiligeschatting te krijgen van dit natrillen ben ik uitgegaan van een blokvormig versnellingsverloop. Zie figuur 3.



Figuur 3. Aanname van het versnellingspatroon.

De invloed van snelheid en versnelling is goed te zien in figuur 4 (volgende bladzijde).

Voor lage versnellingen en lage snelheden wordt de arm traag op respektievelijk korte- en lange slagen.

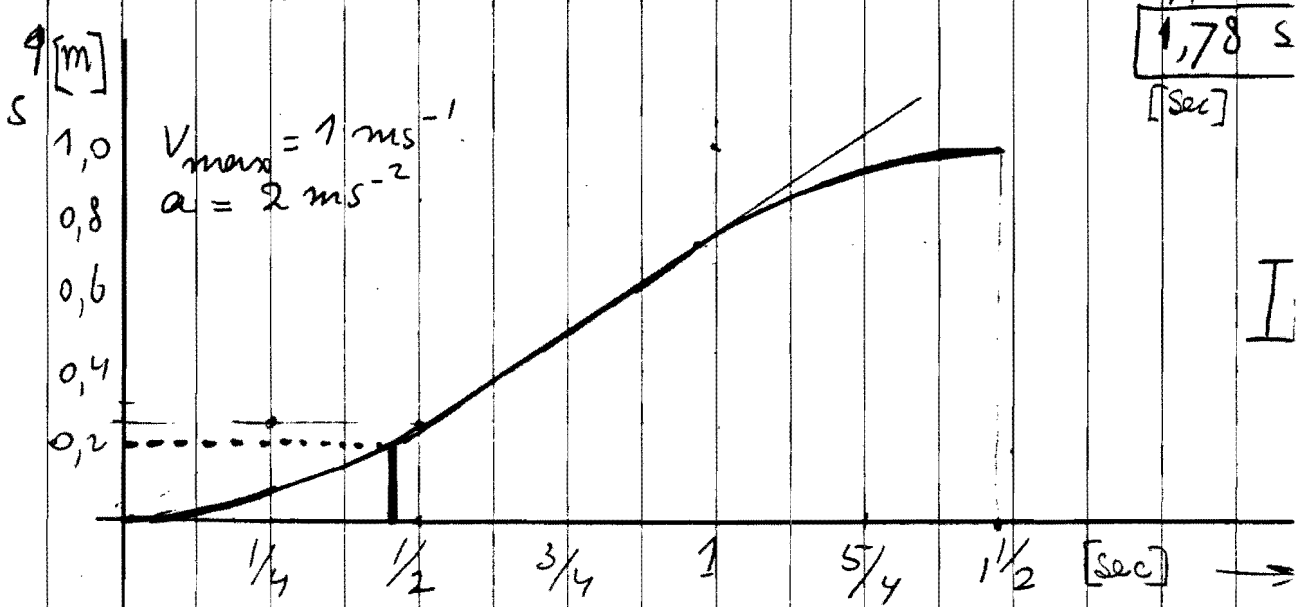
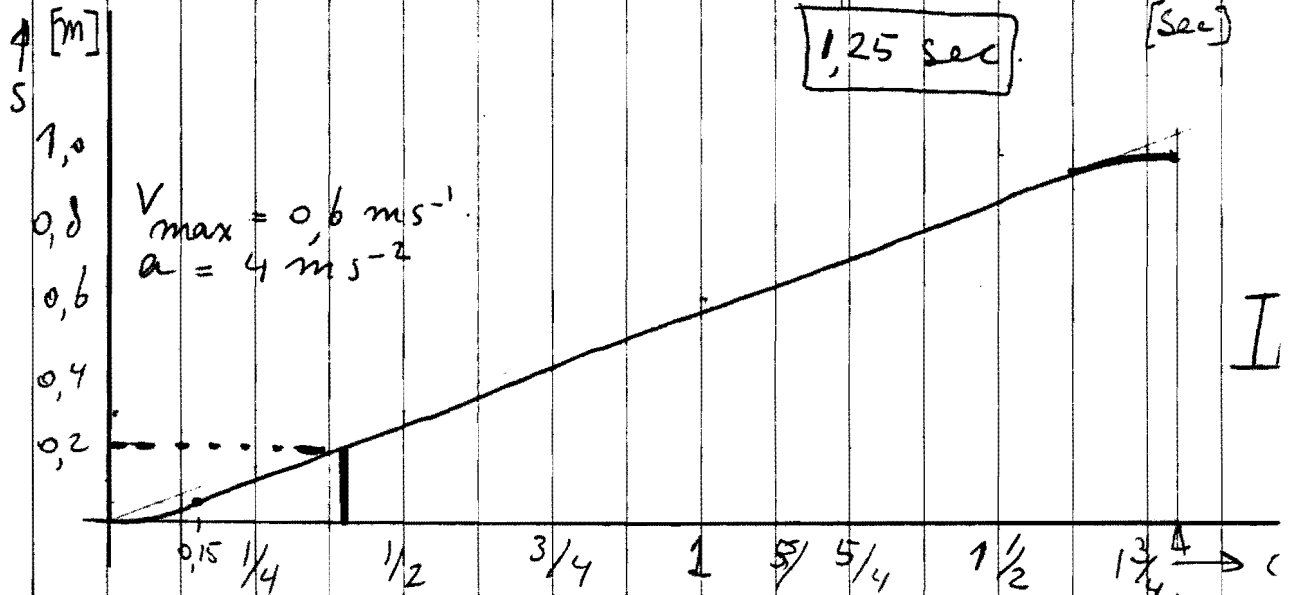
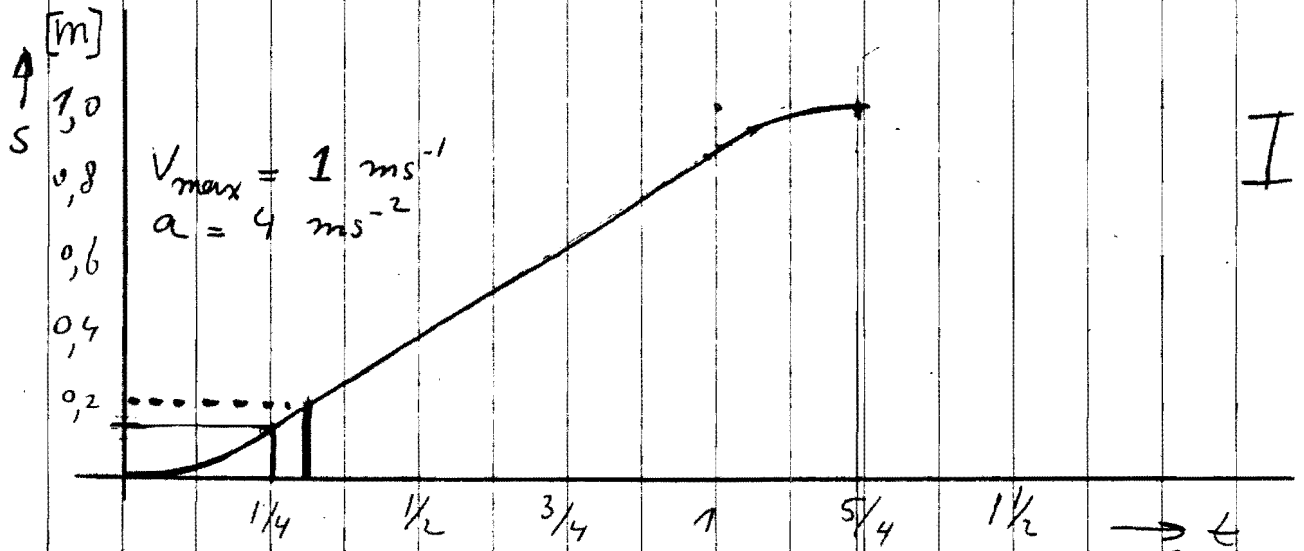
Ik denk dat een versnelling van 2 ms^{-2} als minimum aangehouden moet worden. De maximum snelheid wordt dan binnen een halve seconde bereikt, oftewel binnen 30 cm. Indien de robot langdurig werkzaamheden zou moeten verrichten die een korte slag vergen, zou het verder terugbrengen van de versnelling leiden tot onnodig lange cyclustijden.

Een verhoging van de versnelling leidt tot een aanzienlijke stijging van het energieverbruik, en bekort de tijd voor het doorlopen van een volle slag van 1,45 sec. met 14% (bij $a = 2$ en 4 ms^{-2}). Deze 1,45 sec. is al zeer kort en de noodzaak van hogere versnellingen is dus niet duidelijk aanwezig.

Opgemerkt dient te worden dat in het uiteindelijke ontwerp een reeks energiebronnen (= elektromotoren) toegepast kunnen worden met verschillende vermogens, zodat aan de eisen ten aanzien van de versnelling optimaal voldaan kan worden.

Voor eventueel natrillen in verticale richting, in de richting van de statische doorzakking, is de verticale versnelling bepalend. Ik heb deze gelijk gesteld aan de bovenstaande horizontale versnelling in de bewegingsrichting van de arm. In de praktijk is deze verticale versnelling vaak lager, waarschijnlijk in verband met de te bewegen massa's.

Wat de versnelling loodrecht op de lengteas van de arm bedraagt, zal nog nader bepaald moeten worden. Zie hiervoor hoofdstuk 3.4.



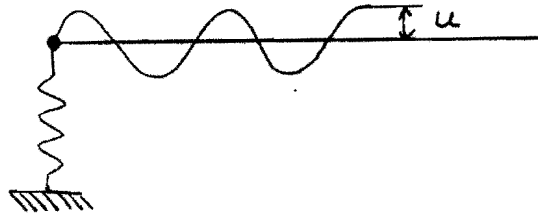
Figuur 4. Verschillende snelheden en versnellingen.

*als een versnellings-
& nietgedempt trilling*

3.2.2. Natrillen.

Als we uitgaan van een versnellingsprong van 2 ms^{-2} ,
volgt voor de amplitude van de resttrilling [3]:

$$u = a \cdot \frac{m}{c}$$



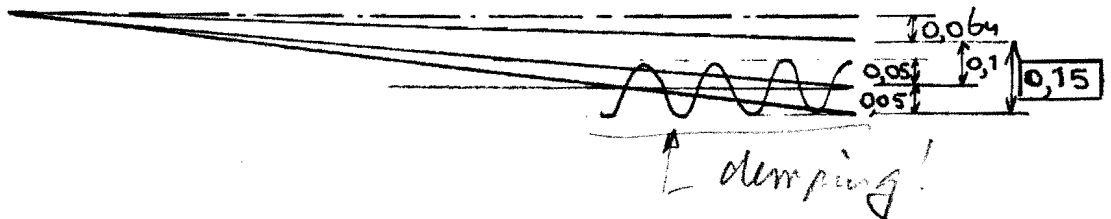
Voor de berekening van de stijfheid heb ik formule (1)
omgewerkt tot:

$$c = \frac{F}{f} = \frac{3EI}{l^3} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,38 \cdot 10^6}{1200^3} = 1597 \text{ Nmm}^{-1} \\ \approx 1,6 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$$

- massa m is maximaal 35 kg.
- versnellingsprong 2 ms^{-2} .

dus voor u geldt: $u = \frac{2 \cdot 35}{1,6 \cdot 10^6} = 4,34 \cdot 10^{-5} \text{ m}.$
 $\approx 0,05 \text{ mm}.$

Voor de totale positiefout in verticale richting
geldt volgens figuur 5 een waarde van maximaal
0,15 mm.



Figuur 5. Samenstelling van de positiefouten.

3.3 Doorsnede van de arm.

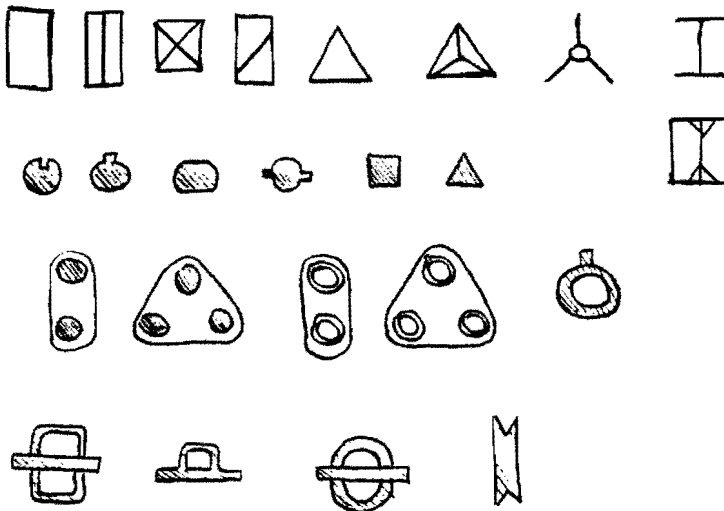
Uitgaande van de eis van $I = 4,38 \cdot 10^6$ voor het oppervlakte traagheids moment, ben ik verschillende doorsneden met elkaar gaan vergelijken. Een aantal hiervan zijn opgenomen in bijlage 2.

Voor mijn keuze heb ik de volgende criteria gehanteerd:

De massa van de arm per meter, hoe lichter de arm is, des te minder massa hoeft steeds versneld te worden. Dit heeft gunstige uitwerking op het energieverbruik.

De fabrikagemogelijkheden en kostprijs. Een uit dunne plaat opgebouwde constructie is welliswaar licht maar ook moeilijk te maken en duur.

Voorts moet de vorm van de doorsnede van de arm ook verdraaiing tegen gaan. Een enkele ronde as valt dus af, of zal van een groef of nok voorzien moeten worden. Zie figuur 5a.

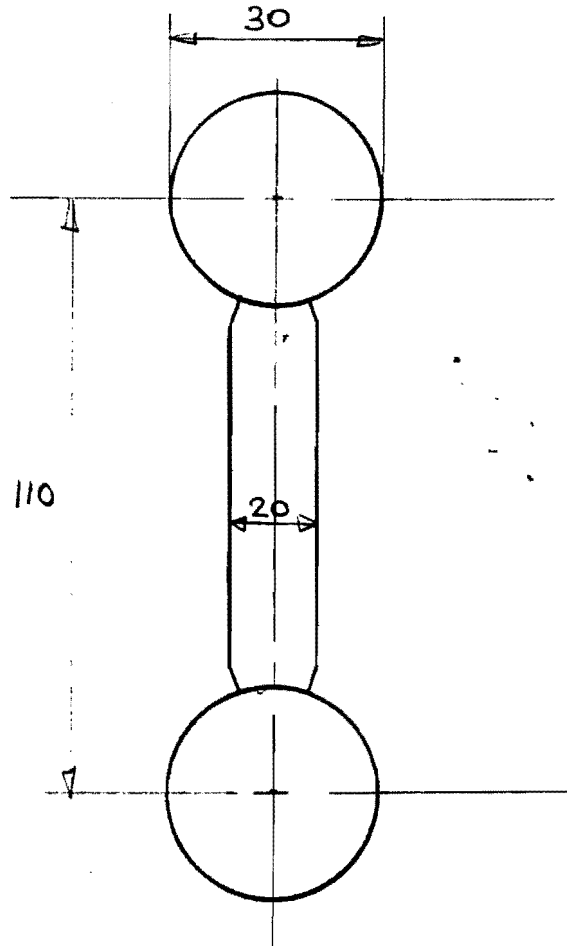


Figuur 5a. Enkele doorsneden.

Het is in ieder geval toegestaan dat de arm om een horizontale as een groter oppervlakte traagheidsmoment heeft dan om een verticale as. Dit omdat de grootste belasting veroorzaakt wordt door de zwaartekracht.

De vorm van de arm legt ook zijn beperkingen op aan de lagering (zie hoofdstuk 4).

Een arm opgebouwd uit ronde assen is ten aanzien van de lagering het eenvoudigst (kogelbussen). Aangezien de massa per meter meevalt in vergelijking met holle kokerprofielen heb ik besloten voor een doorsnede van de arm zoals in figuur 6.



Figuur 6. Doorsnede van de robotarm.

De arm is opgebouwd uit een tweetal standaard verkrijgbare geharde ronde assen, welke met behulp van een tussenstuk verbonden zijn. Dit tussenstuk dient ter doorleiding van de voorspankrachten van de lagering (zie hoofdstuk 4), en de schuifkrachten ten gevolge van de buiging van de arm.

Zie bijlage 3 voor de berekening van de afmetingen.

Een geheel andere mogelijkheid om een arm te maken die licht en stijf is bestaat uit het extruderen van een aluminium profiel. Men is dan binnen ruime grenzen vrij in de vormgeving en door de homogeniteit van het materiaal worden spanningen goed doorgeleid. Gezien de hoge kosten van zo'n oplossing en de problemen ten aanzien van de lagering heb ik deze mogelijkheid verder niet bestudeerd.

Wellicht zijn er ook nog mogelijkheden met vezelversterkte kunststoffen.

3.4 Doorbuiging in horizontale richting.

Ten gevolge van bewegingen in het horizontale vlak zal de arm doorbuigen. Deze doorbuiging wordt wat betreft het statische gedeelte alleen bepaald door de bewerkingskracht.

Het oppervlaktetraagheidsmoment van de arm draagt (zie bijlage 3):

- voor buiging om een horizontale as: $4,36 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$.
- voor buiging om een verticale as: $1,33 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$.

3.4.1 Statische doorbuiging.

De statische doorbuiging in horizontale richting:

$$f = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{30 \cdot 1000^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,33 \cdot 10^5} = 0,36 \text{ mm.}$$

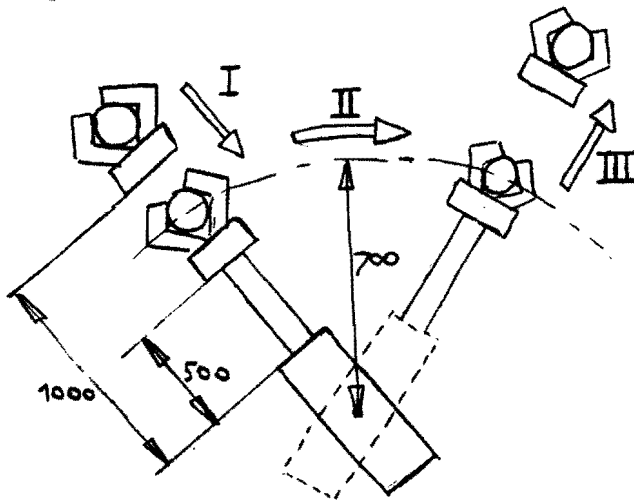
3.4.2 Dynamische doorbuiging.

De dynamische doorbuiging ten gevolge van een sprong in de versnelling treedt niet gelijk op met de statische doorbuiging. Voor de versnellingsprong kunnen we de volgende schatting maken:

Stel bij een over de halve slag uitgeschoven arm de horizontale versnelling 2 ms^{-2} . Ik ga uit van de half uitgeschoven arm omdat dit de gemiddelde stand is en het benodigde vermogen om de arm horizontaal te zwenken sterk toeneemt met de afstand van de massa (werkstuk etc.) tot de zwenkas. Als het vermogen van de zwenkmotor gebaseerd is op bovenstaande situatie (zie ook figuur 6a), zal de versnelling bij vol uitgeschoven arm lager zijn en bij ingetrokken

arm hoger.

De mogelijkheid bestaat om tijdens zwenkingen over een grote hoek de arm eerst in te trekken en zodoende het traagheidsmoment om de verticale rotatieas te verlagen, vervolgens te zwenken en de arm weer uit te schuiven. Mogelijk levert dit een kortere cyclustijd op.



Figuur 6a. De zwenkbeweging.

Voor de stijfheid van de arm geldt:

$$\begin{aligned} \frac{F}{f} &= \frac{3EI}{l^3} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,33 \cdot 10^5}{700^3} = 240 \text{ Nmm}^{-1}. \\ &= 2,44 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}. \end{aligned}$$

Voor u geldt dan:

$$u = a \cdot \frac{m}{c} = 2 \cdot \frac{35}{2,44 \cdot 10^5} = 2,86 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,3 \text{ mm}.$$

Gesteld kan worden dat de doorbuiging beperkt blijft tot maximaal 0,4 mm. De schroefspindel en leiding-doorvoer zal een grotere I tot gevolg hebben, dan

waarmee gerekend is, zodat de positiefout kleiner uit valt.

De positiefout van het totale robotsysteem is afhankelijk van de toepassing van de arm. Voor een RTT robot blijft deze fout waarschijnlijk binnen de 0,5 mm. Zie bijlage 1.

4 DE GELEIDING.

4.1 Soorten rechtgeleidingen.

Voor de geleiding zijn veel mogelijkheden. Voor wat betreft de arm konstrukties met ronde assen is het het meest voor de hand liggend om uit te gaan van kogelbussen.

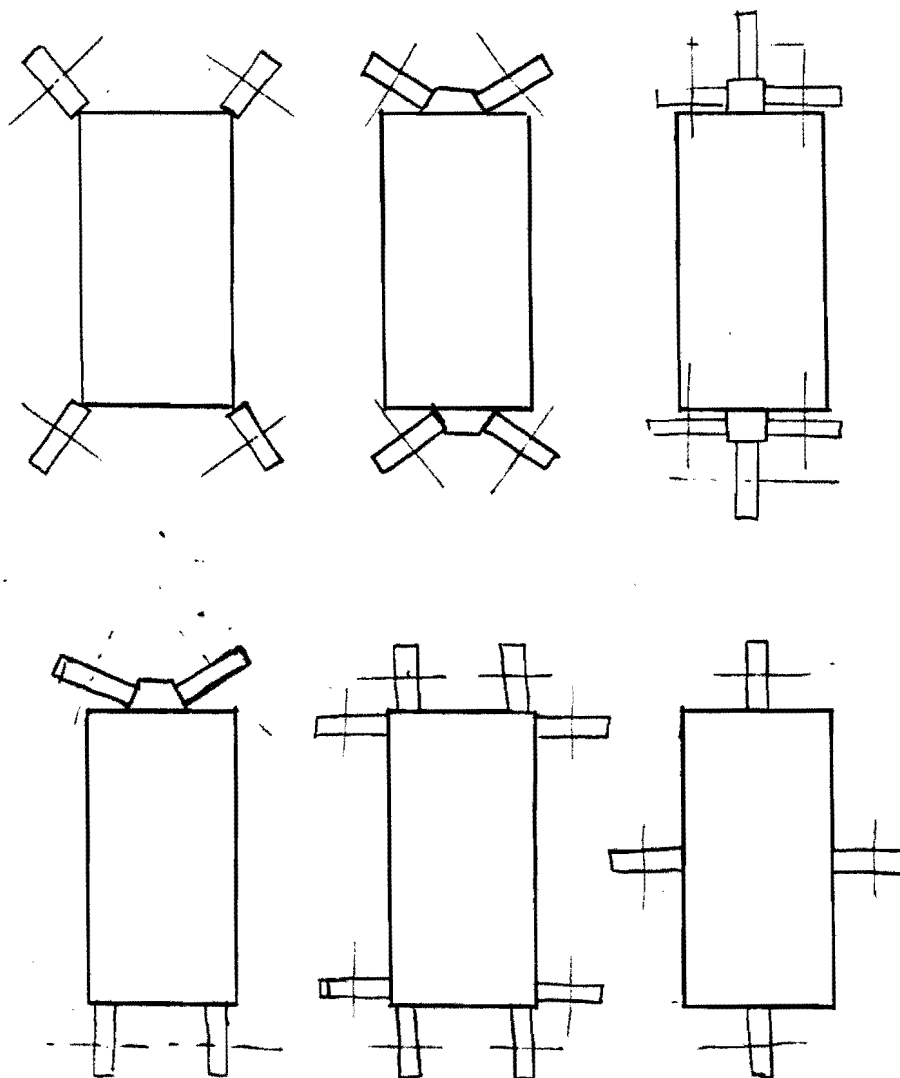
Voor kokerkonstrukties zal de arm voorzien moeten worden van geharde en geslepen leibanen, waarover de lagering loopt. Voorbeelden van lageringen zijn opgenomen in bijlage 12.

Algemeen geldt dat, in verband met de slaglengte, alleen uitvoeringsvormen waarbij de lagerlichamen teruggevoerd worden in aanmerking komen. Gebeurt dit niet, dan zou het lagerhuis onnodig groot worden (minimaal de halve slaglengte).

Van de arm moeten vijf vrijheidsgraden onderdrukt worden. Dit leidt al snel tot veel oplegpunten. Om de lagering van de arm goed uit te voeren zullen enkele oplegpunten verend moeten zijn.

Voor een rechthoekig profiel leidt een lagering met nokrollen tot een komplexe konstruktie. Er moeten namelijk momenten in het horizontale en het verticale vlak worden opgenomen, dit leidt tot een groot aantal nokrollen. In figuur 7 staan een aantal mogelijkheden geschetst.

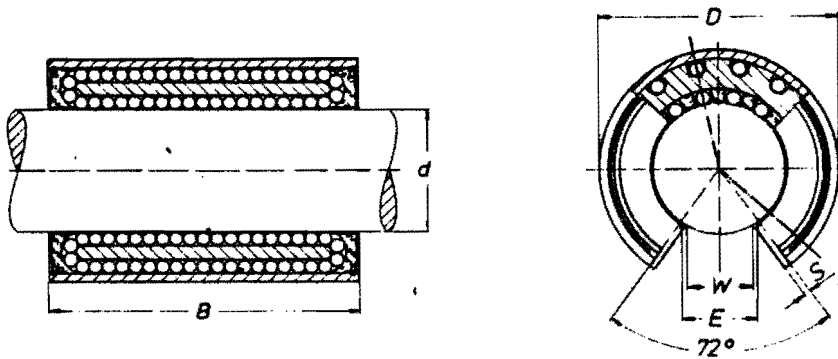
Oplossingen met andere lagerlichamen leiden tot soortgelijke mogelijkheden, waarbij opgemerkt moet worden dat met name de vormen met lijncontact tussen lagerlichaam en leibaan een zeer stijve lagering tot gevolg heeft.



Figuur 7. Een aantal lagermogelijkheden met nokrollen in dwarsdoorsnede van de arm. Onderlinge combinaties leiden tot vele andere mogelijkheden.

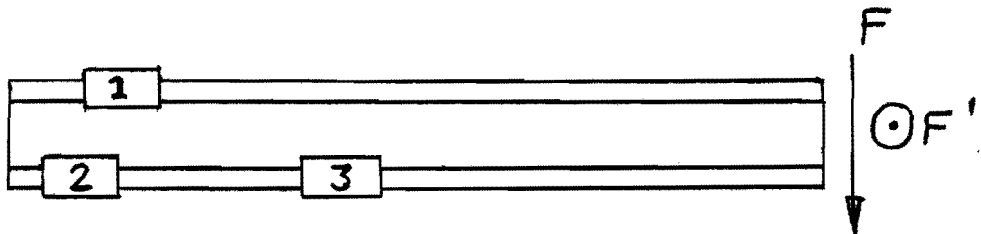
4.2 Lagering met kogelbussen.

Uit oogpunt van eenvoud en kosten heb ik besloten voor een lagering met kogelbussen. Aangezien de beide assen met een tussenstuk verbonden zijn moet gebruik gemaakt worden van zogenaamde open kogelbussen. Zie figuur 8.



