

# Onderzoek aan planetaire overbrengingen van het type Acbar en Desch

**Citation for published version (APA):**

Smits, A. C. M. (1985). *Onderzoek aan planetaire overbrengingen van het type Acbar en Desch*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPB0206). Technische Hogeschool Eindhoven.

**Document status and date:**

Gepubliceerd: 01/01/1985

**Document Version:**

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

**Please check the document version of this publication:**

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

**General rights**

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

[www.tue.nl/taverne](http://www.tue.nl/taverne)

**Take down policy**

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

[openaccess@tue.nl](mailto:openaccess@tue.nl)

providing details and we will investigate your claim.

100 100-7

ONDERZOEK AAN PLANETAIRE OVERBRENGINGEN  
VAN HET TYPE ACBAR EN DESCH.

Auteur : A.C.M. Smits

WPB-rapport no 0206

juli 1985

Verslag I1-opdracht

Begeleiding : Ir P.W.Koumans

## INHOUD :

I.	Omschrijving van de opdracht.	1
II.	Inleiding.	2
III.	De Acbar-overbrenging	4
III.1.	Reductie	4
III.2.	Rendement	6
III.2.1	Rendementsbepaling 1	7
III.2.2	Rendementsbepaling 2	9
III.3.	Het massatraagheidsmoment	14
III.4.	Speling	18
III.4.1	Flankspeling	18
III.4.2	Mogelijkheden tot opheffing van flankspeling.	20
III.4.3	Invloed van het spelingsvrij construeren op het rendement.	23
III.5.	De stijfheid	27
IV.	Acbar-overbrenging, praktische uitvoerbaarheid.	29
IV.1.	Reductie	29
IV.2.	Rendement	30
IV.3.	Sterkteberekening	34
IV.4.	Massatraagheidsmoment	42
IV.5.	Speling	44
IV.6.	Stijfheid	46
V.	De Desch-overbrenging	47
V.1.	Reductie	47
V.2.	Het rendement	48
V.2.1.	Rendementsbepaling 1	48
V.2.2.	Rendementsbepaling 2	50
V.3.	Massatraagheidsmoment	53
V.4.	Speling	55
V.4.1.	Berekening van de totale speling.	55
V.5.	Stijfheid	56
VI.	Desch-overbrenging, praktische uitvoerbaarheid.	58
VI.1.	Reductie	58
VI.2.	Rendement	61
VI.3.	Sterkteberekeningen	62
VI.4.	Massatraagheidsmoment	66

VI.5.	Speling	67
VI.6.	Stijfheid	69
VIII.	Eindconclusie (samenvatting)	70
	Literatuurlijst	72



1984-09-06

Concept opdracht I<sub>1</sub>

Als verdragingsmechanisme tussen een (regelbare) motor en een werkschakel van een robot of andere werkeenheid in een flexibel bestuurbare machine komt een planetaire tandwieloverbrenging met twee gekoppelde planeetwielen van bijna gelijke afmetingen in aanmerking. Volgens dit principe zijn handelsuitvoeringen bekend, o.a. de Acbar-Getriebe. Deze hebben het bezwaar van hun grote massa. Ontwerp een verdragingskast volgens dit principe met minimale afmetingen en gewicht, geschikt voor inbouw in robots (naar analogie van de Harmonic Drive) geschikt voor in robots gebruikelijke vermogens en toerentallen.

Lit. I<sub>1</sub>-rapport W.C. Bloks: Onderzoek naar mogelijke Robot overbrengingen van het R-R type.

I. Omschrijving van de opdracht.

Als overbrenging tussen de schijfankermotor en het huis van de ASEA-robot IRb-6 doet een Harmonic Drive-overbrenging dienst.

Opdracht : Ga na of deze overbrenging te vervangen is door een overbrenging van het type Acbar of Desch, en welke voor- en/of nadelen dit oplevert.

Of algemener : Ga na of een overbrenging van het type Acbar of Desch een alternatief vormt voor de Harmonic-Drive welke veelvuldig wordt toegepast in robots.

## II. Inleiding.

De Harmonic Drive is een wel zeer uniek ontwerp, dat zijn oorsprong vond in Amerika. Een van de eerste toepassingen, was de overbrenging tussen aandrijving en wielen, van het eerste motorvoertuig dat op de maan reed.

In zeer veel robots worden tegenwoordig Harmonic Drives toegepast, voor de overbrenging tussen aandrijving (electromotor) en bewegingselement van de robot. De reden van deze toepassing is, dat de H.D. een overbrenging is waarmee een zeer grote reductie (b.v.  $i=400$ ) gerealiseerd kan worden, bij een zeer klein bouwvolume en dus ook een zeer kleine massa. Het zal duidelijk zijn dat dit de compactheid en de wendbaarheid (de overbrengingen worden meestal gebouwd in bewegende delen) van de robots zeer ten goede komt. Bekijk hierbij dat de Harmonic Drive werkt met een zeer hoog rendement, een kleine speling, en dat hiermee grote draaimomenten kunnen worden overgebracht. U zult begrijpen dat de H.D. met recht een zeer uniek ontwerp genoemd mag worden.