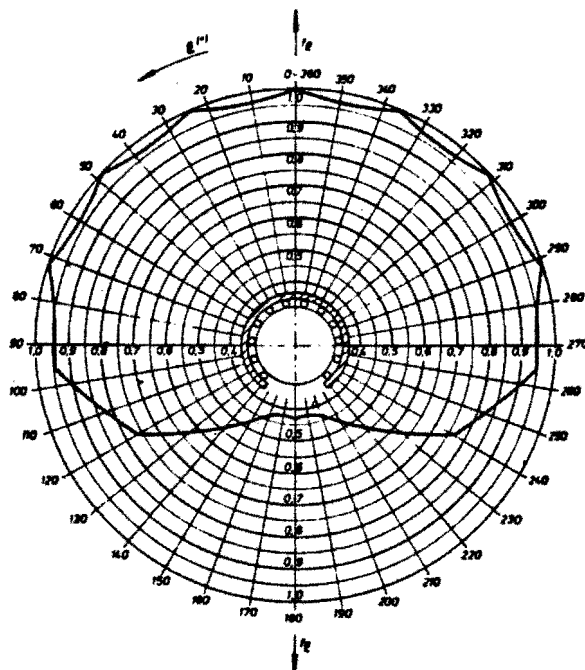
Figuur 8. Doorsnede STAR radiale kogelbus.

Voor een goede lagering zijn 3 kogelbussen voldoende. Zie figuur 9.



Figuur 9. Schematische opstelling van de kogelbussen.

Kogelbussen die het beste aan de gestelde eisen voldoen zijn zogenaamde radiale kogelbussen van het merk STAR. Zie bijlage 4. Deze hebben een hoge stijfheid en kunnen ook in dwarsrichting grote krachten opnemen. Zie figuur 10.

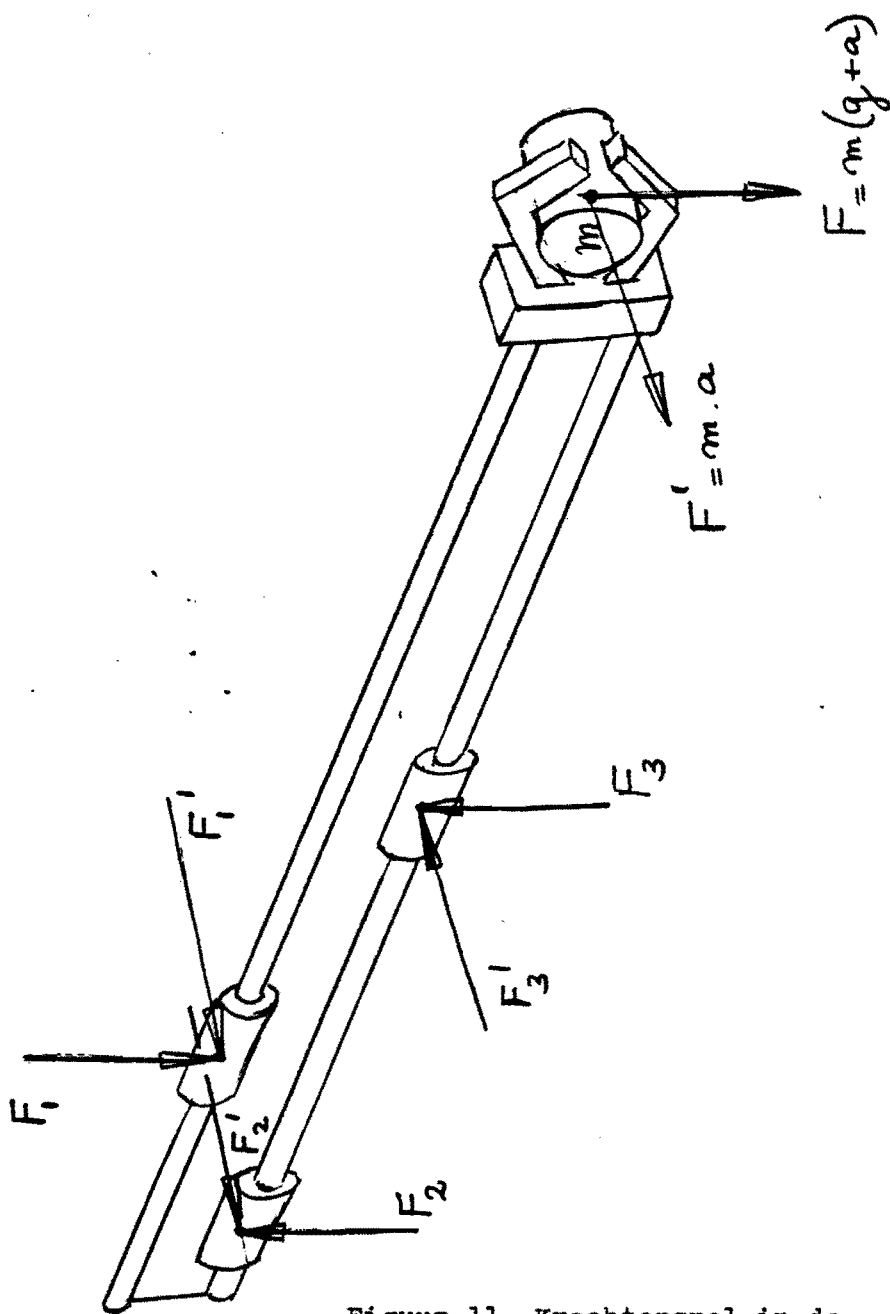


Figuur 10. Draagtaalfactor als funktie van de omtrek ($f_s = 1 \Rightarrow$ maximum draaggetal).

Zie voor het krachtenspel in de lagering figuur 11. De berekening van de krachten is opgenomen in bijlage 5. De resultaten zijn :

Belastingskracht op bus no. 1	4772 N.
2	+2000 N.
3	+2500 N.

bij een levensduur van $4,7 \cdot 10^5$ m.

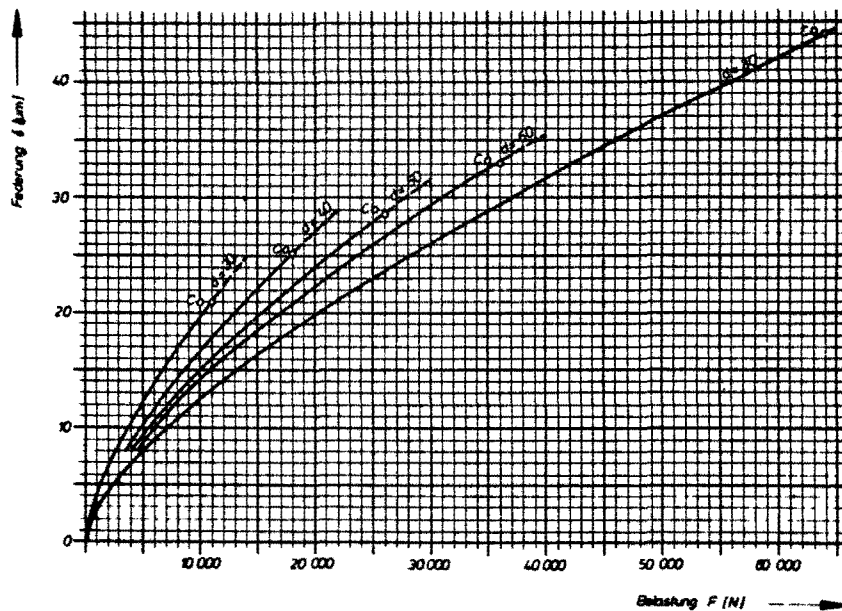


Figuur 11. Krachtenspel in de lagering

Kogelbussen 1 en 3 voor het opnemen van het moment ten gevolge van een positieve F . Idem 1 en 2 voor negatieve F . Kogelbussen 2 en 3 dienen voor het opnemen van een moment veroorzaakt door een belasting loodrecht op het vlak van tekening F' . Kogelbus 1 zorgt in samenwerking met kogelbussen 2 en 3 dat de arm niet om zijn hartlijn kan roteren.

Om de lagering zo stijf mogelijk te maken zijn de kogelbussen voorgespannen. Zoals uit figuur 9a blijkt, zijn de kogelbussen bij toenemende belasting **stijver**. Voor $d = 30$ mm. geldt dat een voorspanning van 2000 N. een duidelijk verhoogde stijfheid garandeert.

Kogelbussen 2 en 3 zijn radiaal voorgespannen door ze met een perspassing (h6/JS6) te monteren. Dit kan van invloed zijn op de levensduur, maar dit geldt alleen voor de laagbelaste kogelbussen. Kogelbussen 2 en 3 zorgen dus voor stijfheid in horizontale richting. Stijfheid in verticale richting wordt bereikt door kogelbus 1 in de richting van 2 en 3 voor te spannen.



Figuur 9a. Stijfheid kogelbussen.

5 AANDRIJVING.

De aandrijving kan in principe

- pneumatisch,
- hydraulisch
- of elektromechanisch

geschieden.

Iedere mogelijkheid heeft voor en nadelen. In het concept van een modulair systeem past echter een elektromechanische oplossing goed. Dit vanwege de snelle en eenvoudige koppelmogelijkheid, het hoge rendement en een goede aanpassing aan de elektrische besturing.

Als de keuze voor een elektromotor gemaakt is (lineaire motoren lijken niet reëel) kan men gebruik maken van een gelijkstroommotor met terugkoppeling (closed-loop systeem) of een stappenmotor (open-loop).

Een stappenmotor is moeilijk toepasbaar vanwege:

- verliezen van referentiepunt door overbelasting.
- grote massa van de motor voor het gevraagde vermogen.

6 OVERBRENGING.

6.1 Mogelijkheden.

Voor de omzetting van de rotatie van de elektromotor in een translatie van de arm zijn twee oplossingen mogelijk:

- Tandwiel/tandheugel overbrenging, met varianten zoals kettingwiel/ketting.
- moer/schroefspindel overbrenging.

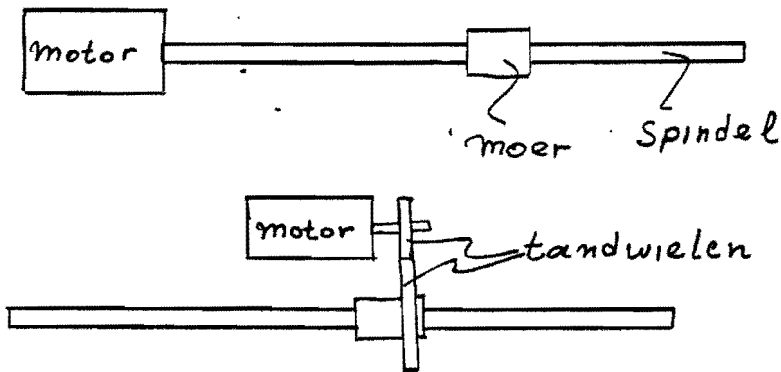
Voor wat betreft de tandwiel/tandheugel oplossing zijn problemen te verwachten met het spelingsvrij ingrijpen van tandwiel in tandheugel. De middellijn van de tandheugel en de steekcirkel van het tandwiel moeten elkaar over de gehele lengte van de slag precies raken. Dit is onmogelijk zonder speciale voorziening. Dus zal gebruik gemaakt moeten worden van een voorgespannen tandwiel konstruktie. Dit brengt tevens met zich mee dat voor de positiebepaling van de arm gebruik gemaakt moet worden van een lineair meetsysteem omdat de relatie tussen de hoekverdraaiing van de motor en de verplaatsing van de tandheugel niet meer eenduidig is. ??

Een voordeel van de tandheugel konstruktie is dat er binnen redelijke grenzen hoge versnellingen en snelheden toegestaan kunnen worden ($a_{\max} < 6 \text{ ms}^{-2}$, $v_{\max} < 2 \text{ ms}^{-1}$). Verder is er misschien een mogelijkheid om de heugel te betrekken bij de lagering van de arm.

6.2 Varianten schroefspindel.

Ik heb gekozen voor een schroefspindel overbrenging.

Bij het toepassen van een schroefspindel bestaat de mogelijkheid om óf de spindel óf de moer aan te drijven. Indien de spindel aangedreven wordt kan de motor direkt gekoppeld worden, dit is een mooie oplossing omdat geen extra spelingen geïntroduceerd worden. Bij het aandrijven van de moer is dit wel het geval omdat een overbrenging noodzakelijk is. Zie figuur 12.

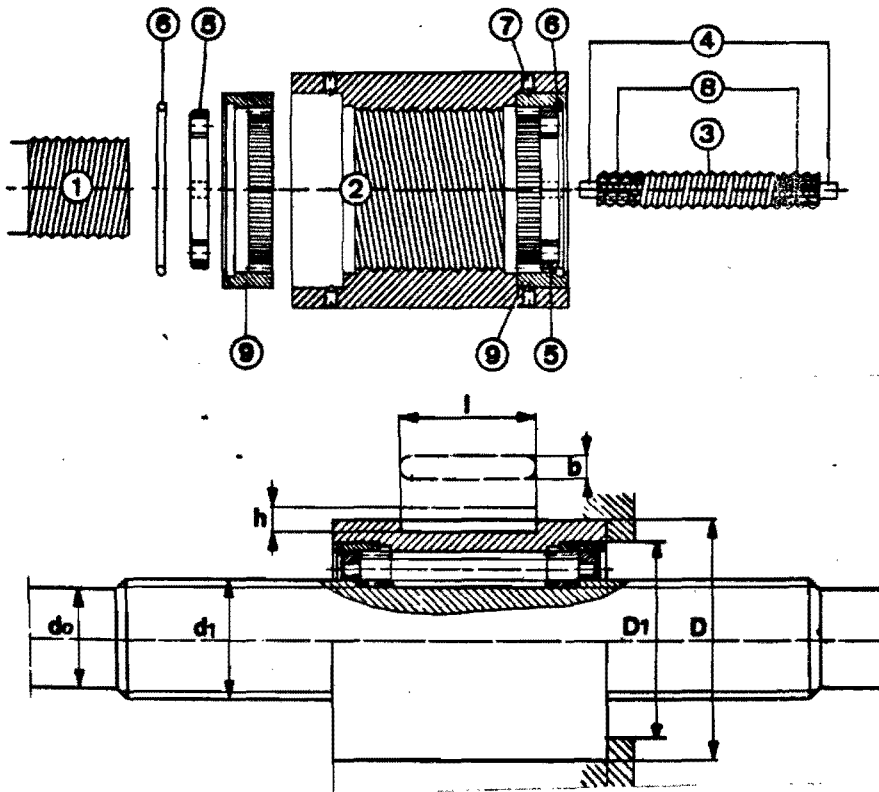
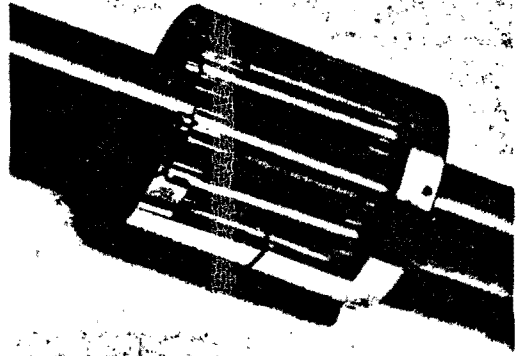


Figuur 12. Twee mogelijke oplossingen voor de aandrijving van een schroefspindel-overbrenging.

Voor de uitvoering kan gekozen worden uit verschillende soorten spindels, namelijk:

- kogelkringloopspindel (gerold of geslepen)
- rolspindel (alleen geslepen)
- rolmoer (Rollnut) spindel.

Zie figuur 13 voor de werking van bovenstaande spindels.
Zie ook bijlage 6 voor de leverbare afmetingen.



de rolspindel (SR-spindel)

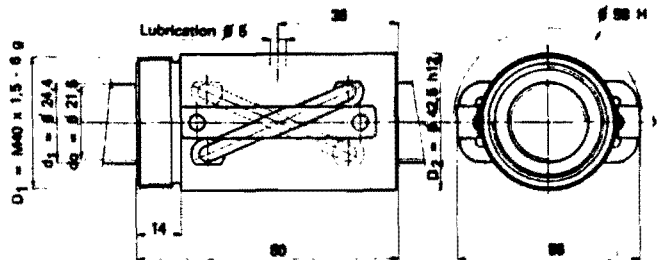
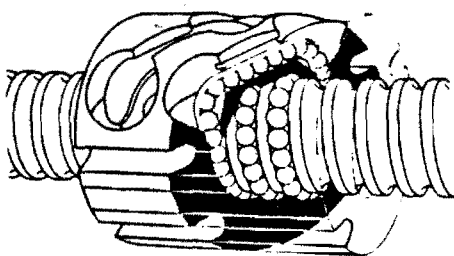
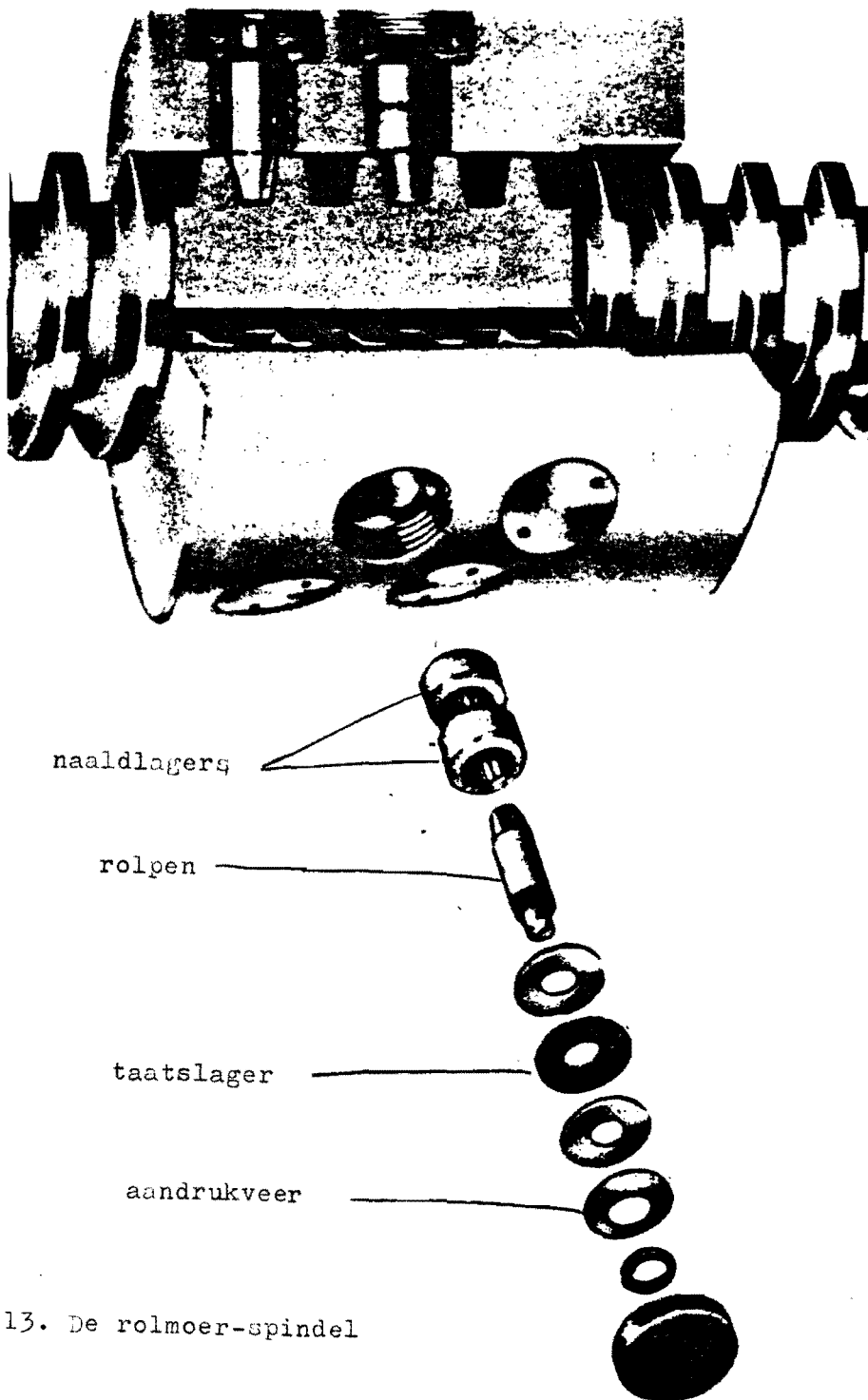


Figure1: SCCA 25 x 25 R4

de kogelspindel (SC-spindel)

Figuur 13. De rol- en kogelspindel.



Figuur 13. De rolmoer-spindel



Kogellagermoeren

-27a-

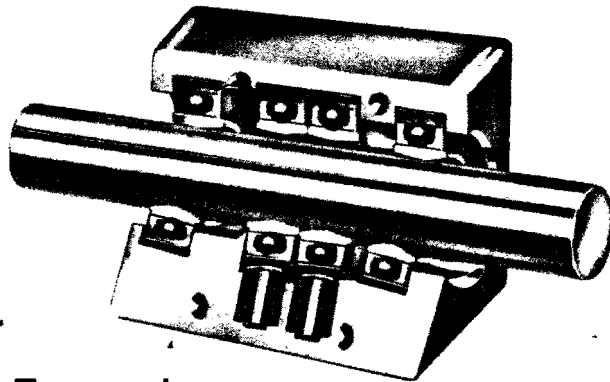
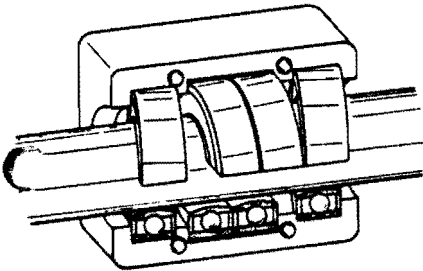
NB. Juist voor het ter perse gaan ontdekt en bijgevoegd.

Werking:

Evenals bij de traverseeraandrijvingen worden bij de kogellagermoer lagers met speciaal geslepen binnenring onder een hoek op een gladde as gedrukt. De lagers staan bij deze uitvoering echter vast, zodat de spoed niet gevarieerd kan worden.

Voordelen:

- Hoog rendement.
- Zeer compacte bouw.
- Ingebouwde overbelastingsbeveiliging.
- Zeer geruisarm.
- Spelingvrij.
- Linkse en rechtse moer kunnen op één as gemonteerd worden.



Toepassingen:

- Vervanging van pneumatische c.q. hydraulische cilinders.
- Schuifdeuraandrijvingen.
- Invoermechanismen bij verpakkingsmachines etc.
- Aandrijving van snijmesses in de rubberindustrie.

Type	Asdiameter mm	Spoed mm	Axiale belasting N
RS 10	10	5	100
RS 15	15	7,5	260
RS 25	25	12,5	600
RS 35	35	17,5	900
RS 50	50	25	1300
RS 60	60	30	2000

Speciale uitvoeringen:

- Met afwijkende spoed.
- Met gelimiteerde kracht.
- Met afschrappers.

Komplete systemen

Ter komplementering van de in deze folder genoemde produkten kunnen wij u uit ons omvangrijke leveringsprogramma alle de daar bij benodigde componenten aanbieden.

- Bij JASPER hefelementen: motorreductoren, tandwielkasten, koppelingen, assen.
- Bij RBS/SHUTON kogelsspindels: koppelingen, motoren of reductoren, beschermbalgen.
- Bij SHUTON geslepen kogelsspindels: torsiestijve koppelingen, complete servobesturing (incl. software).
- Bij UHING aandrijvingen: variatoren, tandriemoverbrengingen, koppelingen, assen.



Ten aanzien van de rolmoer-spindel kan ik kort zijn. Deze spindel stelt geen grenzen aan toerental en versnelling, hij is met iedere gewenste spoed leverbaar en kan aangepast worden aan de grootste belastingen en nauwkeurigheden (voorspannen mogelijk). Deze spindel heeft echter één nadeel: hij is zeer duur. Op grond hiervan heb ik mij alleen beperkt tot de kogelkringloop- en de rolspindel.

Om een spelingsvrije overbrenging te verkrijgen zal de moer voorgespannen over de spindel moeten lopen. Bij de rolspindel kan dit door de rollen in de moer om en om ten opzichte van elkaar te verplaatsen en zo de speling er uit te drukken en de moer elastisch voor te spannen. Bij een kogelspindel zullen twee moeren gebruikt moeten worden die verend ten opzichte van elkaar voorgespannen zijn. Zie bijlage 7. Een andere mogelijkheid is de moer te voorzien van overmaatse kogels. Dit is echter bij hoge snelheden niet toegestaan en valt dus als mogelijkheid af. In bijlage 9 staat een oplossing zoals door SKF toegepast.

6.3 Toerental.

Het toerental van de spindel of de moer wordt bepaald door de spoed, indien we uitgaan van een maximum snelheid. Nu is echter het toerental van de spindel gebonden aan een maximum in verband met het kritische toerental. Voor een kogelkringloopmoer is ook een beperking gesteld aan het maximum toerental omdat de kogels tijdens hun omloop plotselinge richtingveranderingen opgedrongen krijgen.

Voor een kogelkringloopmoer geldt 800 omwmin^{-1} als maximum bij maximale belasting en kontinu be-

drijf. Het lijkt verantwoord, gezien de lage belasting, om tot 1200 omw.min⁻¹ te gaan.

Voor een rolspindelmoer geldt maximaal 3000 omw.min⁻¹ continu, of incidenteel hoger (bij lage belasting mogelijk 5000 omw.min⁻¹).

Voor de spindel geldt, indien dik genoeg, dat hij hoge toerentallen aan kan. Om dan echter de vereiste versnellingen te halen moet het motorvermogen groot zijn. Zie bijlage 8 voor de berekening van de motorvermogens.

Haalbare toerentallen en snelheden:

	toeren [omw.min ⁻¹]	toeren [omw.sec ⁻¹]	spoed [mm]	snelheid [ms ⁻¹]
SCCA 25x25	1200	20	25	0,5
SRCZ 21x10	4800	80	10	0,8

Tabel 1. Maximum snelheden van SC en SR spindels.

Ondanks het feit dat met de SC spindel maximaal slechts 0,5 ms⁻¹ gehaald kan worden heb ik deze uitvoering toch verder uitgewerkt omdat hij aanzienlijk (factor 2,5) goedkoper is dan de SR spindel, waarmee bijna aan alle eisen voldaan wordt. Ik heb voor beide oplossingen een ontwerp gemaakt.

Voor beide mogelijkheden kan gebruik gemaakt worden van hetzelfde lagerhuis. Met andere woorden, de spindels zijn onderling verwisselbaar. De mogelijkheid bestaat dus om ook andere spindels toe te passen in hetzelfde lagerhuis. Weliswaar moeten telkens de overbrenging en de elektromotor aangepast worden, maar deze zijn ondergebracht in een aparte tand-

wielkast, welke met behulp van paspennen en bouten bevestigd wordt aan het lagerhuis.

7 DE ELEKTROMOTOR.

Indien we uitgaan van een maximum versnelling van 2 ms^{-2} is het mogelijk om het benodigde motorvermogen te bepalen. In figuur 14 staan 4 combinatie-mogelijkheden. Zie voor de berekening en de resultaten respectievelijk bijlage 8 en figuur 14.

	SR	SC
spindel aangedreven	665 Watt	275 Watt
moer aangedreven	1100 Watt	380 Watt

Figuur 14. Benodigde vermogens voor de aandrijving.

Ik heb gekozen voor het aandrijven van de moer om de volgende redenen: (Met name de laatste !).

- motor op huis, dus minder bewegende massa,
- door de grote overbrenging tussen de moer en de spindel is de speling in de tandwiel overbrenging van ondergeschikt belang,
- geringe konstruktiewijziging bij toepassing van verschillende soorten spindels,
- eenvoudige bevestiging van de spindel,

De keuze voor het type elektromotor (normaal of schijfanker) wordt ook bepaald door de massa en het volume van de motor. In bijlage 10 staan een aantal schetsen met daarop toepassingen met een normale

gelijkstroommotor en een schijfankermotor.

Aangezien de elektromotor óp de geleiding geplaatst wordt, is een schijfankermotor moeilijk toepasbaar in verband met zijn grote diameter.

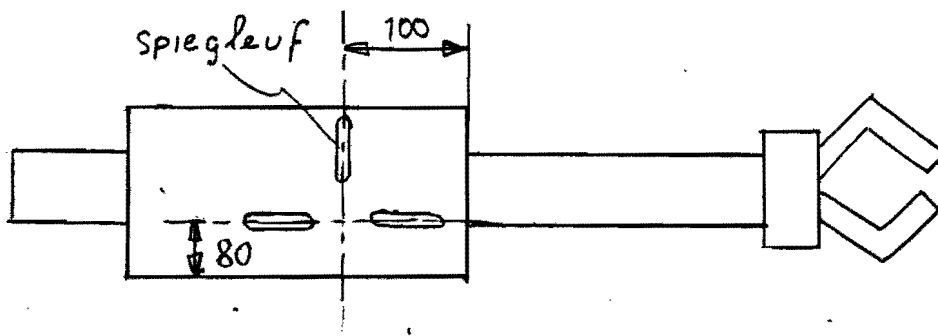
Ik heb gekozen voor de toepassing van gelijkstroom servomotoren van het fabrikaat INLAND. Specificaties in bijlage 11.

De keuze is gemaakt op grond van de volgende argumenten:

- compactheid,
- relatief hoog specifiek vermogen (watt/kg),
- 4 verschillende vermogens nodig met alleen andere inbouwlengtes, dus naar keuze toepasbaar.

8 BEVESTIGING VAN DE ARM.

De bevestiging van het lagerhuis aan de rest van het systeem gebeurt met een aantal schroefbouten. Voor de positionering zijn een 6-tal spiegleuven aangebracht, drie aan iedere zijkant van het lagerhuis. Zie figuur 15.



Figuur 15. Spiegleuven voor positionering.

Bij toepassing van 3 spiën ligt de positie van het lagerhuis ten opzichte van de rest van de robot vast. Tevens worden de belastingskrachten doorgeleid.

Als materiaal voor de arm komt aluminium in aanmerking vanwege de lage soortelijke massa en de eenvoudige bewerking. Eventueel kan men uitgaan van een gietstuk waar de meeste gaten in ruwe vorm al in aanwezig zijn. Waarschijnlijk is het goedkoper om bij kleine aantallen uit te gaan van een massief blok aluminium. De tandwielkast, waar ook de motor aan opgehangen is, moet vanwege de grote krachten en de dunne wanden in staal uitgevoerd worden.

Zie voor toepassing in een RRT of RTT systeem figuur 15 en 16.

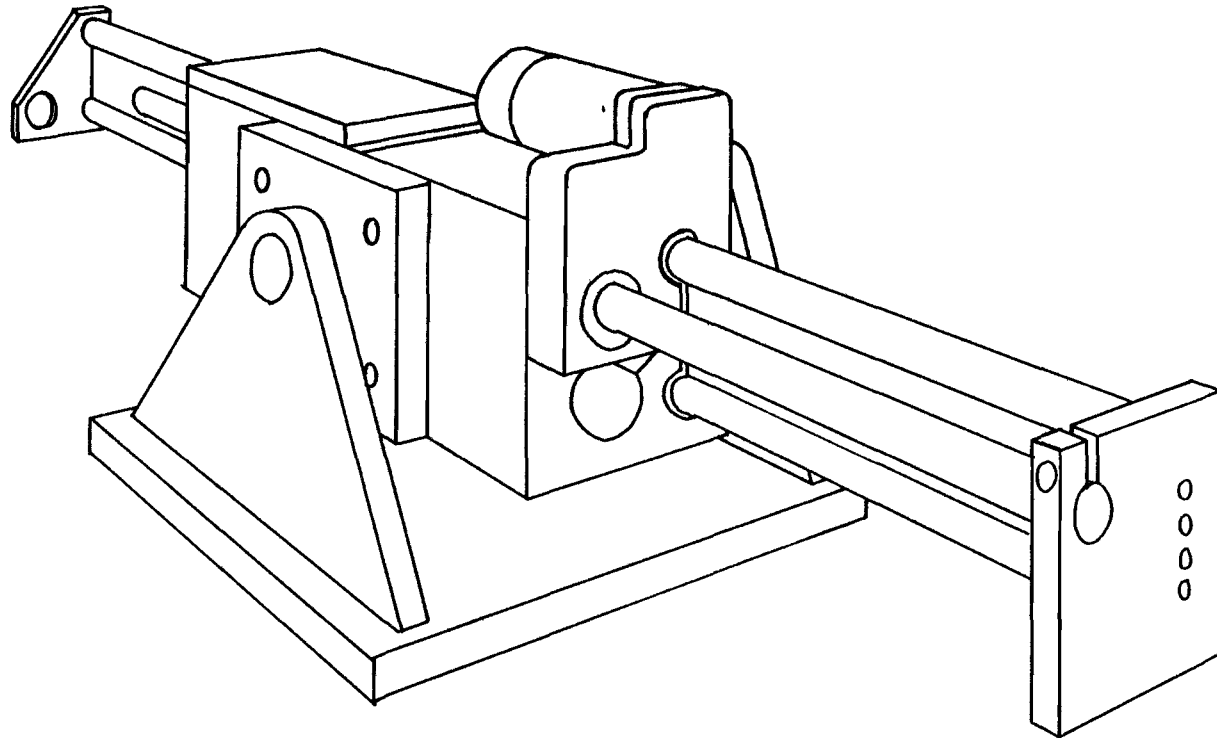
De spiegleuven dienen bij voorkeur zo aangebracht te worden dat wanneer de arm roteert de uitstekende massa (hand etc.) zo dicht mogelijk bij de rotatieas ligt.

Bijlage 13 toont de uitgewerkte konstruktie.

(3 tekeningen)


De montage van een SC-moer is zeer problematisch, het uitwendige van de moer geeft weinig oplegvlakken voor bevestiging. De SR-moer is cilindrisch en voorzien van een spiegleuf. Dit levert geen problemen op.

Toch denk ik dat de konstruktie met de SC-spindel de voorkeur heeft, omdat het benodigde toerental, dus het benodigde vermogen, aanzienlijk lager ligt dan bij de SR-spindel.



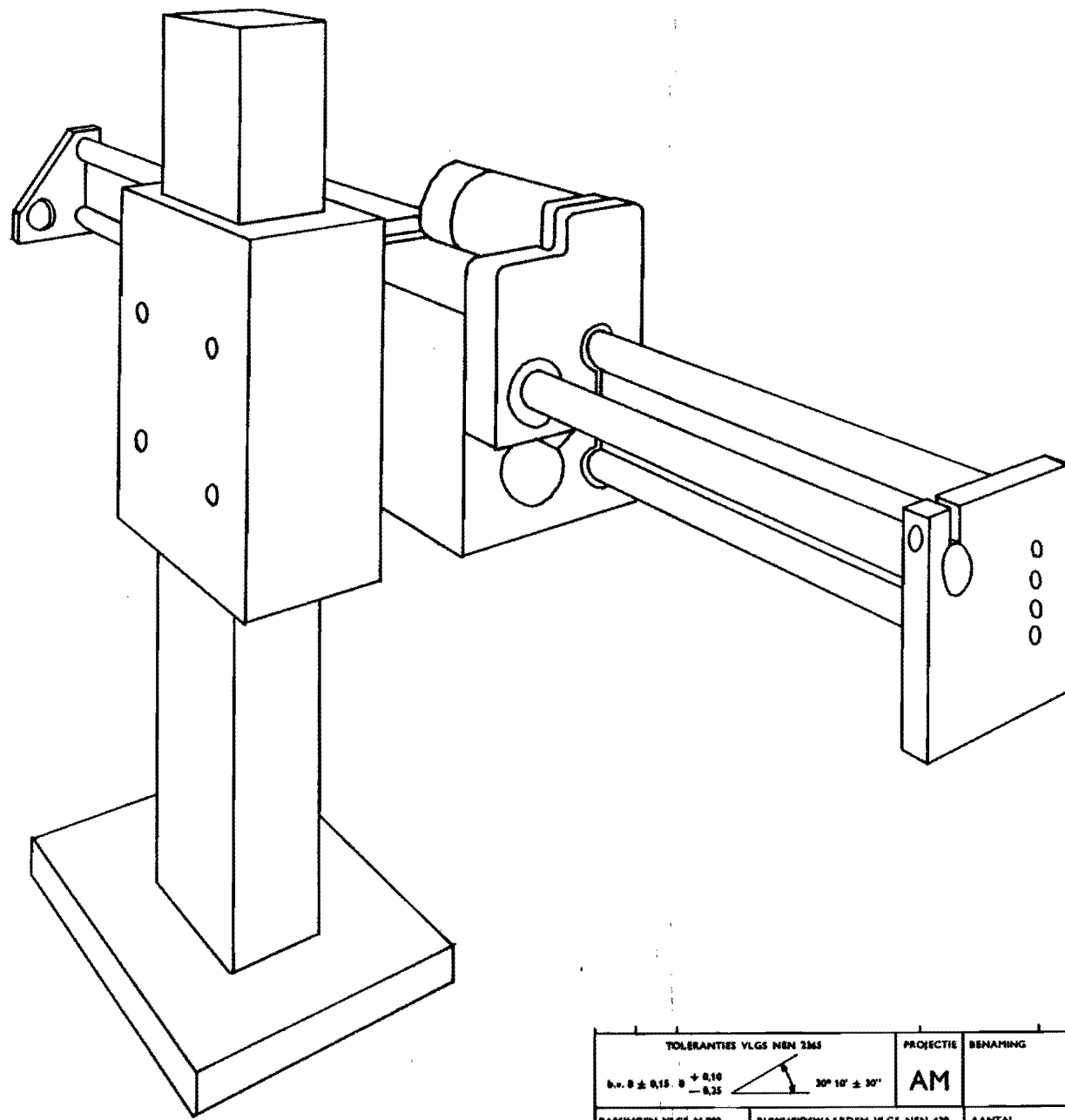
Figuur 15.

-34a-

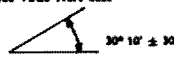

TOLERANTIES VLGS NEN 2365 b.v. $0 \pm 0,15$ $\begin{matrix} + 0,10 \\ - 0,25 \end{matrix}$		PROJECTIE AM	BENAMING			
PASSINGEN VLGS N 802	RUWHEIDSWAARDEN VLGS NEN 430	AANTAL	MATERIAAL			
 TECHNISCHE HOGESCHOOL EINDHOVEN AFDELING : GROEP :	SCHAAL	DATUM	TEKENINGNR.			
	GET. :					
	GEC. :		WIJZIGING			

A3

Figuur 16.



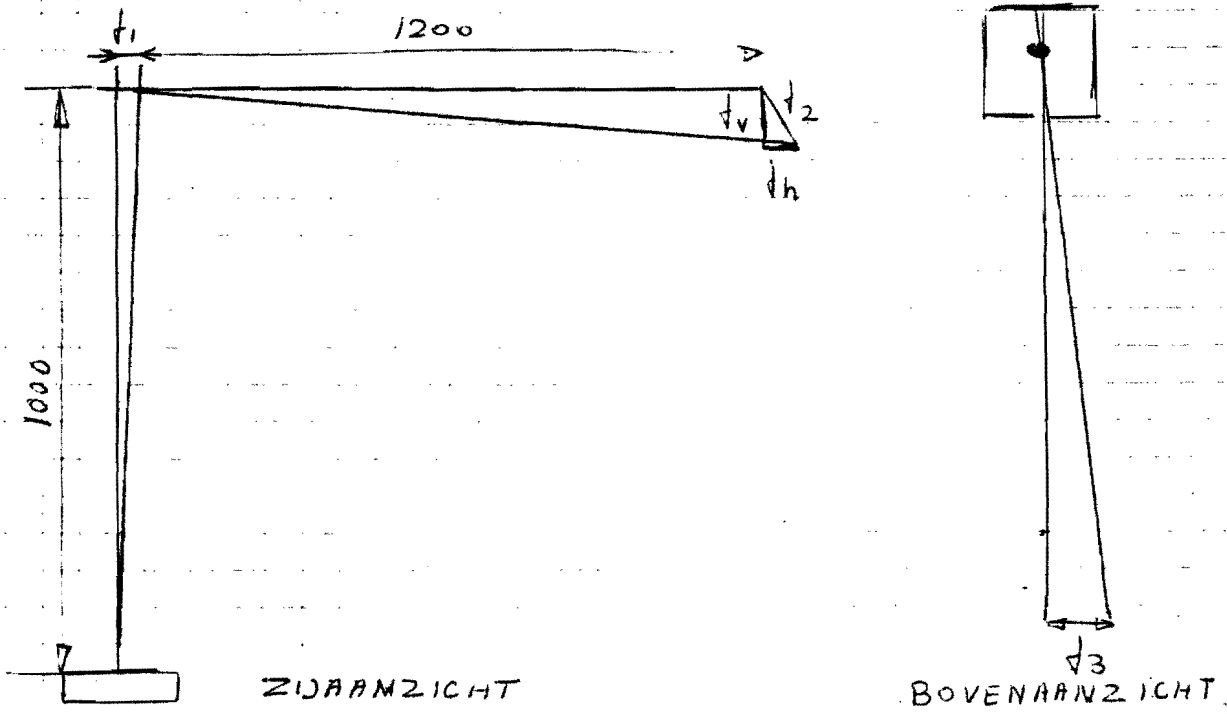
-34b-

TOLERANTIES VLGS NEN 2265		PROJECTIE	BENAMING	
$h, b \pm 0,15$ $d \pm 0,10$ $-0,25$		 $30^{\circ} 10' \pm 30''$	AM	
PASSINGEN VLGS N 002	RUIWHEIDSWAARDEN VLGS NEN 630	AANTAL	MATERIAAL	
 TECHNISCHE HOGESCHOOL EINDHOVEN AFDELING : GROEP :	SCHAAL	DATUM	TEKENINGNA.	
	GET. :			
	GSC. :		WIJZIGING	

A3

BIJLAGE 1

AFSCHATTING VAN DE TOTALE POSITIEFOVT VAMEEN RIT ROBOT



De zakking f_v is opgebouwd uit de doorbuiging van de horizontale arm (maximum 0,15 mm.) en de doorbuiging van de verticale staander (ook kwispeleffect).

De verticale staander is zeer stijf te maken omdat de massa van weinig invloed is, hij rooteerd immers om zijn eigen hartlijn (hoofdraagheidsas). Verder geldt dat de lagering in de voet van de staander ook zeer stijf moet zijn.

Stel daarom $f_1 = 0,2$ mm.

$$\text{hoekverdraaiing } \frac{f_1}{1000} \rightarrow f_v = \frac{0,2}{1000} \cdot 1200 = 0,24 \text{ mm.}$$

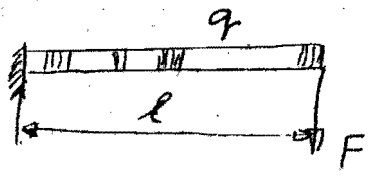
$$f_h = 0,1 \text{ mm.}$$

$$\rightarrow f_2 = \sqrt{0,24^2 + 0,2^2} = 0,31 \text{ mm}$$

$$f_3 = 0,4 \text{ mm}$$

$$f_{\text{tot}} = \sqrt{0,31^2 + 0,4^2} = 0,5 \text{ mm}$$

Voor de horizontale afwijking f_3 neem ik 0,4 mm als som van de doorbuiging van de arm en het effect van de hoekverdraaiing boven aan de verticale staander.



$$I = \frac{3\pi}{64} D^4 + \frac{3\pi}{8} D^2 e^2$$

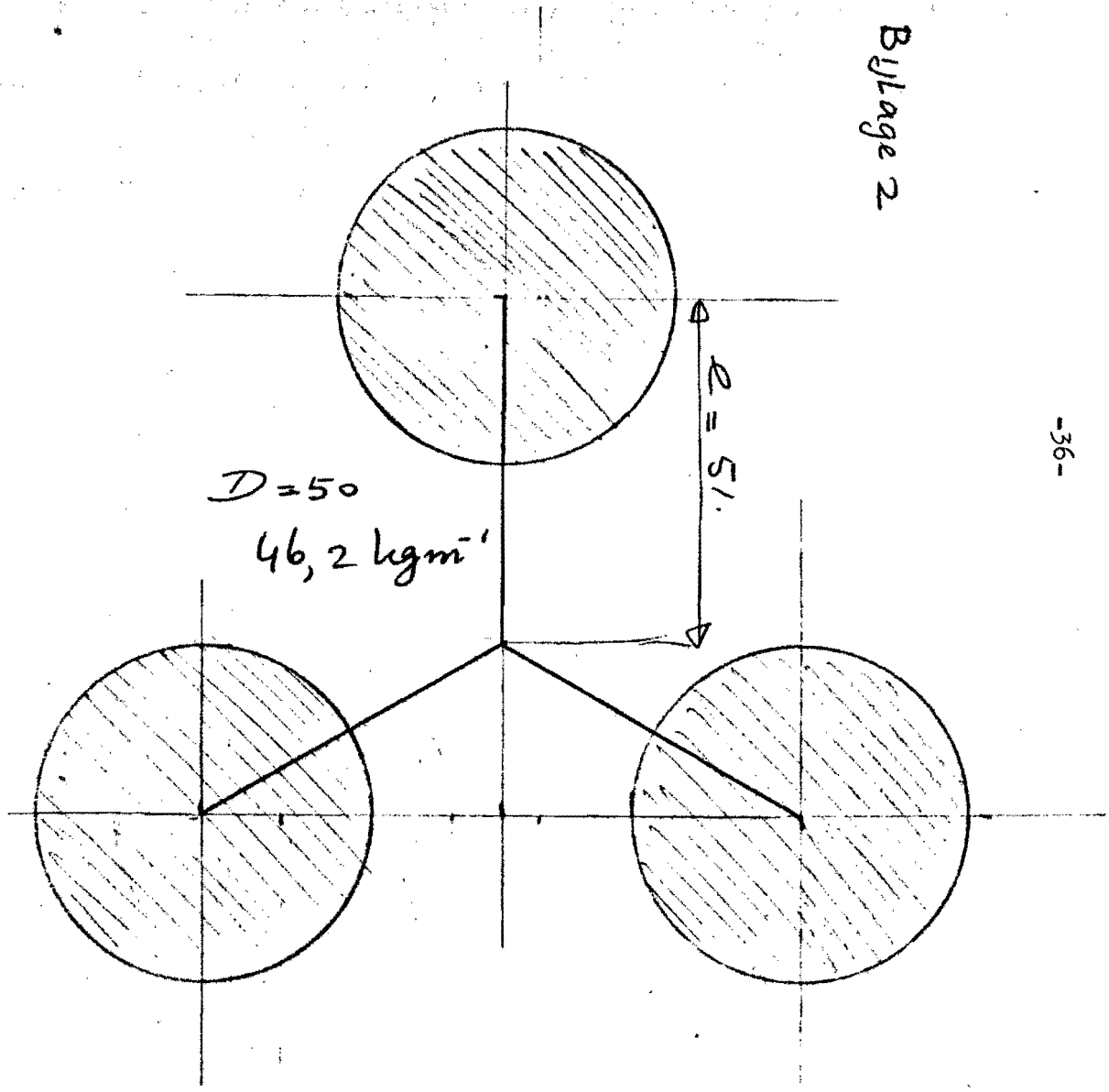
$$e = \sqrt{\frac{\frac{8}{3\pi} I - \frac{1}{8} D^4}{D^2}}$$

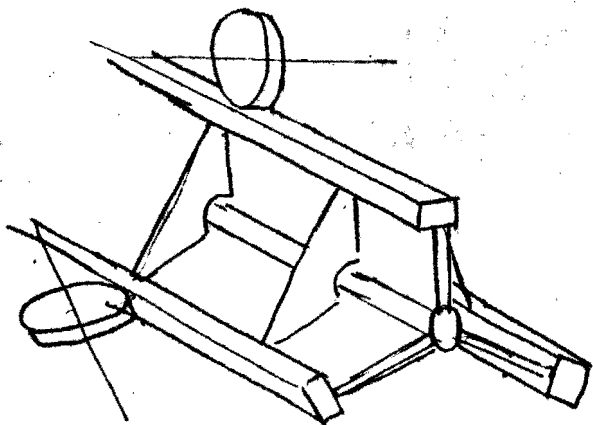
D	e	kg m ¹ massa
30	89	16,6
→ 40	66	29,6
→ 50	51	46,2
60	40	66,5

$$\left. \begin{array}{l} F = 390 \text{ N.} \\ q = 0,42 \text{ Nmm}^{-1} \\ l = 1000 \text{ mm.} \\ f = 0,1 \text{ mm} \end{array} \right\} I = 8,69 \cdot 10^6 \text{ mm}^4.$$

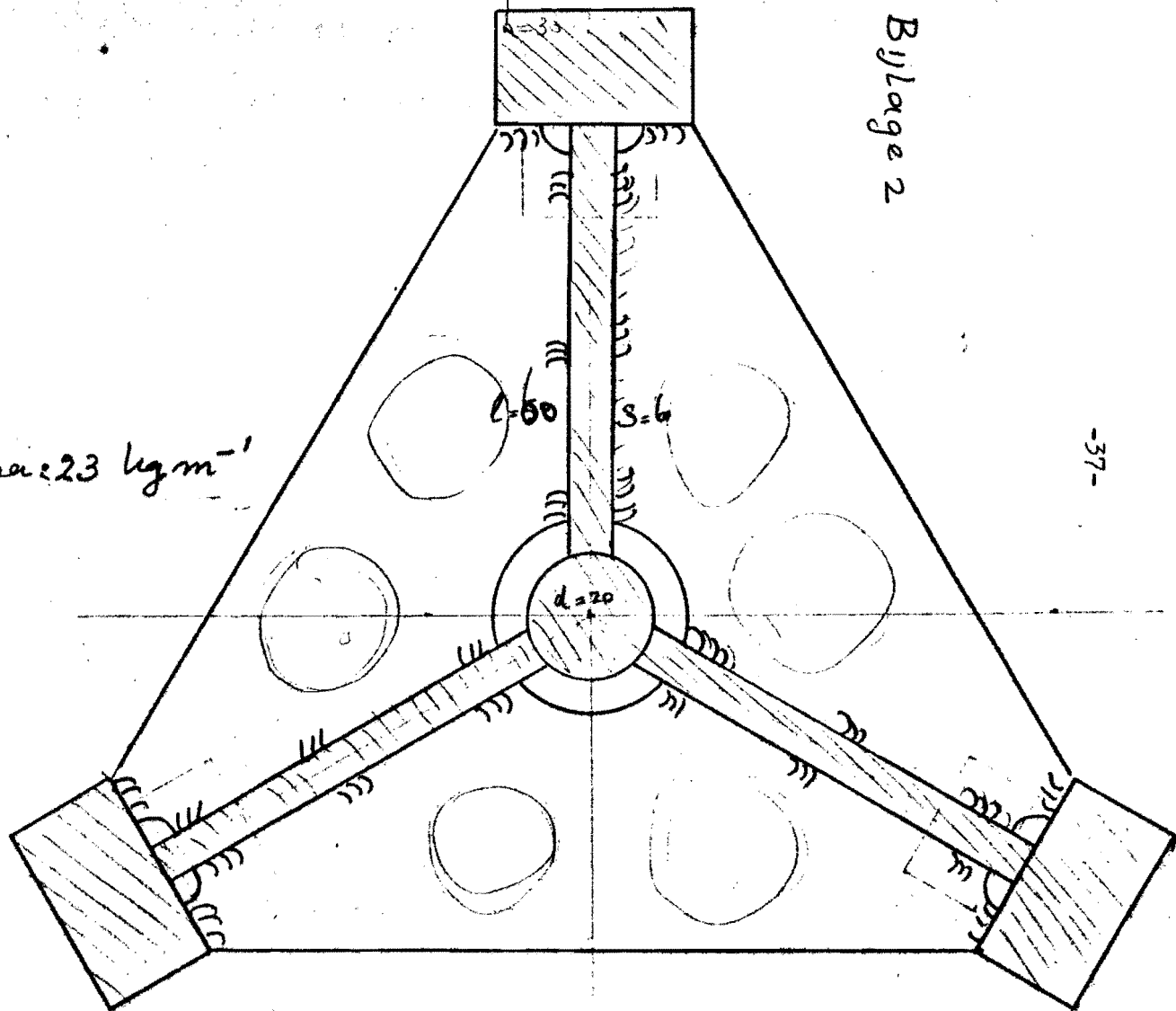
bewerkingkracht 100 N.

Bijlage 2



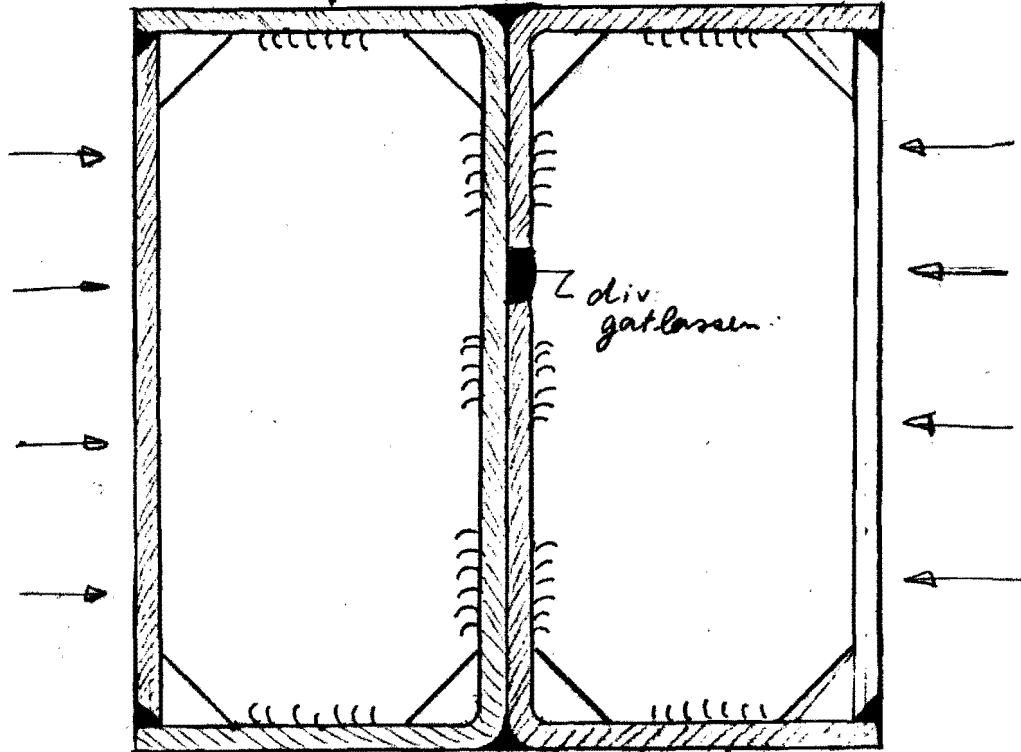


masse: 23 kg m^{-1}



Bijlage 2

dikkere flenzen -!



→ : gat lassen

gewicht:

$$\rho = 7,84 \text{ kg dm}^{-3} = 7,84 \cdot 10^{-6} \text{ kg mm}^{-3}$$

$$2 * \text{U profiel } 2 * 3 * 189 * 1000 = 1134 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

$$2 * \text{plaat } 2 * 3 * 94 * 1000 = 584 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

$$12 * \text{vulplaatje } 2 * 3 * 94 * 42 = 2,37 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$\underline{1,72 \cdot 10^6 \text{ mm}^3}$$

$$7,84 \cdot 10^{-6} * 1,72 \cdot 10^6 = \underline{13,5 \text{ kg m}^{-1}}$$

$$I = 2,25 * 10^6 \cdot \text{mm}^4$$

leibanen voor lagering dragen eventueel bij tot vergroting v.h. ^{opp.} stabilisatragheidsmoment.

Bijlage 2

-IPE 140 : $I_{x-x} = 5,41 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
 $I_{y-y} = 2,31 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

massa $12,9 \text{ kg m}^{-1}$
 + schatten

$I_{xx} = 5,41 \cdot 10^6 + 5,02 \cdot 10^5 = 5,91 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
 $I_{yy} = 2,31 \cdot 10^6 + 4,64 \cdot 10^5 = 2,77 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

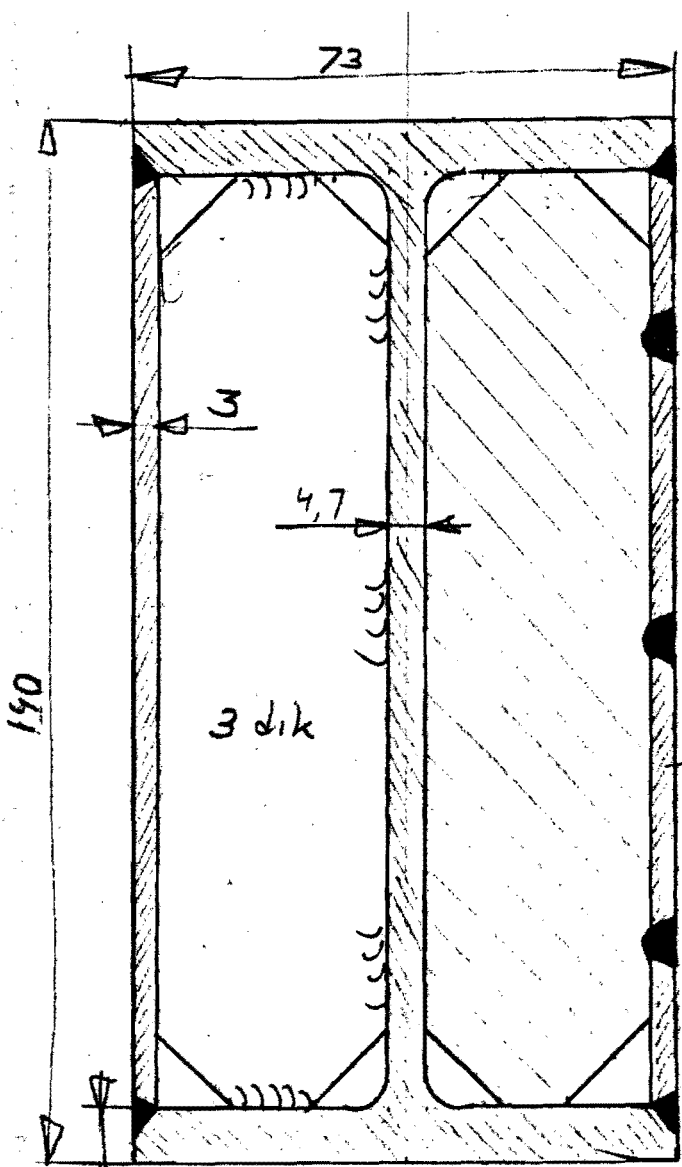
Bylage 2

lei banen: $0,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$??

$\Delta = 0,68 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ voor I_{xx}

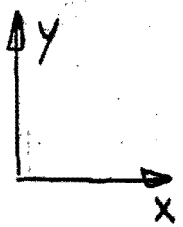
eis: $6,59 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ ($q = 280 \text{ Nm}^{-1}$)

$2 \times 126,2 \cdot 3 \cdot 1000 \cdot 7,84 \cdot 10^{-6} = 5,93$
 $12 \times 123 \cdot 3 \cdot 31,15 \cdot 7,84 \cdot 10^{-6} = 1,08$
19,91



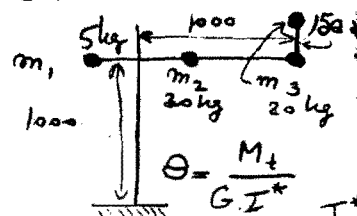
19,9 kgm⁻¹

$I_{xx} = \frac{126,2^3 \cdot 3}{12} = 5,02 \cdot 10^5$
 $I_{yy} = Ae^2 + I_y =$
 $= 126,2 \cdot 3 \cdot 35^2 + \frac{126,2 \cdot 3^3}{12} =$
 $= 4,64 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$



TORSIE Horizontaal: 180° in 1 sec. $\rightarrow M_t = 5,23 \cdot 10^3 \text{ Nm}$
 $\rightarrow \varphi_{\text{limd}} = 0,4 \text{ mm}$ op $r = 150$ (I
 vertikaal: $v = 1 \text{ ms}^{-1} \rightarrow \dot{\omega} = 2,5 \text{ s}^{-2} \Rightarrow M_t = 60 \dots$
 $\theta = \frac{M_t}{GI^*}$
 $I^* = 2,67 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$
 $1000 \times \varphi_{1000} = 0,201 \text{ mm}$ (□)

IPE 140



HE-A.

$$I_{xx} = 6,06 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^4$$

$$I_{yy} = 2,31 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

masa:

$$19,9 \text{ kgm}^{-1}$$

$$2 * 98.3.1000 = 784.10^6 = 4,61 \text{ kgm}^{-1}$$

$$12 * 97.54,5 * 3.784,10^6 = \frac{24,510}{1,49}$$

$$26 \text{ kgm}^{-1}$$

Bijlage 2

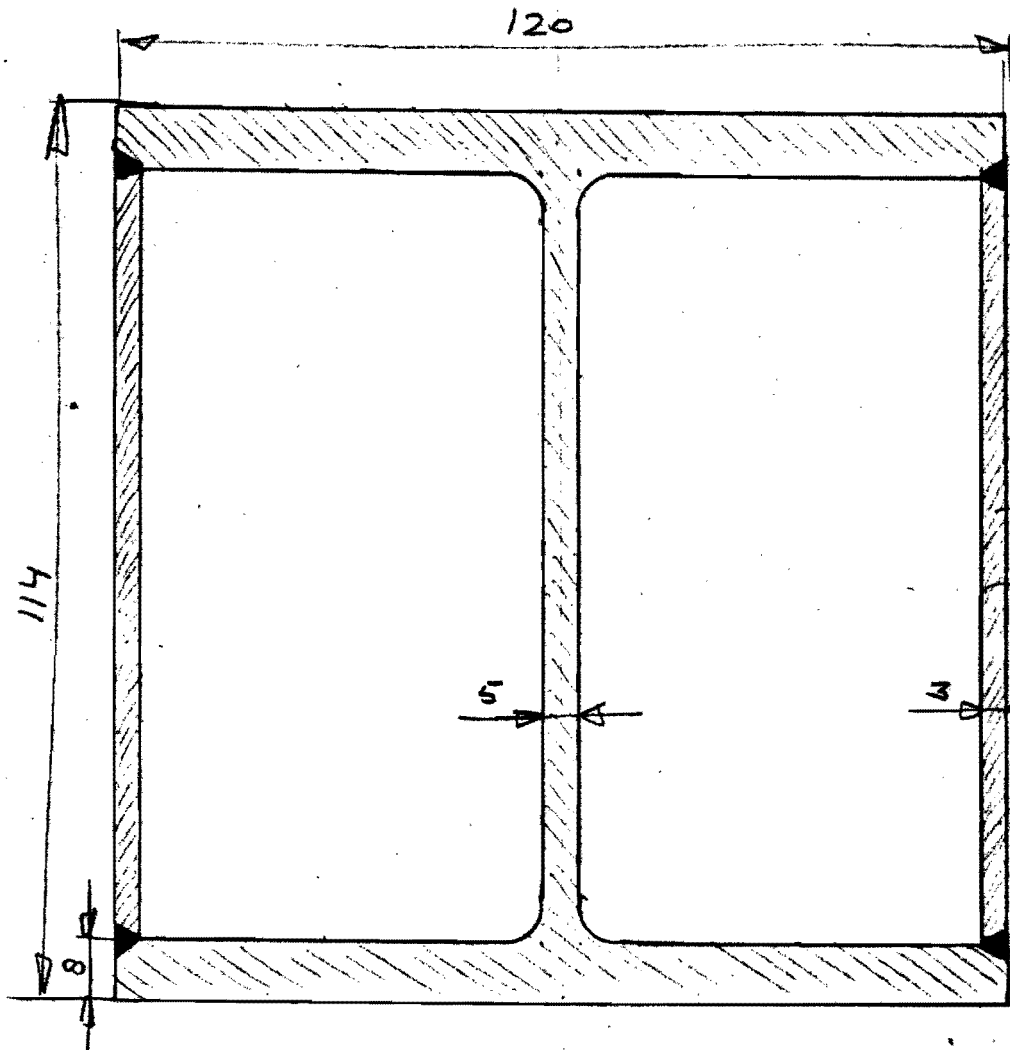
$$I_{xx} = 6,06 \cdot 10^6 + 2,35 \cdot 10^5 = 6,29 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{yy} = 2,31 \cdot 10^6 + 9,22 \cdot 10^5 = 3,23 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

eis: $I_{xx} = 7,06 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

$$\Delta = 0,77 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

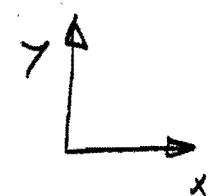
$$26 \text{ kgm}^{-1}$$



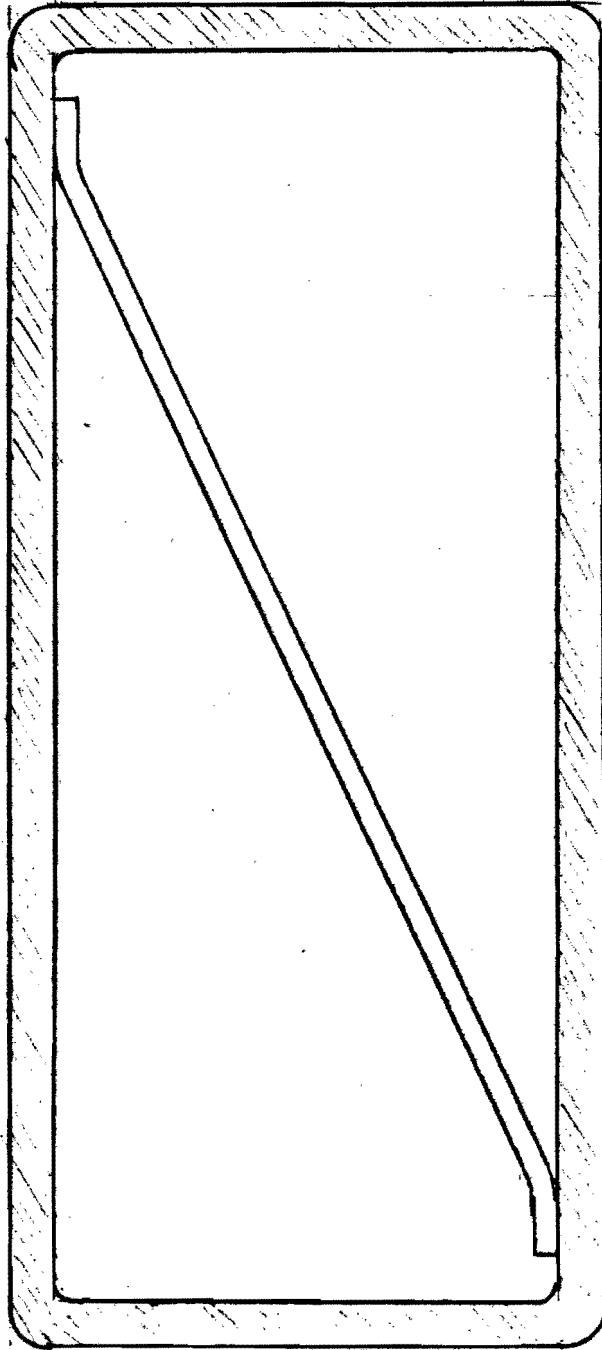
$$I_{xx} = 2,35 \cdot 10^5$$

$$I_{yy} = 9,22 \cdot 10^5$$

HE-A.



Bylage 2



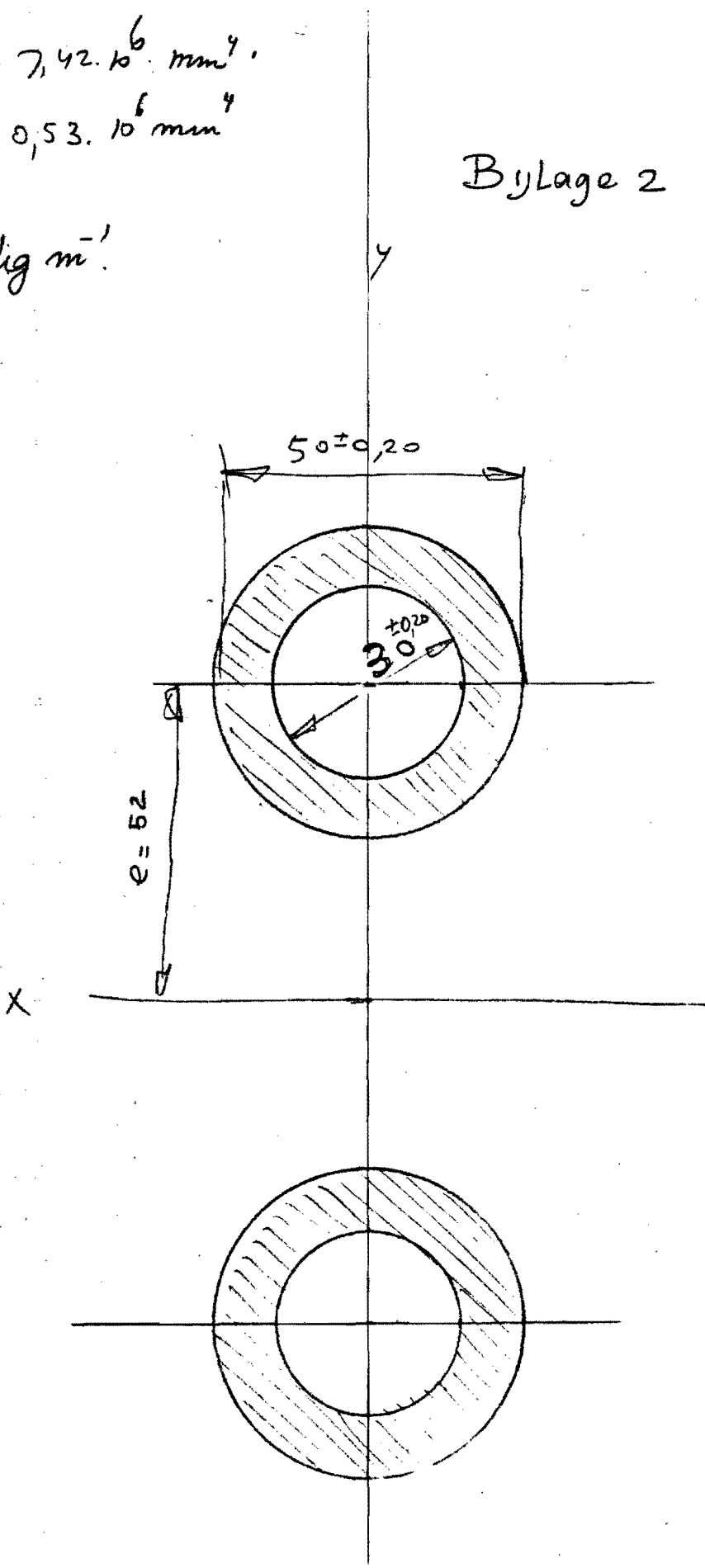
180x8x6

$$I_x = 7,42 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

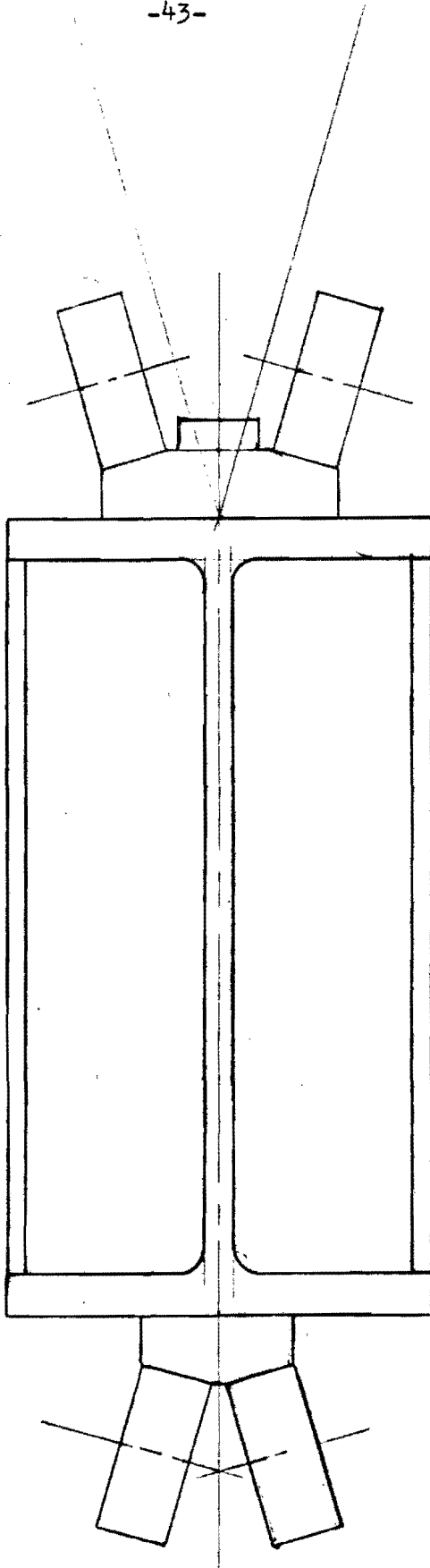
$$I_y = 0,53 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$19,7 \text{ kg m}^{-1}$$

Bylage 2

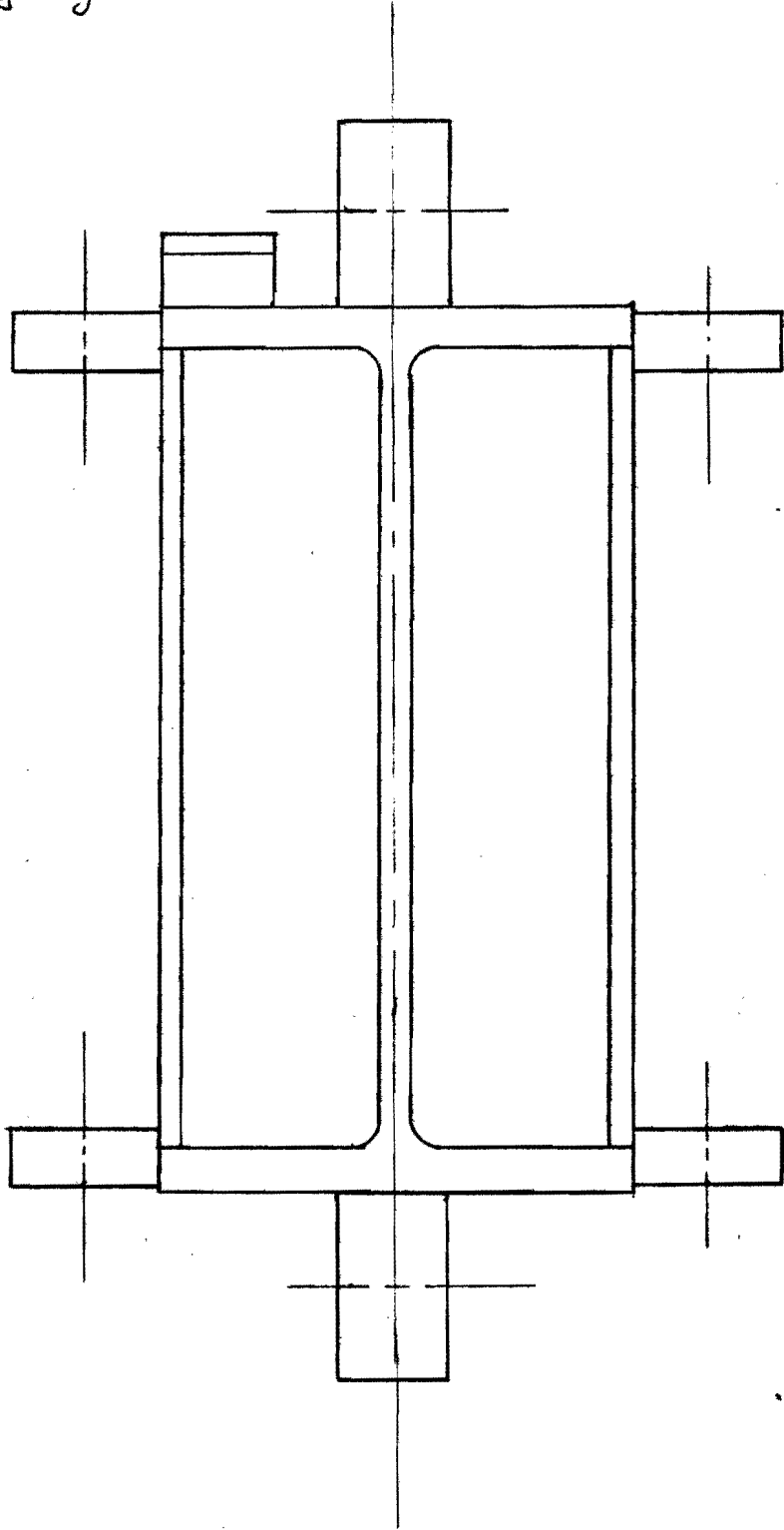


Bylage 2



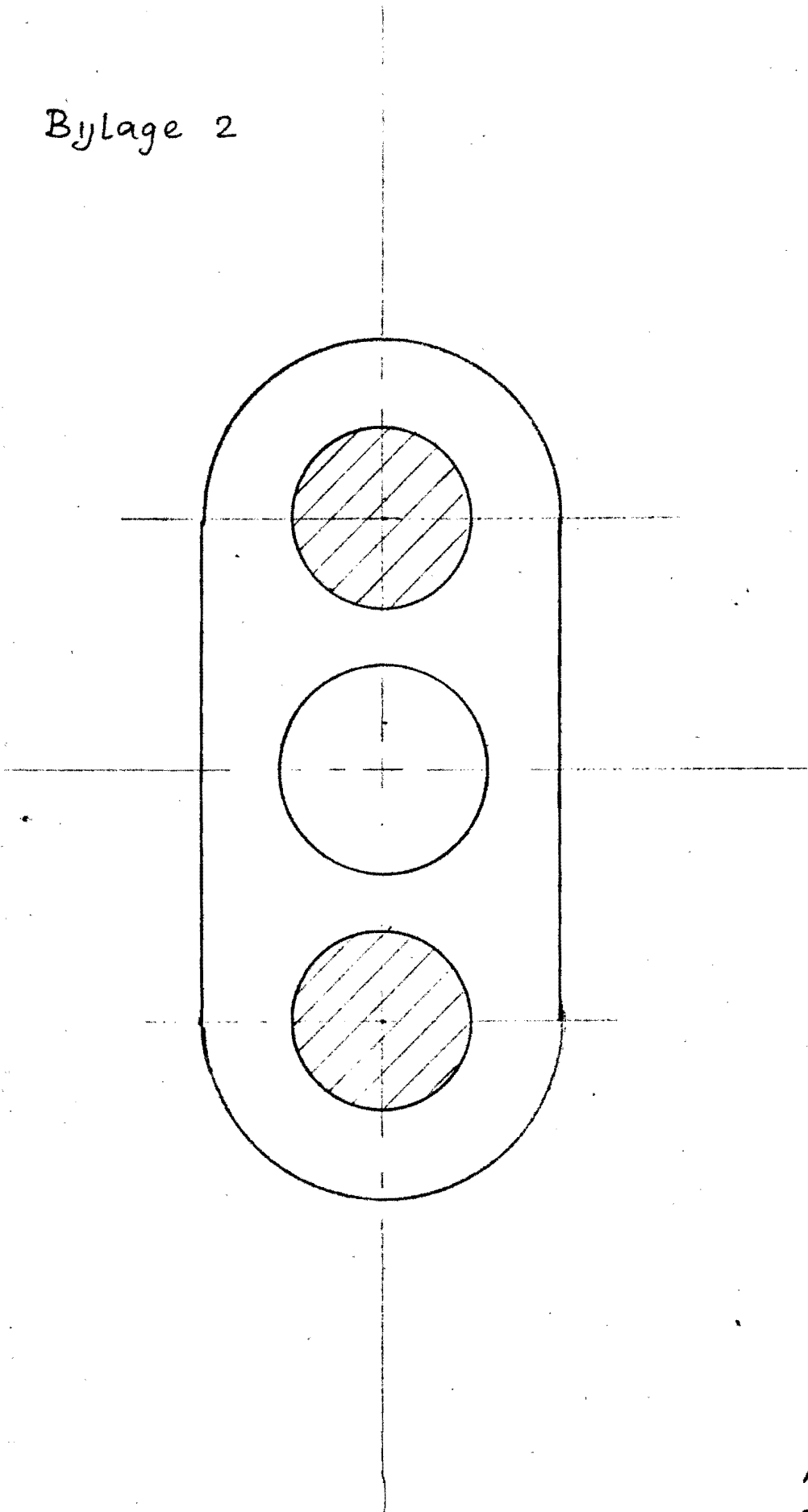
146 kgm.

Bylage 2

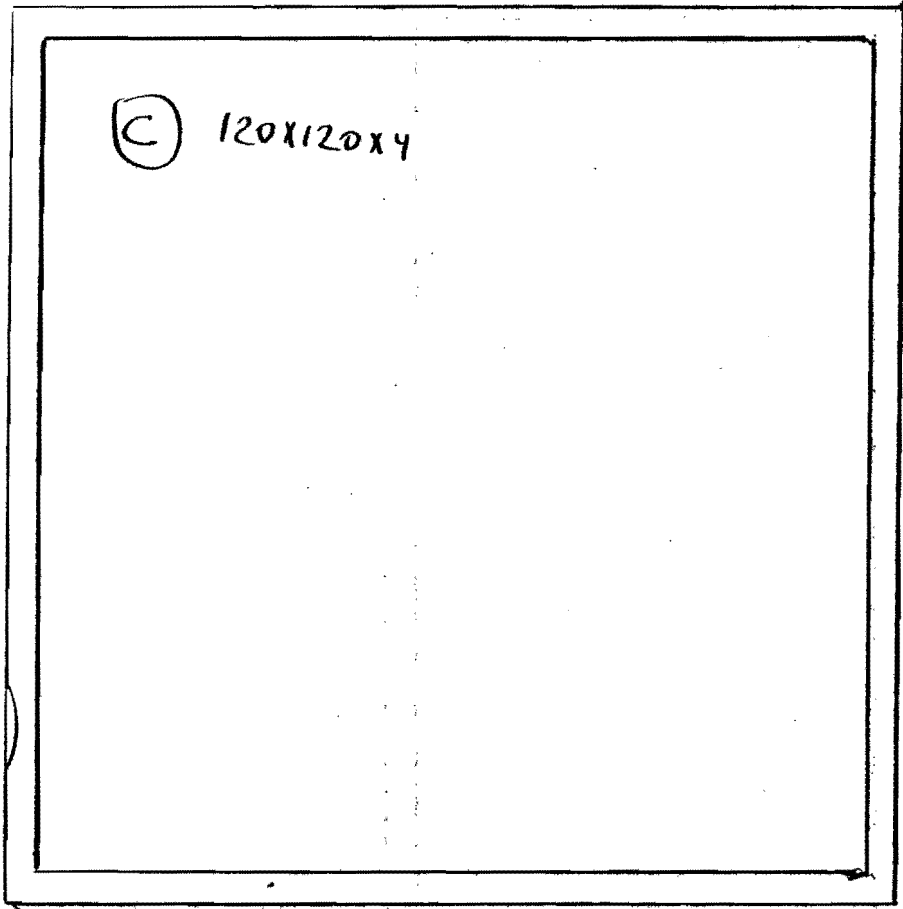


14,6 kgm

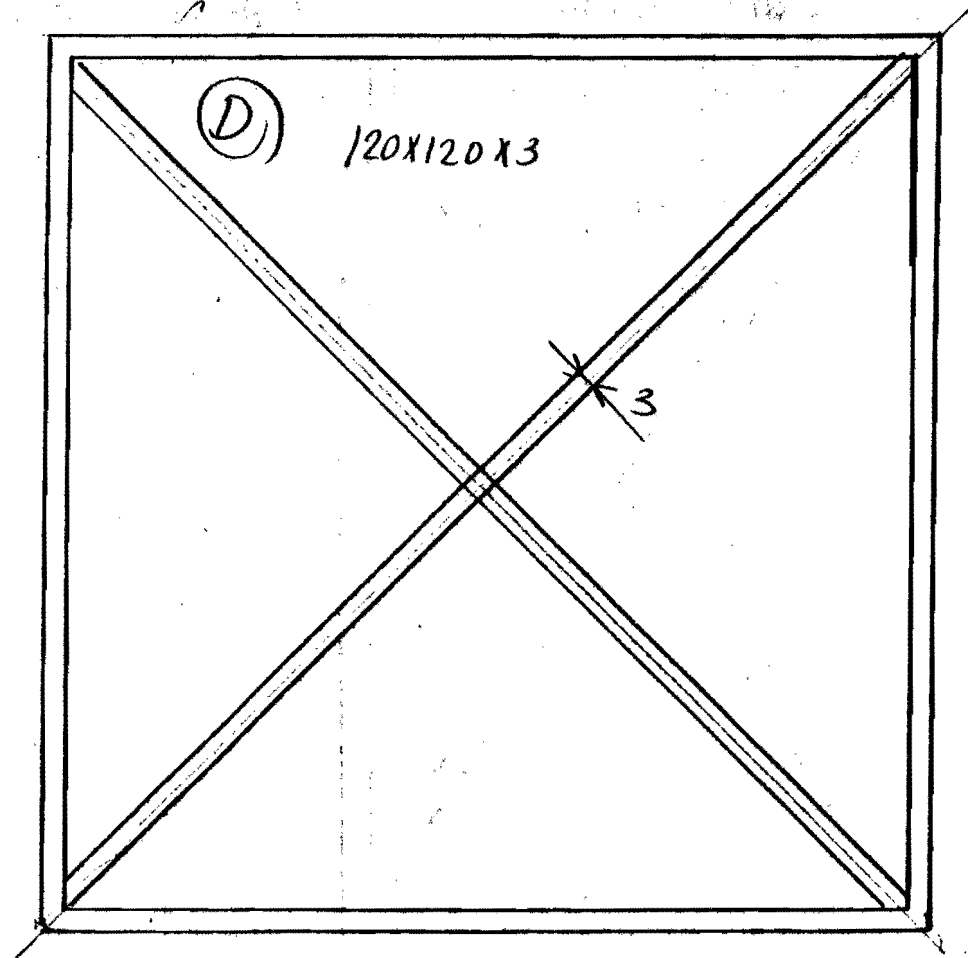
Bylage 2



11 kg m⁻¹

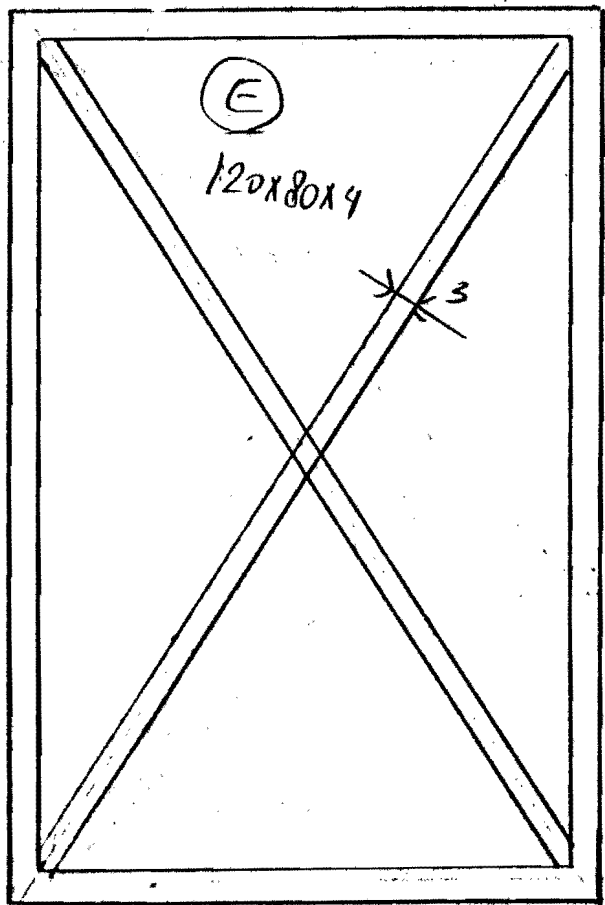


14,85 kg m⁻¹

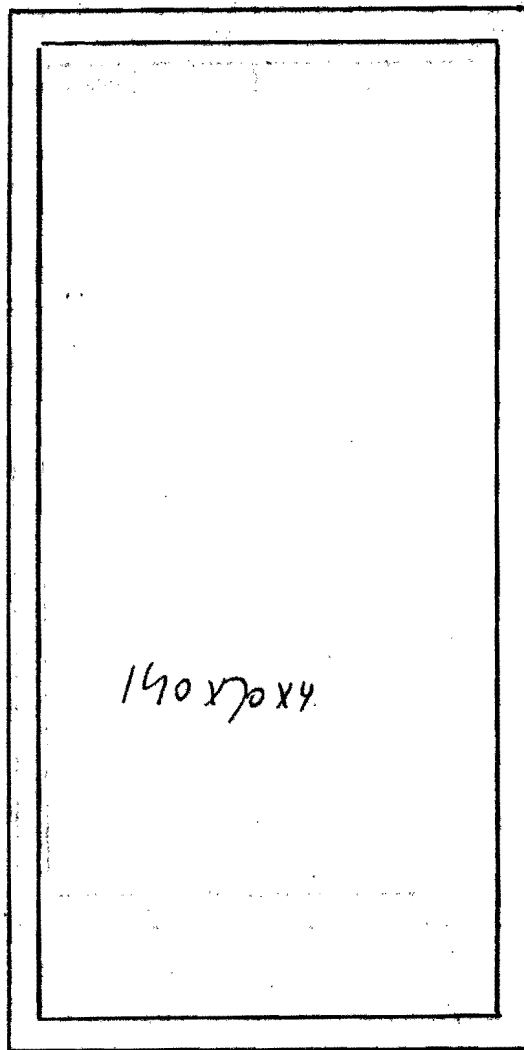


18,5 kg m⁻¹

Bylage 2

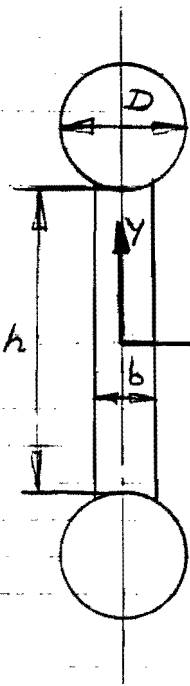


12,7 kgm⁻¹



12,9 kgm⁻¹

BIJLAGE 3.



Voor het oppervlaklote traagheidsmoment om de x-as geldt:

$$I_x = \left(\frac{\pi}{64} D^4 + \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \frac{1}{2}(h+D) \right) \cdot 2 + \frac{1}{12} b h^3$$

$$D = 30 \text{ mm} \Rightarrow b = 20 \text{ mm}$$

Uit de eis dat $I_x = 4,38 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
Volgt voor h : $h = 80 \text{ mm}$

Met deze gegevens volgt voor I :

$$\underline{\underline{I_x = 4,36 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}}$$

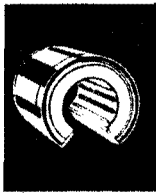
Voor het oppervlaklote traagheidsmoment om de y-as geldt:

$$\underline{\underline{I_y = 2 \cdot \frac{\pi}{64} D^4 + \frac{1}{12} \cdot h \cdot b^3 = 1,33 \cdot 10^5 \text{ mm}^4}}$$

I_y is aanzienlijk kleiner dan I_x ($\frac{I_x}{I_y} = 32$)

Ofschoon de verticale belasting veel groter is dan de horizontale belasting zal de arm in het horizontale vlak een grotere positiefout hebben dan in het verticale vlak.

Verbeteringen zijn te verwachten van additionele stijfheid van de schroefspindel en de buis voor de leidingdoorvoer. Tevens moet een gunstig versnellingsverloop gekozen worden.



STAR-Radial-Kugelbüchsen®

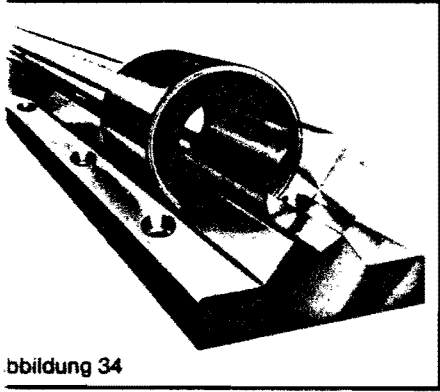


Abbildung 34

near-Kugelführungen für hohe Belastungen bei großer Steifigkeit.

STAR-Radial-Kugelbüchsen bieten aufgrund hoher Tragzahlen bei großer Steifigkeit wesentliche Vorteile gegenüber den herkömmlichen Kugelbüchsen, aber auch gegenüber Rollen- und Gleitführungen.

Vorteile gegenüber anderen Führungssystemen

Herkömmliche Kugelbüchsen

Erheblich höhere Tragzahlen erlauben eine kompaktere Bauweise
Größere Steifigkeit
Ruhigerer Lauf

Rollenführungen

Ein Tisch ist mit 4 STAR-Radial-Kugelbüchsen bei Einbau von 2 Wellen ausreichend agert, um Kräfte in allen Richtungen aufnehmen zu können. Bei Einfachrollenführungen sind je nach Anordnung 8 bzw. 12 Rollenelemente erforderlich

höhere Steifigkeit gegenüber den meisten Rollenführungen

Niedrigere Reibung, ruhigerer Lauf und geringere Federungsschwankungen beim Ablauf

Gleitführungen

Erheblich niedrigere Reibung und somit geringerer Kraftbedarf für Längsverschiebung

STAR-Radial-Kugelbüchsen sind nahezu verschleißfrei, es sind deshalb spielärmere Lagerungen möglich

Es tritt kein stick-slip-Effekt auf

Konstruktion

- Die STAR-Radial-Kugelbüchse besteht aus:
- einer gehärteten und geschliffenen Innenhülse
 - einer geschliffenen Außenhülse
 - einem Führungskäfig (Polyamid 6.6 verstärkt)
 - den Kugeln
 - zwei Federdrahthalteringen

Die Belastung wird von den zwischen Innenhülse und Welle befindlichen Kugeln aufgenommen. Diese lastaufnehmenden Kugeln werden, in mehreren Laufbahnen im Kunststoffkäfig geführt, radial nach außen umgelenkt und in Nuten am Außenmantel der Innenhülse zurückgeführt. In der Umlenk- und Rücklaufzone sind die Kugeln unbelastet. Es liegen geschlossene Kugelumlaufbahnen vor, so daß ein unbegrenzter Hub möglich ist. Durch die hier beschriebene Rückführung der Kugeln werden erheblich mehr Kugelreihen als bei herkömmlichen Kugelbüchsen untergebracht, wodurch sowohl die Steifigkeit als auch die Tragzahlen wesentlich erhöht werden.

Einfluß der Belastungsrichtung auf die Tragzahl

Wirkt die äußere Belastung unter einem Winkel $\varphi = 90^\circ$ bis 270° , so muß eine Tragzahlminderung berücksichtigt werden. Die Tragzahl ergibt sich dann durch Multiplikation der in Tabelle 28 angegebenen Tragzahl C bzw. C_0 mit dem Faktor f_φ für den jeweiligen Winkel nach Abbildung 35. Durch gezielten Einbau der STAR-Radial-Kugelbüchsen kann diese Tragzahlminderung vermieden werden (siehe Abbildungen 39 und 40).

Steifigkeit der STAR-Radial-Kugelbüchsen

Die Abbildung 36 zeigt die Federung der ohne Vorspannung, jedoch spielfrei eingebauten STAR-Radial-Kugelbüchsen, bei einer Belastungsrichtung $\varphi = 0^\circ$ bis 90° sowie 270° bis 360° . Wirkt die Belastung unter einem anderen Winkel, muß mit höherer Federung gerechnet werden.

Beim Einbau mit Vorspannung ist die Federung geringer.

Die zusätzliche Federung aller anderen Bauteile nach den Abbildungen 37 und 39 ist bei einer Belastungsrichtung $\varphi = 0^\circ$ vernachlässigbar, bei $\varphi = 90^\circ$ bzw. 270° ca. 50% der Kugelbüchsenfederung.

Reibung

Der Reibungskoeffizient beträgt ca. 0,001 bis 0,002. Dieser niedrige Reibwert erlaubt die Längsverschiebung großer Lasten mit geringem Kraftaufwand.

Abdichtung

Wir liefern auch Dichtringe, die speziell für die STAR-Radial-Kugelbüchsen gefertigt werden (siehe Tabelle 29).

Einbauhinweise

Um eine Wellendurchbiegung zu vermeiden, muß die Welle durchgehend unterstützt werden. Abbildungen 37 und 39 zeigen, wie die Wellenunterstützung sowie deren Verschraubung mit der Welle auszuführen ist.

Die STAR-Radial-Kugelbüchse wird entsprechend der Montagevorschrift auf Seite 29 in das Gehäuse eingepreßt.

Bei Einbaufällen mit Vibrationen bzw. höheren Beschleunigungen, insbesondere bei vertikalem Einbau, wird eine zusätzliche Fixierung empfohlen.

Bei der Montage ist darauf zu achten, daß zunächst die Wellen mit der Wellenunterstützung verschraubt, anschließend die Gehäuse mit den STAR-Radial-Kugelbüchsen auf die Wellen ausgerichtet und erst dann mit dem Tisch verschraubt werden.

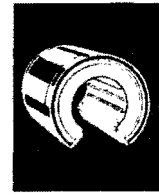
Empfohlene Einbautoleranzen

(Siehe Tabelle 28)

Man kann das Gehäuse auf einer Seite mit Schlitz und Stellschraube versehen und so Spielfreiheit bzw. gezielte Vorspannung einstellen (siehe Abbildung 37).

STAR-Radial-Kugelbüchsen sind auch als komplette Sets mit Gehäuse (siehe Seite 29) und Wellenunterstützung (siehe Seite 51) lieferbar.

STAR-*Radial-Kugelbüchsen*[®]



bijlage 4

Maße, Tragzahlen, Radialluft

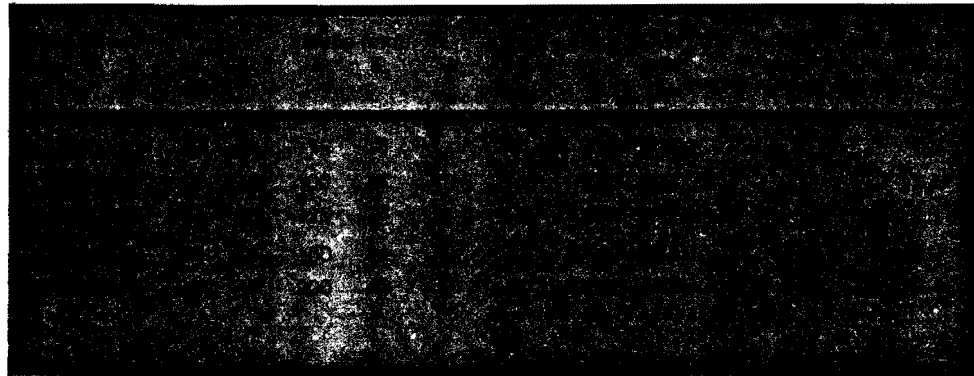
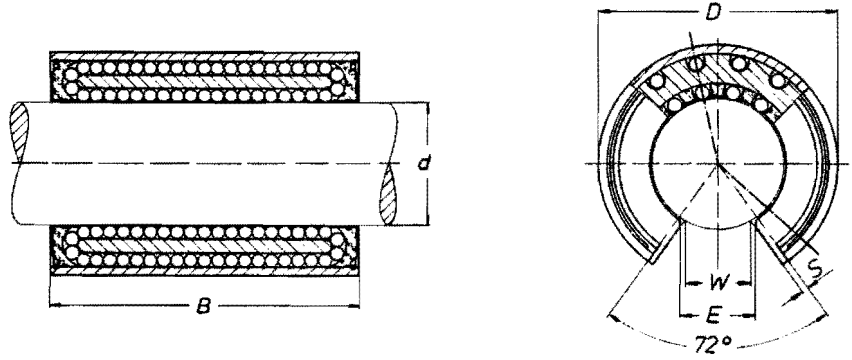


Tabelle 28

- 1) Lieferung direkt an Einbaufirmen
- 2) Lebensdauer mind. durch hohe Vorspannung beachten; siehe Seite 8

Tragzahlfaktor f_g

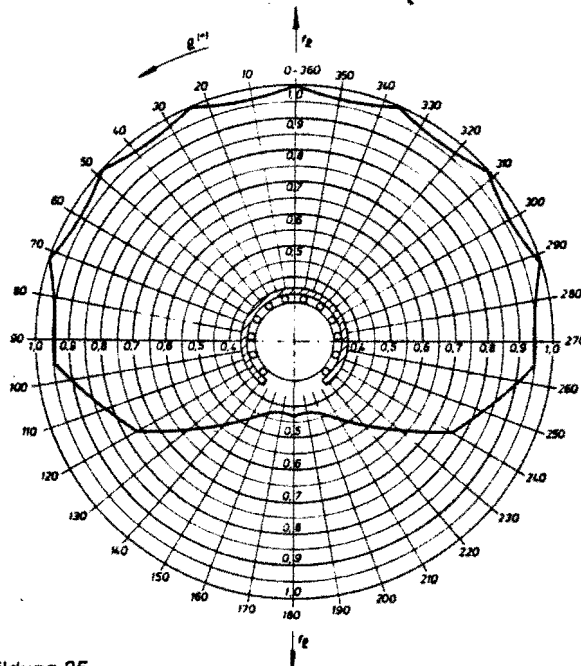
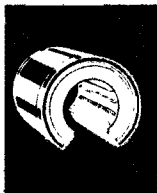


Abbildung 35



STAR-Radial-Kugelbüchsen®

Leistungsfähigkeit der STAR-Radial-Kugelbüchsen

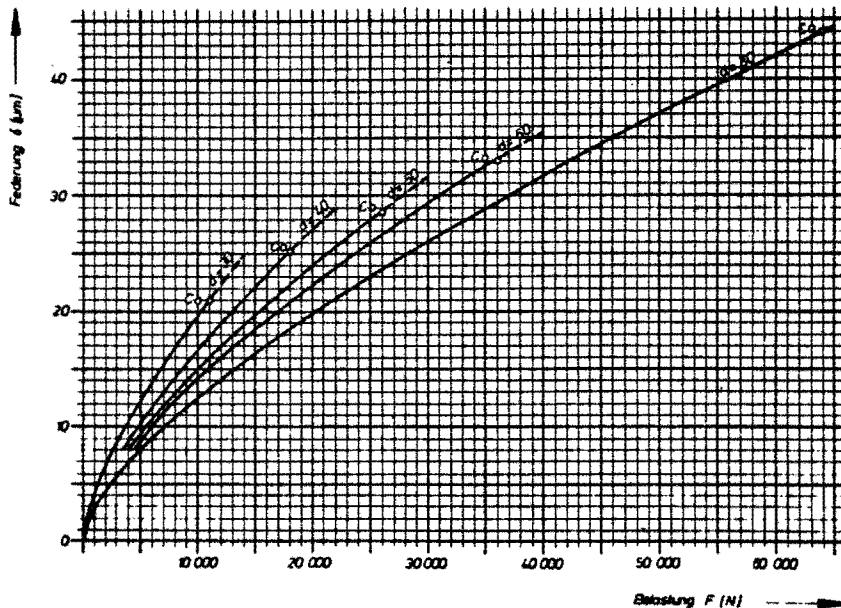
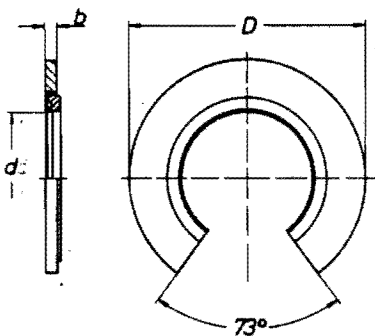


Abbildung 36

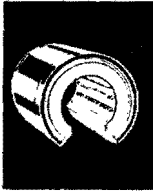
Abdichtung



Bezeichnung	Maße (mm)			Gewicht (kg)
	d	D ¹⁾	b	
331-930-00	30	60	5	0,050
331-940-00	40	75	5	0,075
331-960-00	50	90	7	0,145
331-980-00	60	110	7	0,260
331-990-00	80	145	7	0,400

Tabelle 29

1) Der Außendurchmesser D ist mit einem Übermaß von ca. 0,1 mm gefertigt. Eine zusätzliche Fixierung ist, außer bei Einsatzfällen mit Vibrationen bzw. hohen Beschleunigungen, nicht erforderlich.



STAR-Radial-Kugelbüchsen®

bauempfehlungen und schematische Einbaudarstellungen

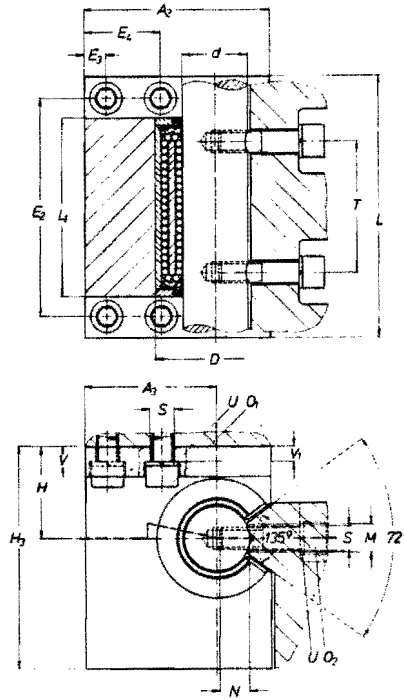
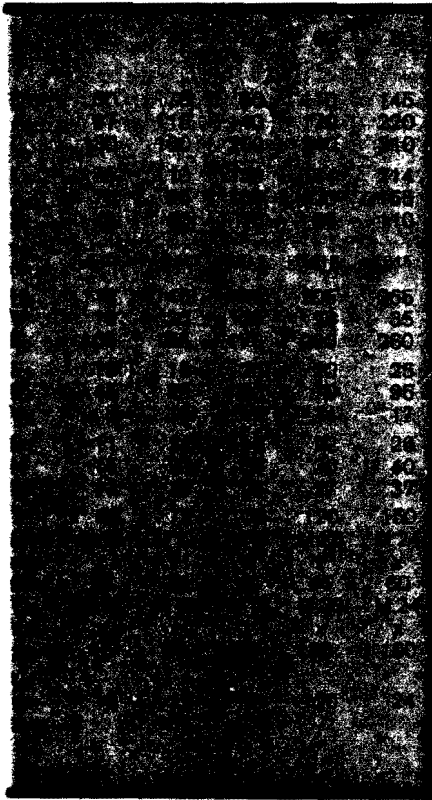


Abbildung 39

Abbildung 31

Sonderfällen JS6 bzw. K6 (Siehe Radialluft, Tabelle 28)
 die Länge der Zylinderschrauben zur Gehäusebefestigung
 ist nur für die Verschraubung in Stahl- oder Gußgewinde.
 derringe

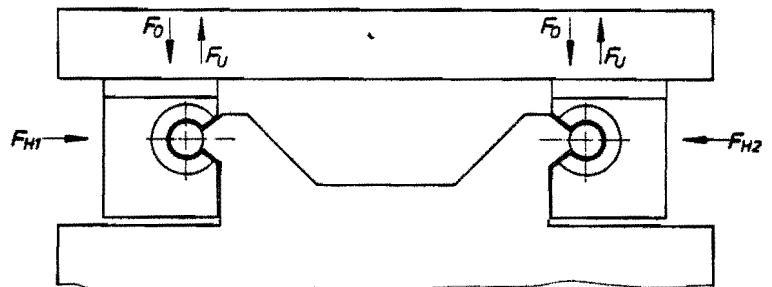
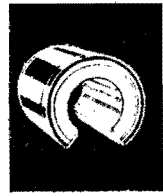


Abbildung 40

Maximal zulässige Belastungen:

- $F_0 = C_0$
- $F_{H1} = C_0$
- $F_{H2} = C_0$
- $F_U = C_0$



STAR-Radial-Kugelbüchsen®

Einbauempfehlungen und schematische Einbaudarstellungen

(Note: The table content is extremely dark and illegible in the provided image.)

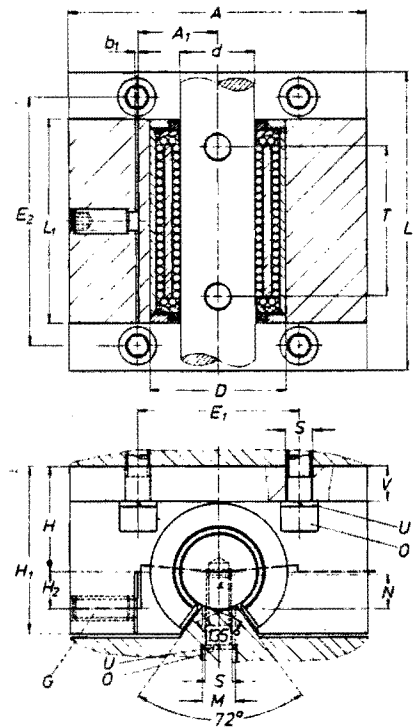


Abbildung 37

Tabelle 30
 1) In Sonderfällen JS6 bzw. K6 (siehe Radialluft, Tabelle 28)
 3) Die Länge der Zylinderschrauben zur Gehäusebefestigung gilt nur für die Verschraubung in Stahl- oder Gußgewinde.
 4) Federringe.
 5) Gewindestift.

STAR-Radial-Kugelbüchsen sind auch als komplette Sets mit Gehäuse (siehe Seite 38) und Wellenunterstützung (siehe Seite 51) lieferbar.

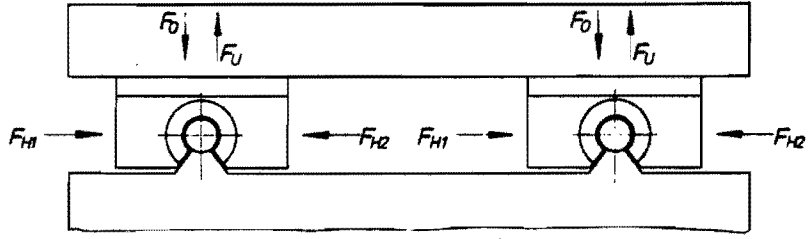
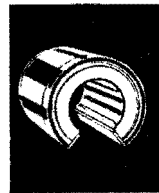


Abbildung 38

Maximal zulässige Belastungen:
 $F_0 = C_0$
 $F_{H1} = C_0$
 $F_{H2} = C_0$
 $F_U = 0,43 \cdot C_0$

STAR-*Radial-Kugelbüchsen*[®]



Montagevorschrift für STAR-*Radial-Kugelbüchsen*

Um Beschädigungen bei der Montage zu vermeiden, darf die STAR-*Radial-Kugelbüchse* nur mit Hilfe einer Presse bzw. Abziehvorrichtung in die Gehäusebohrung eingepreßt werden. Die Montage ist entsprechend den folgenden Abbildungen und Hinweisen durchzuführen.

Vor Montagebeginn muß der Außenmantel der STAR-*Radial-Kugelbüchse* und die Gehäusebohrung nahezu öf frei sein.

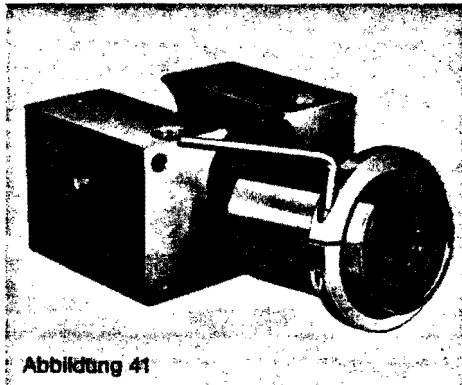


Abbildung 41: Montagegering (Bestellnummer 0940-0...00) ist an die STAR-*Radial-Kugelbüchse* angebracht und so weit einengend, bis sie sich von Hand in die Gehäusebohrung einschieben läßt. Die Bohrung des Montagegerings muß um ca. 0,5 größer als der Außendurchmesser „D“ der STAR-*Radial-Kugelbüchse* sein.

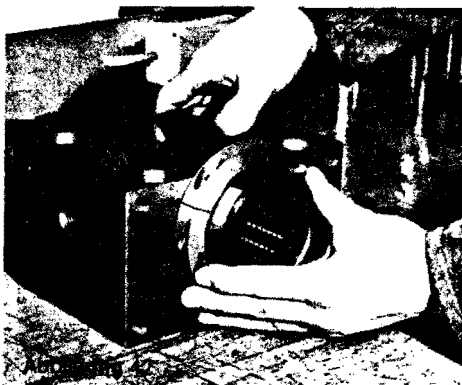


Abbildung 42: Nach dem Einschieben ist die Öffnung des Montagegerings von Hand zurechtgerichtet und der Montagegering zu lösen.

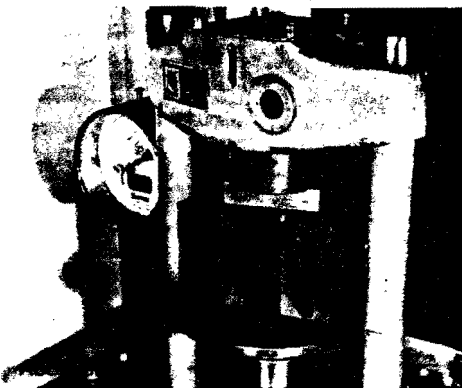


Abbildung 43: Die vormontierte STAR-*Radial-Kugelbüchse* wird mit einer Presse in das Gehäuse eingepreßt.

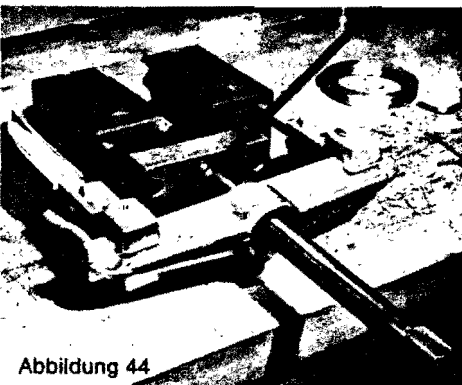


Abbildung 44: Alternativ kann die vormontierte STAR-*Radial-Kugelbüchse* auch mittels einer Abziehvorrichtung eingepreßt werden. Das Druckstück muß in der Druckstange kugelgelagert sein (Pfeil). Ist dies nicht der Fall, muß ein Axiallager der Druckstange vorgesetzt werden, um ein Verdrehen der STAR-*Radial-Kugelbüchse* im Gehäuse durch auftretende Drückmomente zu vermeiden.

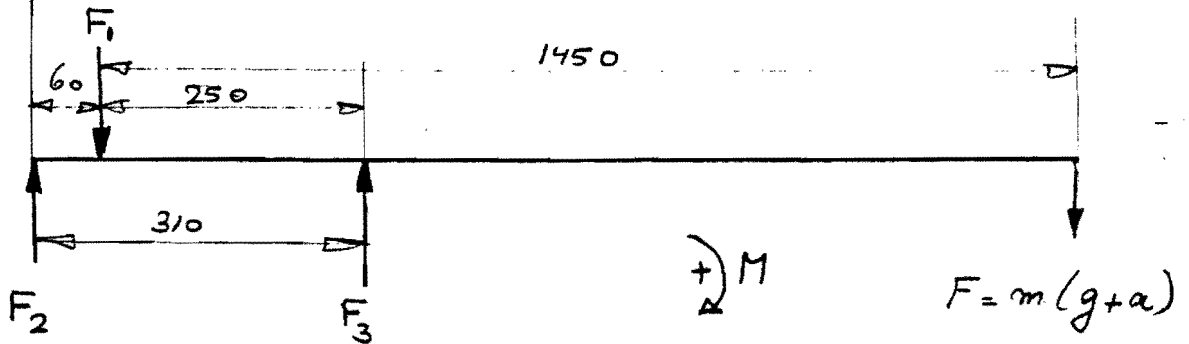
Anmerkung:

1. Stimmen die Öffnungen von STAR-*Radial-Kugelbüchse* und Gehäuse im montierten Zustand nicht überein, muß durch Auspressen (Presse oder Abziehvorrichtung) die Stellung nach Abbildung 42 hergestellt werden. Mit Hilfe des Montagegerings kann die Stellung der Öffnung korrigiert und die Montage entsprechend den weiteren Abbildungen fortgesetzt werden.
2. Die Wellenenden müssen angefast sein.
3. Die STAR-*Radial-Kugelbüchse* darf beim Aufschieben auf die Welle nicht verkanten.
4. Ein Verdrehen zwischen Welle und STAR-*Radial-Kugelbüchse* muß vermieden werden.
5. Beim Einbau von Dichtringen sind diese nach der STAR-*Radial-Kugelbüchse* auszurichten und mit Hilfe einer Presse bzw. Abziehvorrichtung einzudrücken.

Abbildung 44

BIJLAGE 5

BEREKENING VERTIKALE KRACHTEN.



Stel $m = 30 \text{ kg}$ (de massa is groter genomen om de massa van de arm te verrekenen)
 $g = 10 \text{ ms}^{-2}$
 $a = 2 \text{ ms}^{-2}$ Voor F geldt: $F = 30(10+2) = 360 \text{ N}$.

Eerst worden de krachten F_1 en F_3 zodanig berekend dat F_2 juist nul is, dit is de minimaal benodigde kracht voor spelingvrije lagering bij maximale belasting.

Momentenevenwicht t.o.v. F_1 :

$$250F_3 = 1450F \rightarrow F_3 = \frac{1450}{250} \cdot 360 = 2088 \text{ N}$$

Vertikaal krachtenevenwicht:

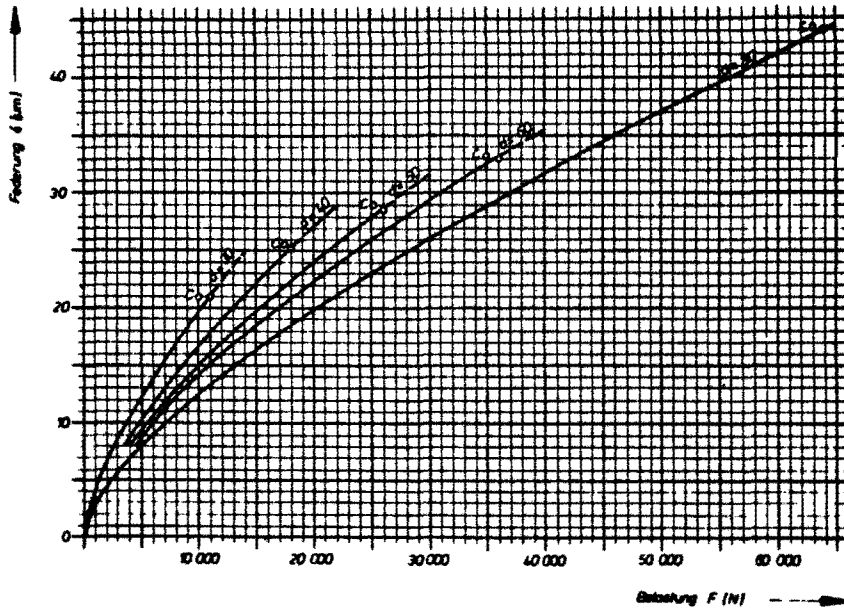
$$F_1 = F_3 - F = 2088 - 360 = 1728 \text{ N}$$

Om te zorgen dat de lagering stijf is is het raadzaam kogelbus F_1 voor te spannen zodanig dat de kracht op kogelbus 1 (de lichtst belaste) altijd groter is dan een bepaalde waarde. Uit onderstaande grafiek volgt dat een goede keuze voor die minimum waarde 2000 N is.

voorspanning [N]	stijfheid [Nm ⁻¹]
1000	$3,4 \cdot 10^8$
2000	$4,8 \cdot 10^8$
3000	$5,5 \cdot 10^8$

$> \Delta = 1,4 \cdot 10^8$
 $> \Delta = 0,7 \cdot 10^8$

(10^8 Nm^{-1} geldt als stijf voor normale werktuigen)



Indien F_2 minimaal 2000 N moet zijn betekent dit voor F_1 geldt:

momentenevenwicht t.o.v. F_3 :

$$310 F_2 - 250 F_1 + (1450 - 250) \cdot F = 0$$

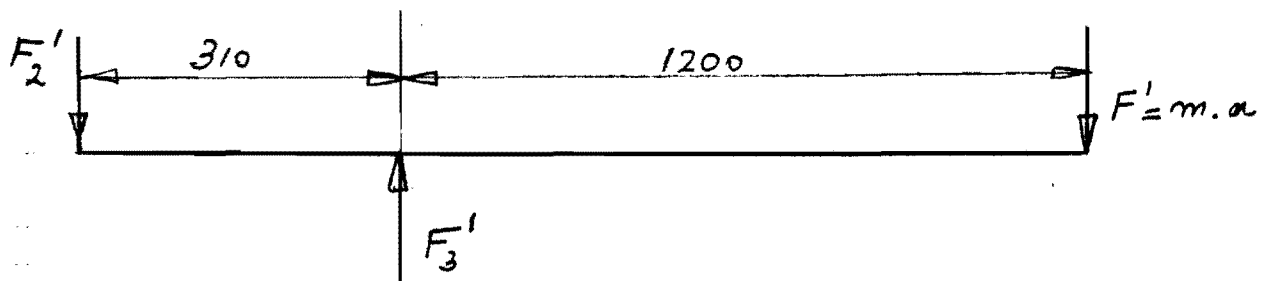
$$F_1 = \frac{(1450 - 250) \cdot 360 + 310 \cdot 2000}{250} = \underline{\underline{4208 \text{ N}}}$$

Voor F_3 geldt dan:

$$F_3 = F + F_1 - F_2 = 360 + 4208 - 2000 = \underline{\underline{2568 \text{ N}}}$$

Berekening HORIZONTALE KRACHTEN

F_2' en F_3' nemen de horizontale belasting op:



$$\left. \begin{array}{l} m = 30 \text{ kg} \\ a = 1 \text{ ms}^{-2} \end{array} \right\} \rightarrow F' = m \cdot a = 30 \text{ N.}$$

momentenevenwicht t.o.v. F_3' :

$$-310 F_2' + 1200 F' = 0$$

$$F_2' = \frac{1200}{310} \cdot 30 = 116 \text{ N.}$$

Deze krachten zijn zo gering dat ik geen rekening heb gehouden met de horizontale krachten voor de berekening van de levensduur van de kogelkussen.

VEERVOORSPANNING kogelkuss 7.

Zie voor de constructie tekening WB 139-00

De kogelkuss licht in een huis dat op zijn plaats gehouden wordt door een dun plaatje normaal constructie staal van 2 mm dik. Hierdoor blijven de buigspanningen beperkt en kan geen plastische vervorming of vermoeding optreden.

De kans op knik door belasting in het vlak van het plaatje is theoretisch gering bij belastingen boven de 8000 kg (lit. [4] blz 413).

Voor opwekking van de benodigde grote kracht heb ik gekozen voor stempel koren. Deze zijn in staat om bij kleine afmeting toch grote belasting op te nemen.

De voorspanning wordt geleverd door 4 veren:

$$\text{vereist is dan } \frac{4208}{4} = 1052 \text{ N per veer.}$$

Verkrijgbaar is een veer met $P_1 = 1193 \text{ N} \Rightarrow$
totale voorspanning:

$$4 \times 1193 = 4772 \text{ N.}$$

Fabriek: TEVEMA, ASSOCIATED SPRING; BARNES GROUP.

Afmetingen: passend om as $\phi 13$ mm
 en/of in kwars $\phi 25,5$ mm
 ongespannen lengte $L_0 = 25,4$ mm.
 gespannen lengte $L = 12,7$ mm.
 veerstijfheid $C = 93,9$ N/mm¹.

Bij kleine verplaatsingen, stel 0,1 mm, bedraagt de wisseling in de voorspankracht:

$$F = c \cdot u = 93,9 \cdot 0,1 = 9,39 \text{ N per veer,}$$

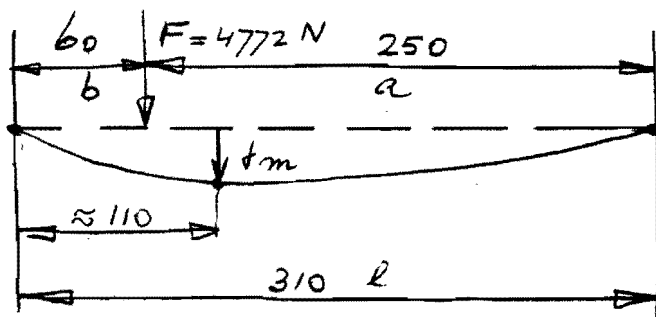
$$4 \cdot 9,39 = 37,56 \text{ N voor 4 veren}$$

Dit is verwaarloosbaar op een voorspanning van bijna 5000 N.

Algemene opmerking:

Ik heb voor deze constructie gekozen omdat hij eenvoudig is en vrijwel hysteresevrij. Indien het lagerhuis in een geleiding zou lopen vereist dit grote bewerkingsnauwkeurigheden en heeft het wrijving tot gevolg. Voorts bestaat er de mogelijkheid om dat bij de kleine verplaatsingen rieten optreedt op de glijvlakken, of dat er zelfs helemaal geen verplaatsingen optreden.

DOORBUIGING VAN DE ARM t.g.v. de voorspanning.



Uit [4] blz 386/387 volgt:

$$f_m = \frac{F l^3 a^2 b^2}{3EI l^4} \cdot \frac{l+b}{3b} \cdot \sqrt{\frac{l+b}{3a}} = 0,09 \text{ mm}$$

Een doorzakking van 0,09 mm heeft voor de linker kogelbus (no.2) een hoelverdraaiing van de arm ter plekke van.

$$\varphi \approx \tan \varphi = \frac{0,09}{110} = 8 \cdot 10^{-4} \text{°}$$

Of dit toegestaan is zou bij de leverancier nagegaan moeten worden, naar alle waarschijnlijkheid kan dit geen probleem opleveren.

Formeel zou het effect tussen minimum en maximum doorzakking f_m meegenomen moeten worden in de positiefout aan het uiteinde van de arm ten gevolge van het zogenaamde "kruispleffect".

LEVENSDUUR KOGELBUSSEN.

De levensduur wordt uitgedrukt in meters:

$$L = \left(\frac{C}{F} \cdot f_H \cdot f_t \right)^3 \cdot 10^5 \text{ [m]}$$

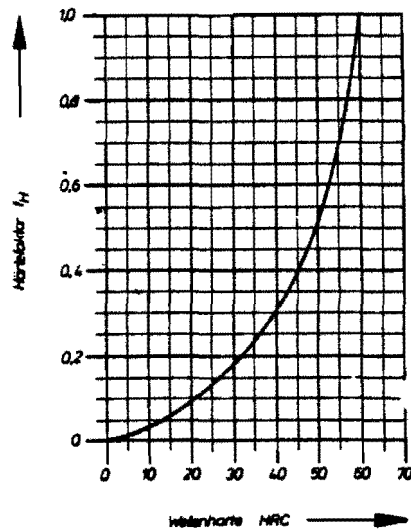
$$f_H = 1 \text{ (zie fig)}$$

$$f_t = 1 \text{ (Voor temperaturen onder de } 100^\circ\text{C)}$$

$$C = 8000 \text{ N (statisch: } 11000 \text{ N)}$$

$$F = 4772 \text{ N}$$

$$L = \left(\frac{8000}{4772} \cdot 1,1 \right)^3 \cdot 10^5 = 4,71 \cdot 10^5 \text{ [m]}$$



Abmessungen der SR TRANSROL Spindeln

bijlage 6.

SR Rollenspindeln werden in 3 verschiedenen Serien gefertigt. Der Hauptunterschied zwischen den Serien besteht konstruktiv in der Anzahl der Gewindegänge und in der Belastungskapazität. Die leichte Serie ist belastungsmäßig gleich oder etwas besser als gleich große Kugelrollspindeln zu bewerten. Die Mittelserie weist Belastungskapazitäten auf, welche bei ca. 3-facher Lebensdauer um 50% über den Belastungskapazitäten vergleichbarer Kugelrollspindeln liegen. Die schwere Serie hat bei etwa 3-facher Belastungskapazität eine 25-fache Lebensdauer vergleichbarer Kugelrollspindelgrößen.

SCHWERE SERIE

Kurzzeichen (1)	Hauptabmessungen Spindel		Mutter		Paßfedern				Tragzahlen Type SRCZ (1)		Type SRUZ (1)	
	d_0	d_1	D	D_1	L	b	h	l	C	C_0	C	C_0
mm												
N												
SRCZ 8 x 4 R 4	7	9	25	22	36	4	4	12	6200	16600	3900	10400
SRCZ 10 x 4 R 4	9	11	30	26	42	4	4	15	9150	21200	5700	13500
SRCZ 12 x 5 R 5	11	13	30	26	36	4	4	12	8300	24000	5200	15000
SRCZ 15 x 5 R 5	14	16	35	31	42	4	4	15	12500	31000	7800	19800
SRCZ 15 x 8 R 5	14	16	35	31	42	4	4	15	11400	40500	7200	25500
SRCZ 21 x 5 R 5	20	22	45	41	56	5	5	20	27500	60000	17300	38000
SRCZ 21 x 7,5 R 5	20	22	45	41	56	5	5	20	25500	75000	16000	47500
SRCZ 21 x 10 R 5	19	22	45	41	56	5	5	20	24000	88000	15000	55000
SRCZ 25 x 5 R 5	24	26	53	48	70	6	5	25	40500	81500	25500	51000
SRCZ 25 x 10 R 5	23	26	53	48	70	6	5	25	35500	118000	22400	75000
SRCZ 30 x 5 R 5	29	31	63,5	59	70	6	6	25	60000	108000	38000	88000
SRCZ 30 x 10 R 5	28	31	63,5	59	70	6	6	25	51000	156000	32000	98000
SRCZ 33 x 10 R 5	31	34	68	64	80	6	6	30	60000	173000	38000	108000
SRCZ 39 x 5 R 5	38	40	80	74	90	7	7	35	100000	156000	63000	98000
SRCZ 39 x 10 R 5	37	40	80	74	90	7	7	35	80000	204000	50000	127000
SRCZ 48 x 5 R 5	47	49	100	91	115	8	7	45	173000	250000	108000	156000
SRCZ 48 x 8 R 5	47	49	100	91	115	8	7	45	153000	320000	96500	200000
SRCZ 51 x 10 R 5	49	52	102	96	125	8	7	50	160000	365000	100000	228000
SRCZ 51 x 15 R 5	49	52	102	96	125	8	7	50	143000	455000	90000	285000
SRCZ 99 x 20 R 5	96	101	200	181	240	16	10	90	540000	1860000	340000	1040000
SRCZ 120 x 20 R 5	115	122	240	225	260	14	10	100	765000	2700000	465000	1400000

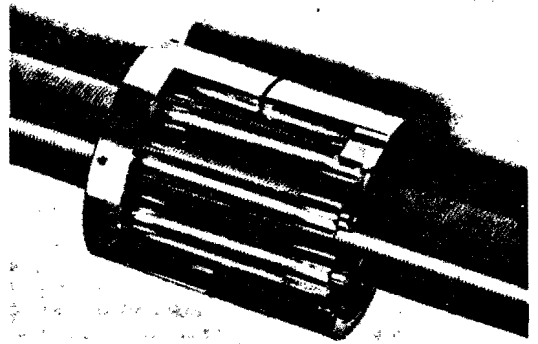
MITTLERE SERIE

Kurzzeichen (1)	Hauptabmessungen Spindel		Mutter		Paßfedern				Tragzahlen Type SRCZ (1)		Type SRUZ (1)	
	d_0	d_1	D	D_1	L	b	h	l	C	C_0	C	C_0
mm												
N												
SRCZ 16 x 6 R 6	15	17	33	30	36	4	4	12	10000	32000	6300	20000
SRCZ 20 x 6 R 6	19	21	40	36	42	4	4	15	15000	40500	9500	25500
SRCZ 24 x 6 R 6	23	25	48	43	50	5	5	18	21600	54000	13700	34000
SRCZ 24 x 9 R 6	23	25	48	43	50	5	5	18	20000	68000	12500	43000
SRCZ 28 x 9 R 6	27	29	52	48	56	5	5	20	30500	98000	19300	62000
SRCZ 32 x 6 R 6	31	33	60	57	65	5	5	25	43000	95000	27000	60000
SRCZ 32 x 9 R 6	31	33	60	57	65	5	5	25	40000	118000	25000	73500
SRCZ 36 x 6 R 6	35	37	68	63	70	5	5	25	57000	120000	36000	75000
SRCZ 36 x 9 R 6	35	37	68	63	70	5	5	25	52000	146000	32500	91500
SRCZ 46 x 12 R 6	42	45	80	75	80	6	6	30	72000	228000	45500	143000
SRCZ 56 x 15 R 6	54	57	100	94	100	7	7	40	114000	365000	72000	228000
SRCZ 60 x 10 R 6	59	61	108	101	105	8	7	40	137000	315000	86500	196000
SRCZ 60 x 15 R 6	58	61	108	101	105	8	7	40	120000	360000	75000	228000
SRCZ 64 x 12 R 6	62	65	115	108	115	8	7	45	166000	430000	104000	270000
SRCZ 80 x 10 R 6	79	81	140	132	140	10	8	55	320000	600000	200000	380000
SRCZ 80 x 12 R 6	78	81	140	132	140	10	8	55	290000	620000	183000	390000
SRCZ 80 x 24 R 6	77	82	140	132	140	10	8	55	250000	900000	156000	570000
SRCZ 100 x 15 R 6	98	101	180	163	175	10	8	65	425000	1040000	270000	655000
SRCZ 100 x 18 R 6	98	101	180	163	175	10	8	65	380000	1060000	240000	670000

Abmessungen der SR TRANSROL Spindeln

-61-

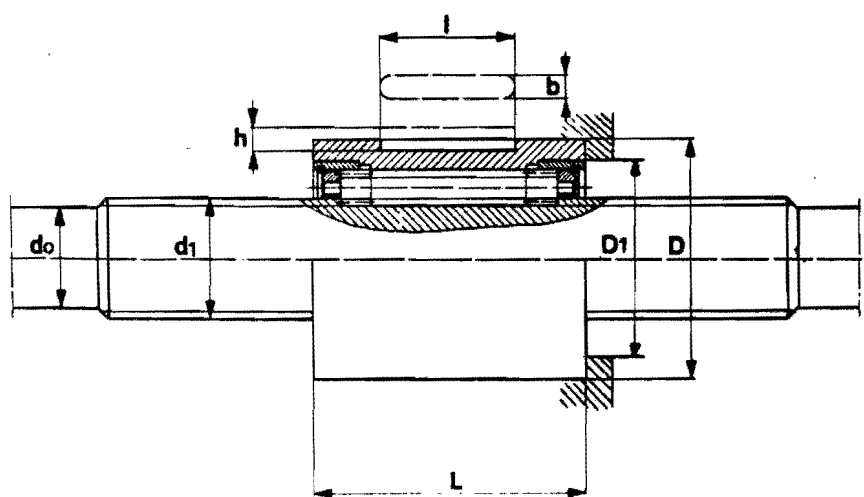
Bijlage 6.

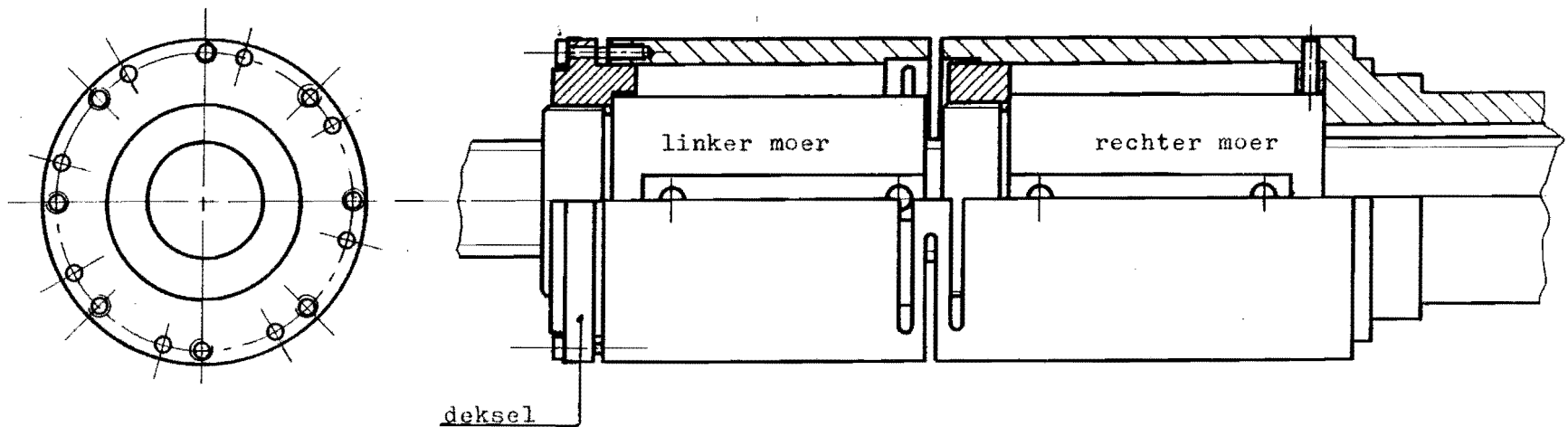


LEICHTE SERIE

Kurzzeichen (1)	Hauptabmessungen Spindel		Mutter		Paßfeder			Tragzahlen Type SRCZ (1)		Type SRUZ (1)		
	d_0	d_1	D	D_1	L	b	h	l	C	Statische C_0	Dynamische C	Statische C_0
	mm									N		
SRCZ 30 x 8 R 8	29	31	51	47	42	4	4	15	18600	61000	11600	38000
SRCZ 36 x 8 R 8	35	37	60	55	50	5	5	18	27500	80000	17300	50000
SRCZ 48 x 8 R 8	47	49	78	73	65	5	5	25	54000	140000	34000	88000
SRCZ 48 x 10 R 8	47	49	78	73	65	5	5	25	51000	156000	32000	98000
SRCZ 48 x 12 R 8	47	49	78	73	65	5	5	25	49000	173000	31000	108000
SRCZ 54 x 16 R 8	52	55	87	82	70	5	5	25	62000	255000	39000	160000
SRCZ 60 x 10 R 8	59	61	95	90	75	6	6	30	86500	236000	54000	150000
SRCZ 60 x 12 R 8	59	61	95	90	75	6	6	30	81500	280000	51000	163000
SRCZ 60 x 16 R 8	58	61	95	90	75	6	6	30	76500	305000	48000	193000
SRCZ 66 x 10 R 8	65	67	105	99	80	6	6	30	100000	260000	63000	163000
SRCZ 66 x 16 R 8	64	67	105	99	80	6	6	30	91500	335000	57000	212000
SRCZ 72 x 10 R 8	71	73	115	107	85	6	6	35	114000	280000	72000	176000
SRCZ 72 x 16 R 8	70	73	115	107	85	6	6	35	104000	360000	65500	228000
SRCZ 78 x 10 R 8	77	79	125	113	90	7	7	35	134000	310000	85000	196000
SRCZ 78 x 16 R 8	76	79	125	113	90	7	7	35	120000	400000	75000	250000
SRCZ 78 x 20 R 8	76	79	125	113	90	7	7	35	116000	450000	73500	285000
SRCZ 96 x 10 R 8	95	97	150	139	115	8	7	45	240000	520000	150000	325000
SRCZ 96 x 16 R 8	94	97	150	139	115	8	7	45	208000	640000	132000	405000
SRCZ 96 x 24 R 8	94	97	150	139	115	8	7	45	190000	780000	120000	490000
SRCZ 120 x 24 R 8	118	121	190	175	140	10	8	55	380000	965000	240000	610000
SRCZ 150 x 24 R 8	148	152	240	226	220	16	10	100	520000	3200000	325000	2000000

- 1) Die Erklärung der Typen-Bezeichnungen finden sie auf Seite 46
- 2) Die Tiefe der Paßfedernute entspricht der ISO Norm.





TOLERANTIES VLGS NEN 2365 b.v. $8 \pm 0,15$ $8 + 0,10$ $- 0,25$		PROJECTIE	BENAMING	
		AM	TRANSLERENDE ROBOTARM	
PASSINGEN VLGS N 802	RUWHEIDSWAARDEN VLGS NEN 630	AANTAL	MATERIAAL	
TECHNISCHE HOGESCHOOL EINDHOVEN AFDELING: GROEP:	SCHAAL	DATUM	TEKENINGNR.	
	GET. : F. J. B. M. S.	3-83	WB 139-03	
	GEC. :		WIJZIGING	

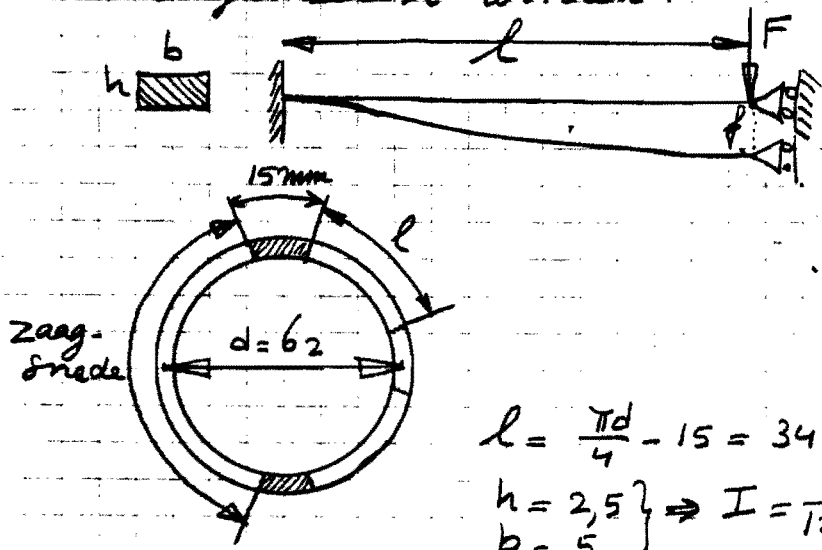
Bylage 7

De beide moeren zijn voorgespannen door het huis waarin ze zijn opgenomen te voorzien van een aantal elastische scharnieren. Door de linker kogelkruis ten opzichte van het linkerdeel van het huis te verplaatsen kan men het scharnier naar beneden indrukken of uittrekken. Dit is mogelijk omdat over de omtrek van het deksel de helft van de bouten vast zitten in het huis en de andere helft in het deksel, waarin de linker moer is opgehangen.

De rechter moer zit tegen verdraaiing geborgd met behulp van een pen die door het huis en een ring zit die vastgekrompen is op de moer.

Om de benodigde verplaatsing van de huis-helften te bepalen ben ik uitgegaan van de volgende benadering:

Stel dat het elastische scharnier opgebouwd is uit een aantal rechthoekige veren die als volgt belast worden:



$$f = \frac{Fl^3}{12EI}$$

$$\sigma = \frac{3Fl}{bh^2}$$

$$F = \frac{12EI f}{l^3}$$

$$l = \frac{\pi d}{4} - 15 = 34 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{matrix} h = 2,5 \\ b = 5 \end{matrix} \right\} \Rightarrow I = \frac{1}{12} bh^3 = 6,5 \text{ mm}^4.$$

Vereiste voorspanning: 200 N. Opgenomen door 8 veren, 2 aan 2 in serie. Dus belasting per veer:

$$\frac{200}{4} = 50 \text{ N} \quad f = \frac{Fl^3}{12EI} = \frac{0,12 \text{ mm}}{2 \cdot (2 \text{ veren in serie})} = 0,24 \text{ mm.}$$

Bylage 7

Spanning in het materiaal :

$$\sigma = \frac{3Fl}{bh^2} = 163 \text{ Nmm}^{-2}$$

Stel de fout in de spoed over 140 mm 0,05 mm
(nauwkeurig geralde spindel)

Dus

f [mm]	F [N]	4F [N]	σ Nmm ⁻²
0,24	50	200	163
0,215	45	180	147
0,265	55	220	179

Door spoedfouten schommelt de voorspankracht tussen 180 en 220 N en de spanning in het materiaal tussen 147 en 179 Nmm⁻², met een gemiddelde van 163 Nmm⁻².

Volgens DIN 17100 is bij een σ_m van 163 Nmm⁻², een wisselspanning toegestaan van 75 tot 260 Nmm⁻² voor St 370. Kans op vermoeingsbreuk lijkt hiermee uitgesloten.

Spaet M3 = 0,5 mm

Aantal omwentelingen : $\frac{0,24}{0,5} \approx \frac{1}{2}$

eventueel fijne spoed toepassen.

Bylage 8 Motorvermogens.

Het vermogen van de motor is benodigd om:

- i) de arm te versnellen
- ii) de spindel of de moer te versnellen
- iii) de tandwielen te versnellen
- iv) de wrijvingsweerstand in de kogelkussen te overwinnen
- v) de wrijvingsweerstand in de kogelkringloopmoer te overwinnen in verband met de voorspanning
- vi) de motor zelf te versnellen.

i + iv + v:

In alle gevallen is de massa van de arm dezelfde:

- assen	15,3	kg
- tussenstuk	20,8	kg
- pols, hand, werkstuk	20,0	kg
- spindel	3,7	kg
- bevestiging spindel	4	kg
- leidingen	3	kg
	<u>66,8</u>	kg

totaal

$a = 2 \text{ ms}^{-2}; F = m \cdot a = 66,8 \cdot 2 = 133,6 \text{ N}$

stel - 135 N.

wrijvingsweerstand kogelkussen:

no 1:	0,002	4772	=	9,5	N
2:	0,002	2000	=	4	N
3:	0,002	2500	=	5	N
				<u>153,5</u>	N

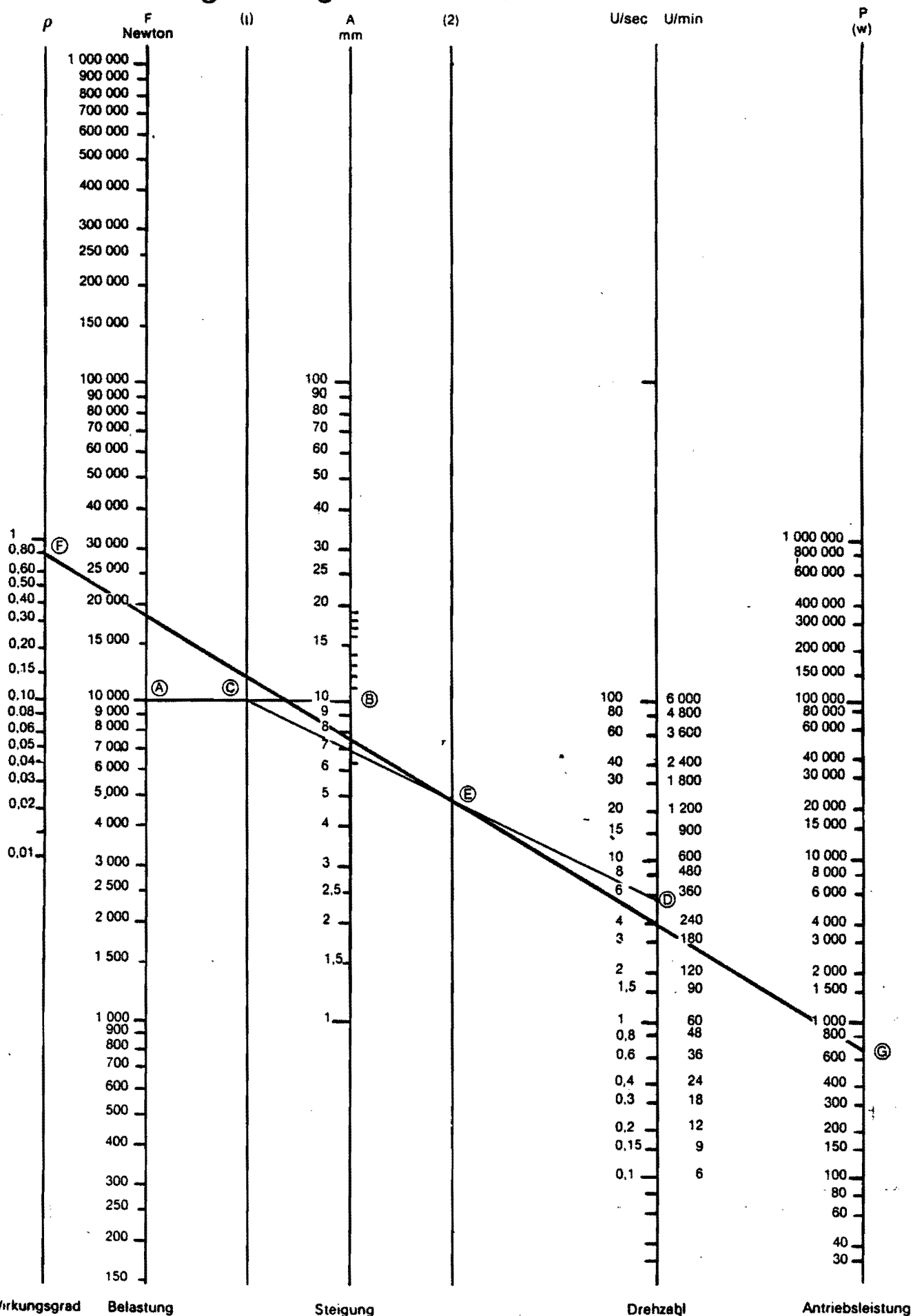
Voor het versnellen van de arm is dus een kracht van 155 N nodig.

Voor het benodigde aandrijfvermogen maken we gebruik van het nomogram en de formules op de volgende bladzijden.

Rolspindel (SR) $\beta = \frac{1}{1 + k_1 \cdot d/A} = 0,93$

Antriebsleistung Nomogramm

-72-



Wirkungsgrad Belastung Steigung Drehzahl Antriebsleistung

Beispiel: Eine Spindel mit einer Belastung von 10 000 Newton (A) und 10 mm Steigung (B) [die Größe "C" auf der Tabelle (i)] wird erreicht durch Verbindung von (A) mit (B)] rotiert mit 6 Umdrehungen/sec. oder 360 Umdrehungen/min. (D). [(E) auf der Tabelle (2) wird erreicht durch Verbindung von (C) mit (D)]. Beträgt ihre Leistung 0,80 (F), so benötigt sie einen Stromverbrauch von 735 W (G), erreichbar durch Verlängerung der Strecke FE auf die

Verwendete Formeln

-73-

KNICKFESTIGKEIT (Nomogramm Seite 6)

Die Werte für die Knickfestigkeit einer Spindel errechnen sich aus den nebenstehenden Formeln, wobei sind:

- E Elastizitätsmodul (für Stahl 210.000 MPa).
- d_o Fußkreisdurchmesser der Spindel (mm).
- L Länge zwischen den Lagern (mm).
- l_e freie Knicklänge (mm).
- K Sicherheitsfaktor (normalerweise zwischen 1,5 und 5, hier mit 3 angewandt).
- $\frac{l_e}{L}$ und a können untenstehender Tabelle entnommen werden.
- L
- F Knickfestigkeit (Newton)

Theoretische Formel

$$F = \frac{\pi^3 E d_o^4}{64 l_e^2 K}$$

Annäherung

$$F = 34000 \frac{a d_o^4}{L^2}$$

LAGERUNG	$\frac{l_e}{L}$	a	b
** (1) ———	2	0,25	0,7
* (2) ——— *	1	1	2,2
** (3) ——— *	0,707	2	3,4
** (4) ——— **	0,5	4	4,9

KRITISCHE DREHZAHL (Nomogramm Seite 7)

Die kritische Drehzahl einer Spindel wird errechnet aus nebenstehenden Formeln, wobei sind:

- d_o Fußkreisdurchmesser (mm)
- L Abstand zwischen den Lagern der Spindel (mm)
- b kann obenstehender Tabelle entnommen werden
- E Elastizitätsmodul (210000 N/mm² für Stahl)
- g Erdbeschleunigung (9810 mm/s²)
- γ Spez. Gewicht ($7,8 \times 10^{-3}$ N/mm³)

Bitte beachten: Eine errechnete kritische Drehzahl sollte nur bis 80% ausgenutzt werden. Dieser Faktor wurde in der vereinfachten Formel berücksichtigt.

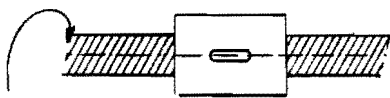
Theoretische Formel

$$N_c = \frac{d_o}{L^2} \sqrt{\frac{a E g}{\gamma}} \times \frac{30}{\pi} \times b$$

Annäherung

$$N_c = 402 \times 10^5 b \frac{d_o}{L^2}$$

-74- Verwendete Formeln

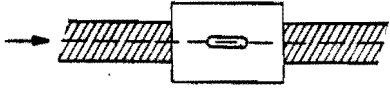


Theoretische Formel

$$\rho = \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$$

Annäherung

$$\rho = \frac{1}{1 + K_1 \frac{d}{A}}$$



Theoretische Formel

$$\rho_1 = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{\operatorname{tg}(\alpha)}$$

Annäherung

$$\rho_1 = 1 - K_1 \frac{d}{A}$$

Formel gültig für

$$\alpha \leq 5^\circ 30' \text{ or } A \leq 0.3 d$$

WIRKUNGSGRAD

Alle TRANSROL-Spindeln sind allgemein umkehrbar. Das heißt, daß der direkte Wirkungsgrad so ist, daß man eine Drehbewegung in eine translatorische und eine translatorische in eine rotatorische Bewegung umwandeln kann. Der Wirkungsgrad ist also in jedem Falle höher als 50%, mit Ausnahme einiger SV-Spindeln mit sehr kleiner Steigung.

Zu beachten: sogar bei Spindeln mit weniger als 50% Wirkungsgrad kann eine Umkehrung eintreten, z. B. durch Vibration.

Ist eine Umkehrung nicht erwünscht, muß in der Kinematik eine Begrenzung der Umkehrbarkeit durch Schneckengetriebe, Bremsen, Zahnradgetriebe mit hoher Übersetzung und Ähnlichem vorgesehen werden.

Die Berechnung des direkten und indirekten Wirkungsgrades erfolgt nach den linksstehenden Formeln. Darin sind:

α = Steigungswinkel des Gewindes.

D = Nenndurchmesser des Gewindes (mm).

A = Steigung (mm/Umdrehung).

tg und K werden der untenstehenden Tabelle entnommen.

Beachten: Der Wirkungsgrad ändert sich mit der Größe der aufgetragenen Belastung und der Drehzahl. Ist eine äußerst präzise Bestimmung des Wirkungsgrades notwendig, geben unsere Techniker die erwünschte Hilfestellung.

	$f = \operatorname{tg} \varphi$	K_1
Spindel SK	0,0058	0,0180
Spindel SC	0,0065	0,0200
Spindel SV	0,0073	0,0250
Spindel SR 8	0,0085	0,0270
Spindel SR 6	0,0102	0,0325
Spindel SR 5	0,0118	0,0375
Spindel SR 4	0,0146	0,0455

$$P = \frac{1,7 \times 10^{-8} \times F \times A \times n}{\rho} \quad (\text{kW})$$

$$C = \frac{F \times A \times 10^{-3}}{2 \pi \rho} \quad (\text{mN})$$

$$C_1 = \frac{F \times A \times \rho_1 \times 10^{-3}}{2 \pi} \quad (\text{mN})$$

$$C_v = \frac{F_p \times A \times 10^{-3}}{2 \pi} \left(\frac{1}{\rho} - \rho_1 \right) \quad (\text{mN})$$

Annäherung

$$C_v = \frac{F_p \times d \times K_1 \times 10^{-3}}{\pi} \quad (\text{mN})$$

ANTRIEBSLEISTUNG

TRANSROL-Spindeln benötigen sehr wenig Kraft um sie zu drehen. Die erforderliche Leistung ist nach den links stehenden Formeln zu errechnen.

Es sind:

A = Steigung (mm/Umdrehung).

N = Drehzahl (U/min).

F = Axialbelastung (N).

ρ = Direkter Wirkungsgrad.

DREHMOMENT UND AXIALBELASTUNG

Das notwendige Drehmoment, um die Spindel zu drehen und das Restdrehmoment bei axialer Belastung, werden durch die linksstehenden Formeln bestimmt.

Es sind:

A = Steigung (mm/Umdrehung).

F = Axialbelastung (N).

= direkter Wirkungsgrad.

= indirekter Wirkungsgrad.

und K werden der obenstehenden Tabelle entnommen.

Beachten: Die Formel für C1 errechnet die notwendige Kraft Q, welche notwendig ist, um das Restdrehmoment C1 zu überwinden.

Das ideale Drehmoment einer vorgespannten Einheit wird errechnet für Cv nach linksstehender Formel.

Es sind:

A = Steigung (mm/Umdrehung).

Fp = Vorspannung (daN).

d = Nenndurchmesser des Gewindes (mm).

ρ , ρ_1 und K werden der obenstehenden Tabelle entnommen.

Uit nomogram: $\frac{150 \text{ Watt}}{100}$ " t.g.v. de voorspanning

Kogelspindel (SC) 250 Watt
 $\beta = 0,9$

Uit nomogram: 80 Watt
 Spanning 200N \rightarrow $\frac{120 \text{ Watt}}$ Neem voor de voor-

$\frac{200 \text{ Watt}}$

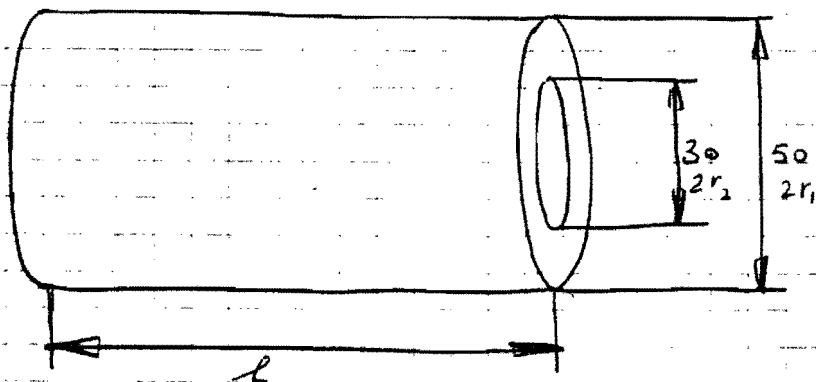
(ii)

Spindel versnellen: Moment $M = \dot{D} = J \dot{\omega}$
 met $J = \frac{1}{2} m r^2$.

	SR	SC
Spaas A	10 mm.	25 mm.
diameter $d = 2r$	20,5 mm.	23 mm.
lengte l	1475 mm.	1475 mm.
massa: $\frac{\pi}{4} d^2 l \rho$	381 kg	4,8 kg
$J = \frac{1}{2} m r^2$	$2 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$	$3,2 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
$\dot{\omega} = a/A \cdot 2\pi$	1256 radsec ⁻²	502 radsec ⁻²
$M = J \dot{\omega}$	0,25 Nm	0,16 Nm
v_{max}	800 mm s ⁻¹	500 mm s ⁻¹
ω_{max}	503 rad s ⁻¹	126 rad s ⁻¹
$P = M \omega$	152 Watt	20 Watt.

moer versnellen:

Stel voor de moer + huis + lagering een cilinder voor de volgende afmetingen:



$$J = \frac{\pi}{8} \rho l (r_1^4 - r_2^4)$$

$$M = J \dot{\omega}$$

$$P = M \omega$$

SR	SC
175 mm	250 mm
$7,32 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$	$10,47 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
1256 radsec^{-2}	502 radsec^{-2}
0,92 Nm	0,53 Nm
503 radsec^{-1}	126 radsec^{-1}
460 Watt	66 Watt

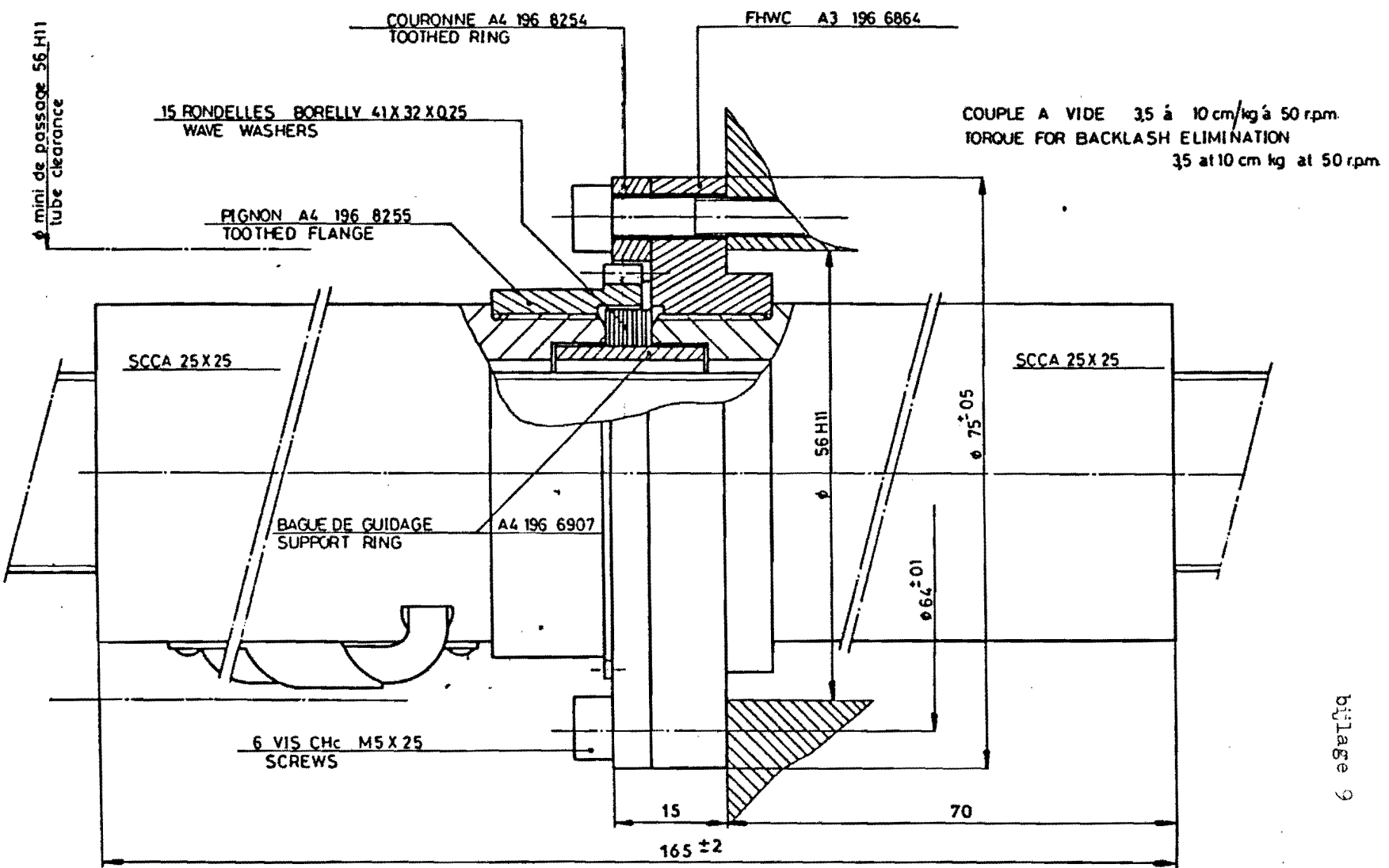
ii) Stel $d_1 = 65$ en $b = 15$ en gat $d_2 = 40 \Rightarrow m = \frac{\pi}{8} \rho b (d_1^2 - d_2^2) = 0,246$
 Stel 3 tandwielen voor SR en twee voor SC.

	SR	SC
$J = m \cdot \frac{1}{8} (d_1^2 + d_2^2)$	$5,52 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$	$3,49 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
$\dot{\omega}$	1256 radsec^{-2}	502 radsec^{-2}
$M =$	0,65 Nm	0,18 Nm
ω_{max}	503 radsec^{-1}	126 radsec^{-1}
$P = M \omega$	326 Watt	23 Watt

type	kgm ²	vermogen [Watt]	
		SR	SC
T-2003	$1,38 \cdot 10^{-4}$	87	57
T-2004	$2,31 \cdot 10^{-4}$	145	91
T-2005	$3,32 \cdot 10^{-4}$	209	131
T-2006	$4,16 \cdot 10^{-4}$	262	164

Overzicht:	SR spindel	SC-spindel
Spindel aangedreven	vermogen: 250 arm T2005 152 spindel 209 motor 300W kont. 664 W ± 600W piek	vermogen 200 arm T2003 20 spindel 57 motor 200W kont. 274 W ± 400W piek
motor aangedreven	250 arm 460 motor T2006 329 tandw. 262 motor 350W kont. 1100 W ± 700W piek	200 arm 66 motor T2004 23 tandw. 91 motor 250W kont. 380 W ± 500W piek

CE DOCUMENT EST LA PROPRIETE DE LA TECHNIQUE INTEGRALE IL NE PEUT ETRE REPRODUIT OU COMMUNIQUE A DES TIERS SANS SON AUTORISATION ECRIE



billage 9

-77-

IF NECESSARY TO MODIFY PRELOAD

- 1) Loosen 6 M 5 x 25 screws
- 2) Disengage Toothed ring
- 3) Turn the toothed flange and nut a minimum of one tooth
- 4) Reengage toothed ring
- 5) Tighten 6 M 5 x 25 screws

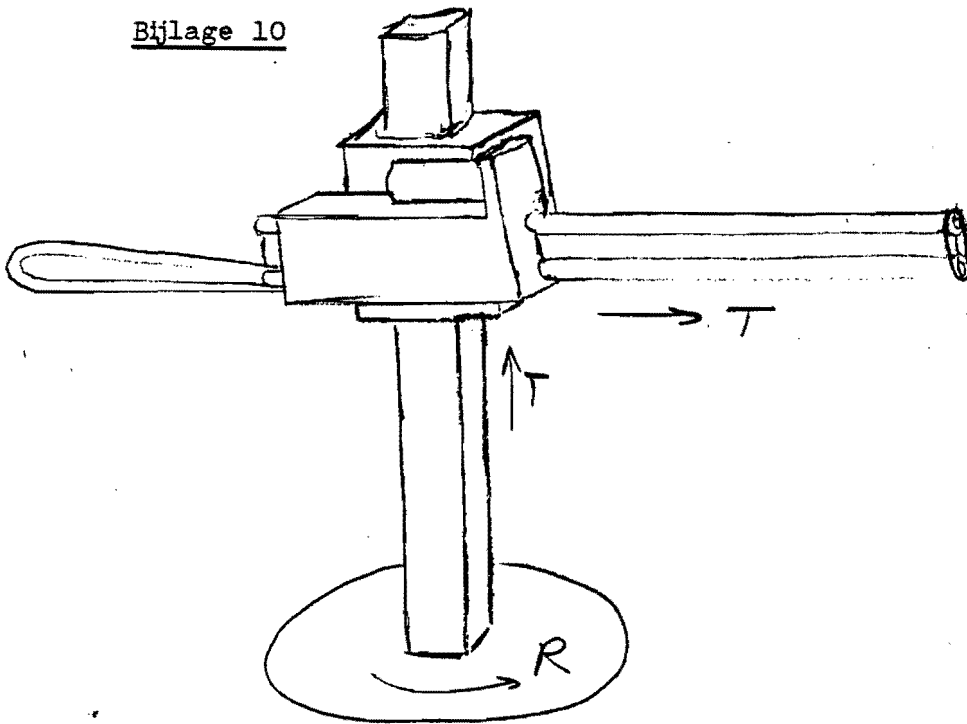
POUR MODIFIER SI NECESSAIRE LA PRECHARGE

- 1) Enlever les 6 vis M 5 x 25
- 2) Désassembler les rondelles dentées
- 3) Tourner les repères au minimum d'une dent
- 4) Remettre la rondelle dentée
- 5) Remonter les 6 vis

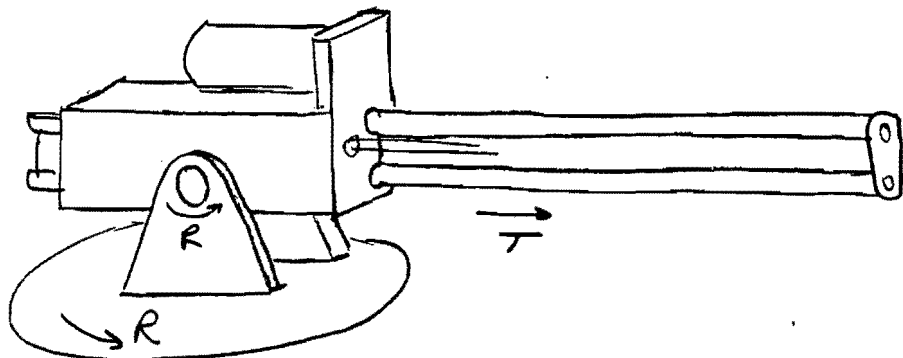
1																				
Ed	Pos	Mod		A.G.		Sign														
Dess.	Cont.	Appr.																		
LA TECHNIQUE INTEGRALE				PCMZ 25 X 25 R4 PRECHARGE ELASTIQUE ELASTIC PRELOAD																
groupe BKP				Echelle: Z																
				SC Edition 1																
				Plan No. 196 6911																

proj.

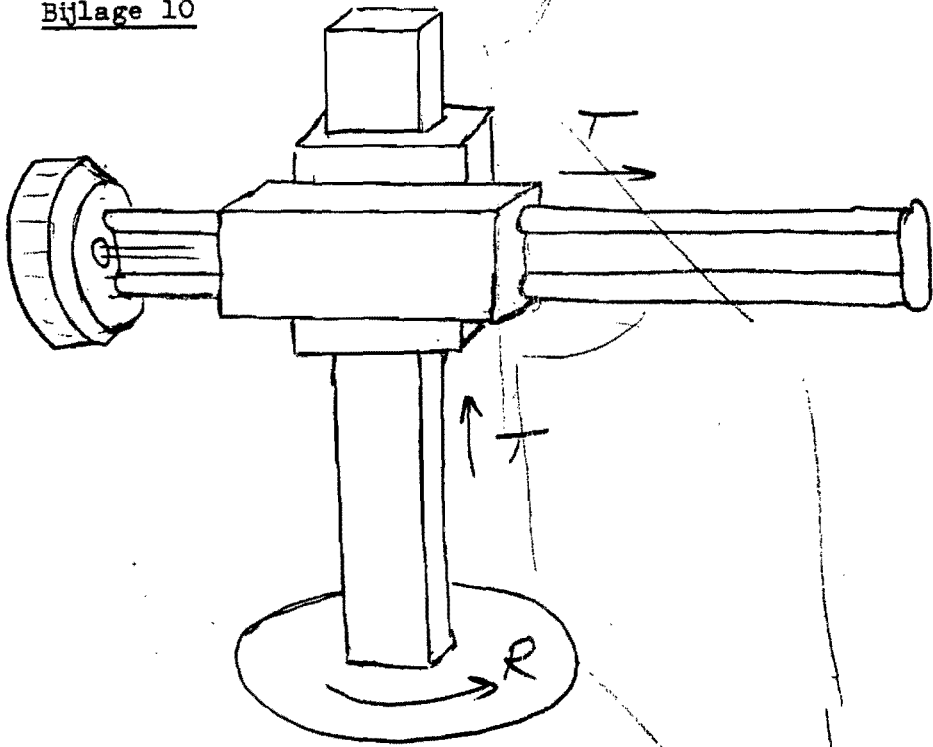
Bijlage 10



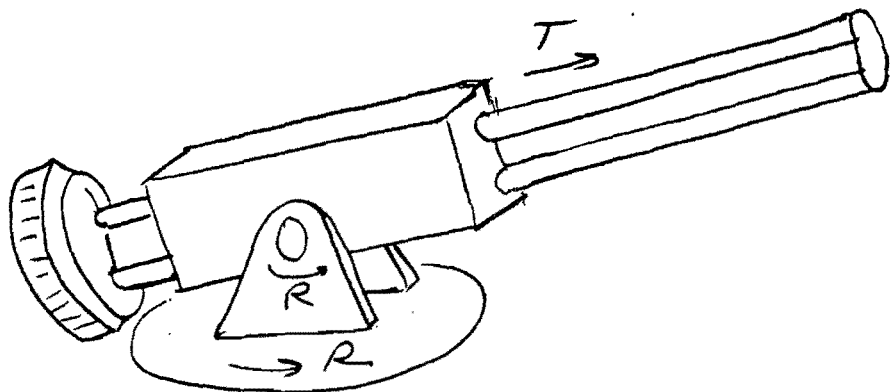
- Conventionele gelijkstroommotoren.
- Kleine diameter, dus in deze toepassing gunstig.



Bijlage 10



- Schijfankermotoren.
- Toepassing voordelig indien spindel direkt aangedreven.



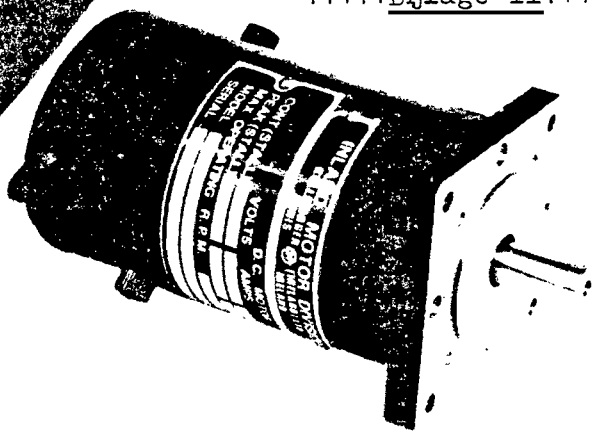
0.4.1
IMS

WILAND

SERVO MOTORS

SERIES (T)-200X

+++++Bijlage 11+++++



- 4 Basic Ratings: 0.4 – 1.5 Nm (Tenv)
- Up to 6000 R P M Max. Speed
- Compact Size
- High Energy rare earth magnets
- Encoder mounting spigot provided.
- Available with or without tach

POWER WITH PRECISION

This completely new range of compact motors has been designed specifically for robotics, machine tool and automatic handling equipment as well as for mobile and general servo-drive applications where accuracy, reliability and high power/weight ratio are vitally important.

The use of rare earth magnets results in a compact motor with a very favourable power/weight ratio compared with conventional ferrite magnet or wound field motors. Maximum terminal voltage has been kept to 90V, but very useful performance can be obtained from lower voltages, such as 48 or 60V, torque being maintained at reduced speeds.

Provision is made for mounting tachos, encoders, resolvers and other positional feedback devices by means of a spigot at the non-driving end and the shaft extension. A fail-safe brake can also be incorporated as can alternative power connection by MS connectors or terminal boxes. A combination type VDE square flange will normally be fitted.

Uitgeverij
Mechanisch
27 APR. 1982

specifications

Motor Parameters (DC)

	Tol.	Symbol	Units
Horsepower	Rated	IP	HP
Max. operating speed	Max.	ω max	rpm
Continuous torque (stall) @ 40 C ambient	Nom.	Tc	Nm
Peak torque	Nom.	Tp	Nm
Theoretical acceleration	Nom	α m	rad/sec ²

Current @ cont. torque	Rated	Ic	amps
Current @ peak torque	Rated	Ip	amps
Max. terminal voltage	Max	Vr	volts

Torque sensitivity	$\pm 10\%$	kt	Nm amp
Back EMF constant	$\pm 10\%$	Ks	V/Krpm
DC resistance @ 25	$\pm 12.5\%$	Rm	ohms
Inductance	$\pm 30\%$	Lm	mH
Time Constant	Nom	Tm	Msec
@ 25% C	Elect.	Te	msec

Basic Motor-Tachometer Constants

	Symbol	Units
Rotor inertia	Jm	Kgs m ²
Static friction	Tf	Nm

T-2003

A
200
6000
0.4
2.12
15,362

3.4
18.0
90.0

0.118
12.4
4.37
4.4
48.3
1.0

.000138
0.08

T-2004

A
250
5000
0.85
2.65
11,472

5.8
18.0
90.0

0.147
15.4
1.50
1.66
16.0
1.1

0.000231
0.08

T-2005

A
300
4200
1.1
3.1
9,600

6.5
18.0
90.0

0.176
18.4
1.22
1.44
12.7
1.18

0.000323
0.08

T-2006

A
350
3000
1.5
4.3
10,337

6.3
18.0
90.0

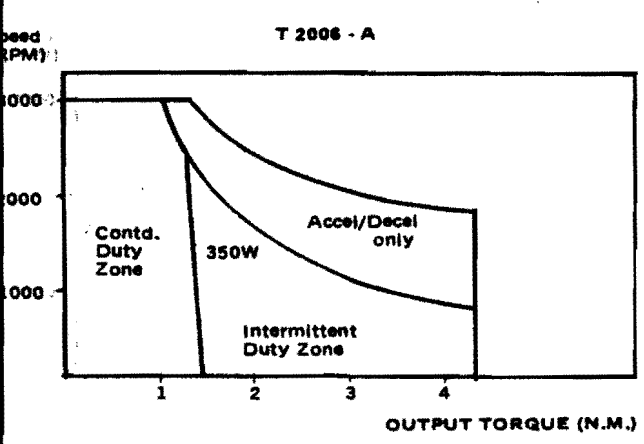
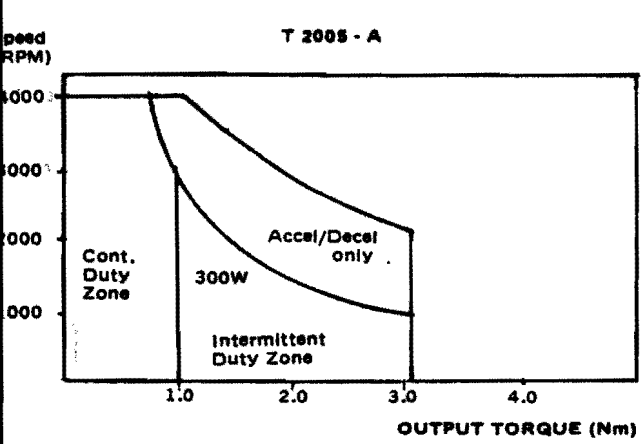
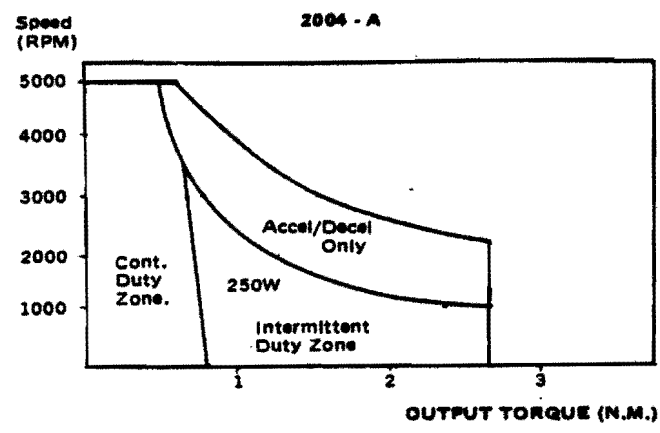
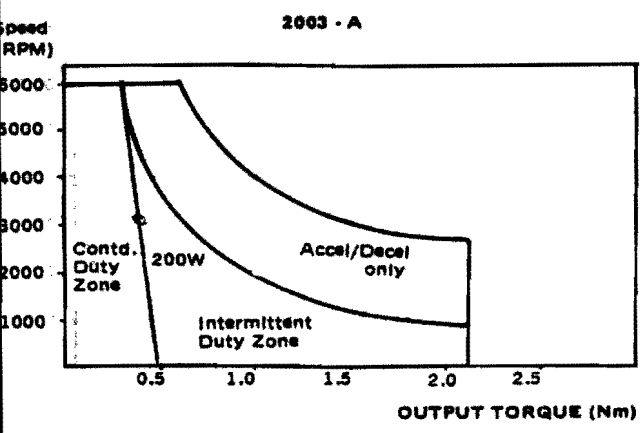
0.238
24.7
1.4
1.74
10.3
1.24

0.000416
0.1

+++Bijlage 11+++

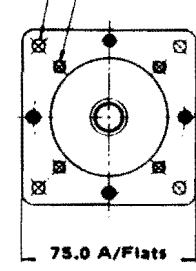
Consult local Inland Sales Agent for other windin.

Performance Curves

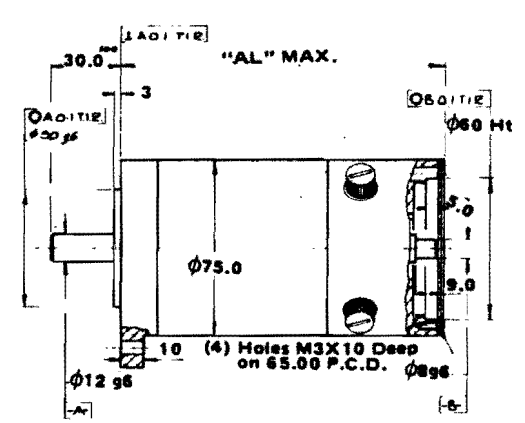


Drawing

(4) Holes $\phi 5.5$ on 85.00 P.C.D.
 (4) Holes M5 X 10 min. Deep On 60.00 P.C.D.

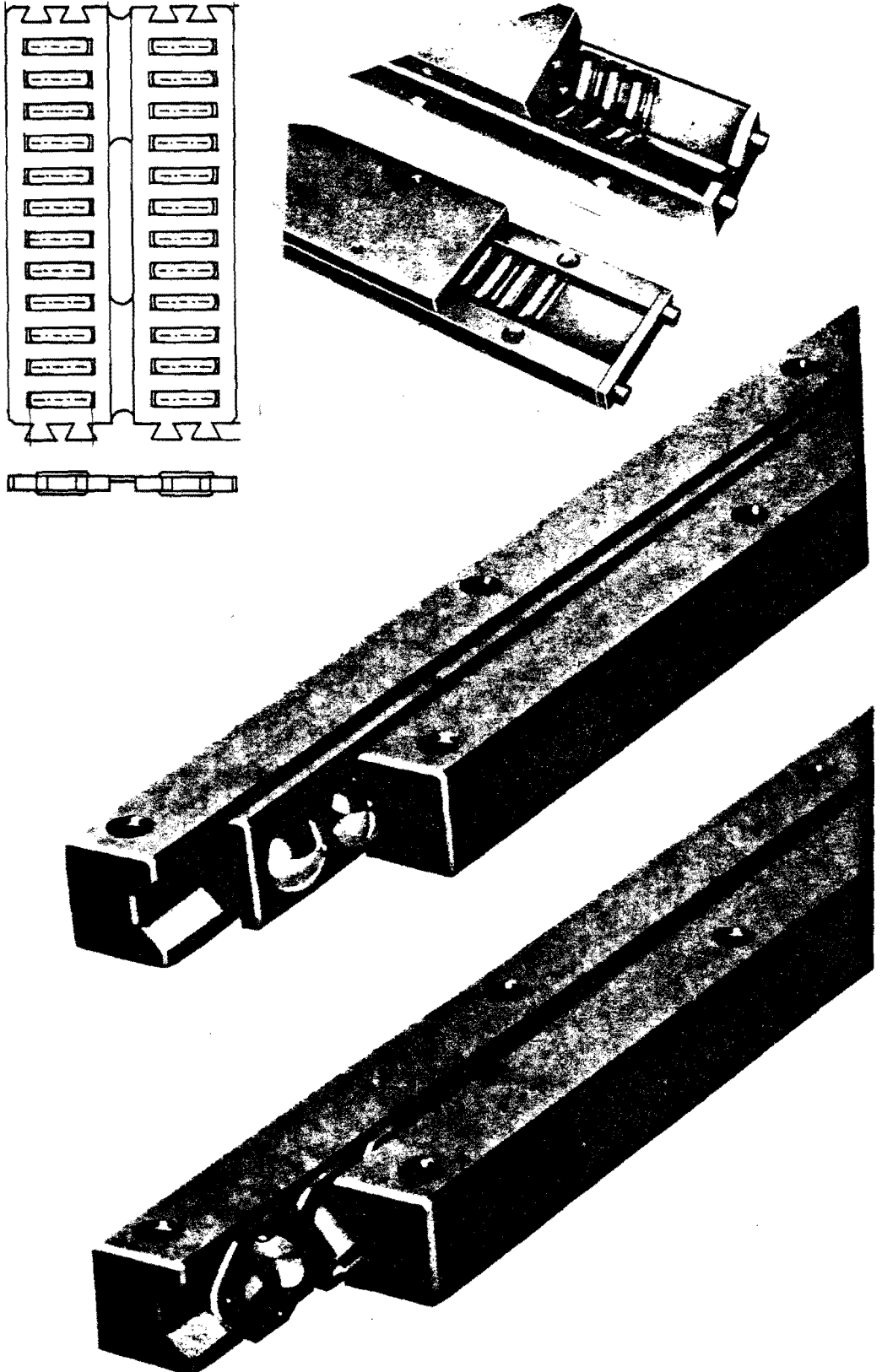


Model No	"AL" MAX.
T2003	111.0
T2004	124.0
T2005	137.0
T2006	163.0

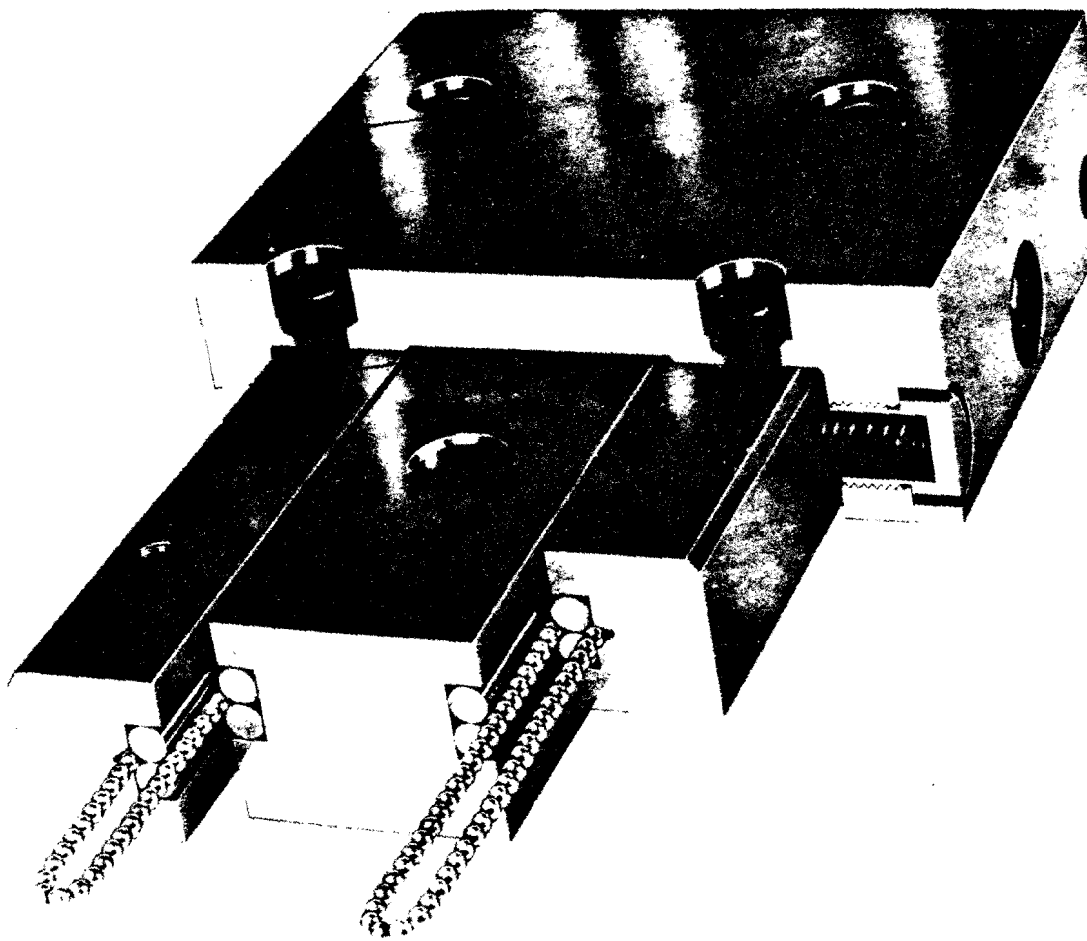
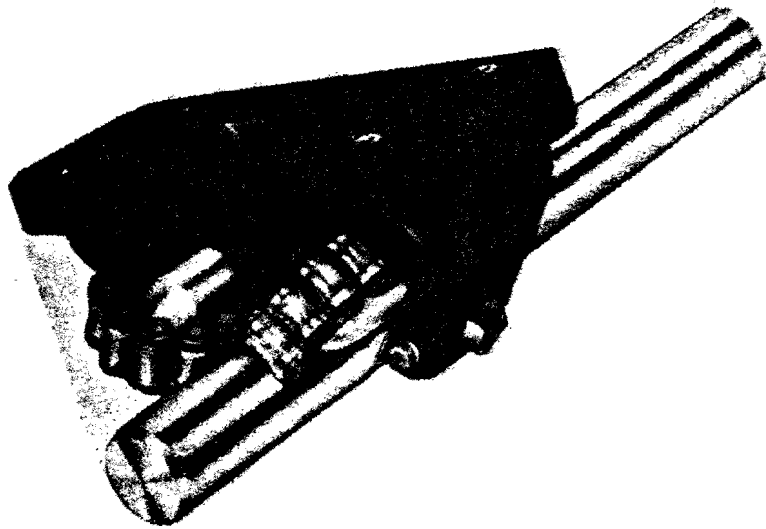


Bijlage 12.

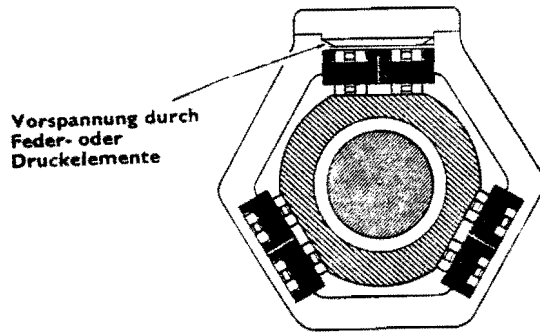
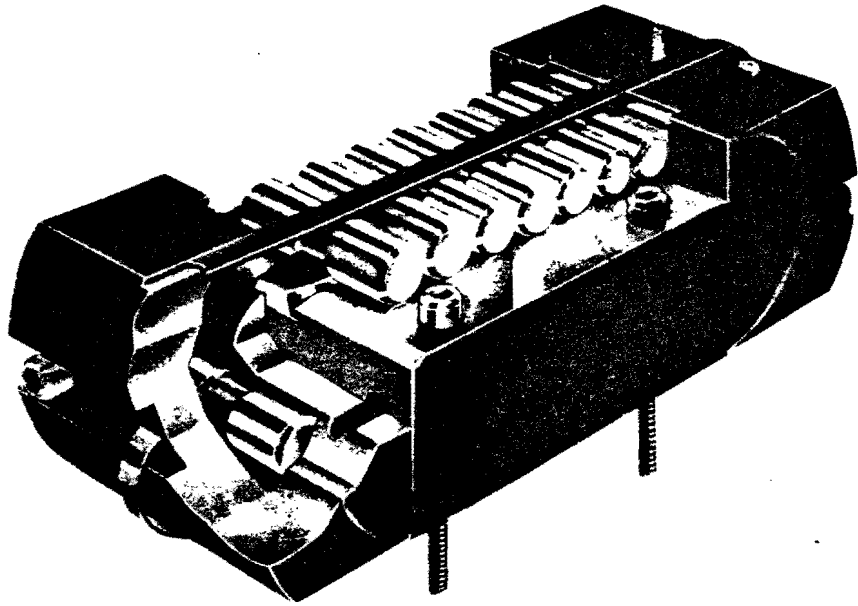
Enkele voorbeelden van lineaire lageringen.



Bijlage 12.



Bijlage 12



Een toepasselijk toepassingsvoorbeeld

9 LITERATUUR.

- [1] Raab H.H. 1981 Handbuch Industrieroboter,
Friedr. Vieweg, Braunschweig.
- [2] Vollmer J. 1981 Industrieroboter, VEB Verlag
Technik, Berlin.
- [3] v. d. Hoek W. 1980 Kollegediktaat 4007 THE.
- [4] Dubbel 1974 Taschebuch für den Maschinenbau
Band 1, Springer Berlin.