### Werking van de Harmonic Drive.

De H.D. zoals deze ook in de ASEA-robots zijn ingebouwd zien er uit als volgt:

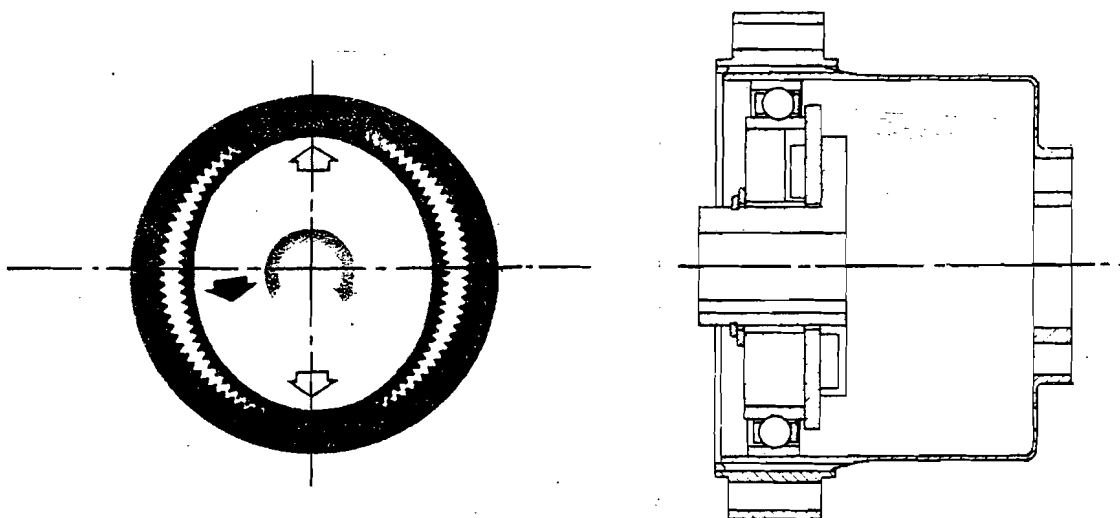


fig.1 Harmonic Drive

De H.D. bestaat in principe uit drie hoofdelementen, te weten:

1. De eliptische Wave Generator.
2. De elastische Flexspline met een buitenvertanding van  $z_1$  tanden.
3. De Circular Spline met een binnenvertanding van  $z_2$  tanden.

Bij elke omwenteling rechtsom ( $=+2\pi$  rad.) van de Wave Generator zal de Flexspline  $((z_2-z_1)/z_1) \cdot 2\pi$  rad. linksom verdraaien ( $=-((z_2-z_1)/z_1) \cdot 2\pi$  rad.).

De reductie vsn de Harmonic Drive wordt dus:

$$i_{HD} = \frac{\varphi_{uit}}{\varphi_{in}} = \frac{-((z_2-z_1)/z_1) \cdot 2\pi}{2\pi} = \frac{z_1-z_2}{z_1}$$

$i_{HD} < 0 \Rightarrow$  Door de H.D. wordt de draairichting omgekeerd.

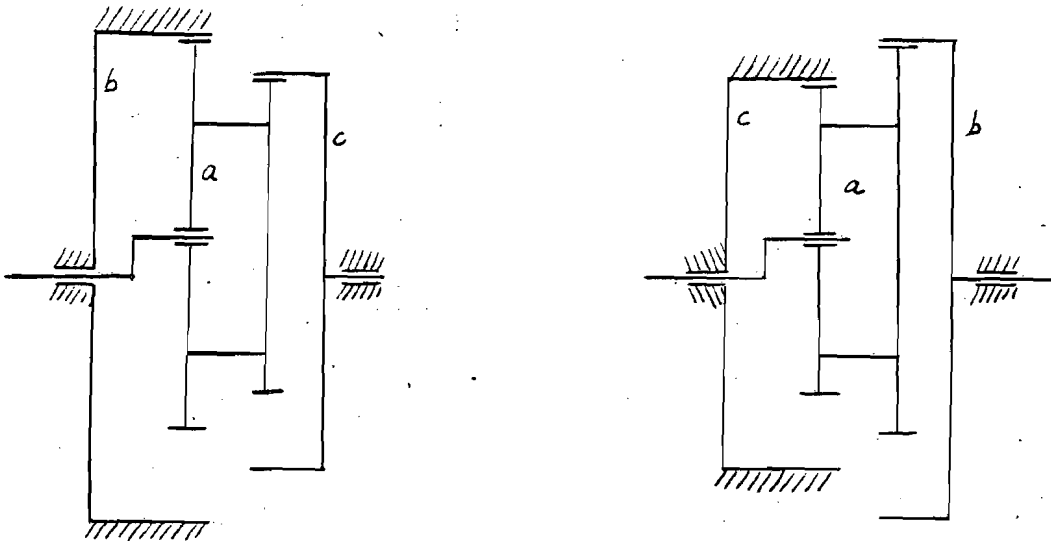


### III. De Acbar-overbrenging.

Een Acbar-overbrenging is een speciaal soort planetaire overbrenging waarmee, evenals met de Harmonic Drive, een hoge reductie verkregen kan worden bij een klein bouwvolume.

Er zijn twee typen Acbar-overbrengingen, n.l. een met en een zonder omwisseling van de draairichting.

Schematisch zien zij er als volgt uit:



Zonder omkering  
van draairichting.

Met omkering van  
draairichting.

Fig. 2 : Principe van Acbar-overbrenging.

De Acbar-overbrenging bestaat evenals elke planetaire overbrenging in principe uit drie delen, te weten:

a : Planetendrager.

b en c : Met de planetenwielen samenwerkende elementen, waarbij b het element met de grootste hoeksnelheid t.o.v. a is.

#### III.1. Reductie

Voor berekening van de reductie is het gemakkelijk een gedachten-experiment uit te voeren. Hierbij voert de overbrenging achtereenvolgens twee bewegingen uit. Door nu bij beide bewegingen, de verdraaiingen van elk van de drie delen na te gaan, en daarna per onderdeel op te tellen, is de reductie gemakkelijk af te leiden.

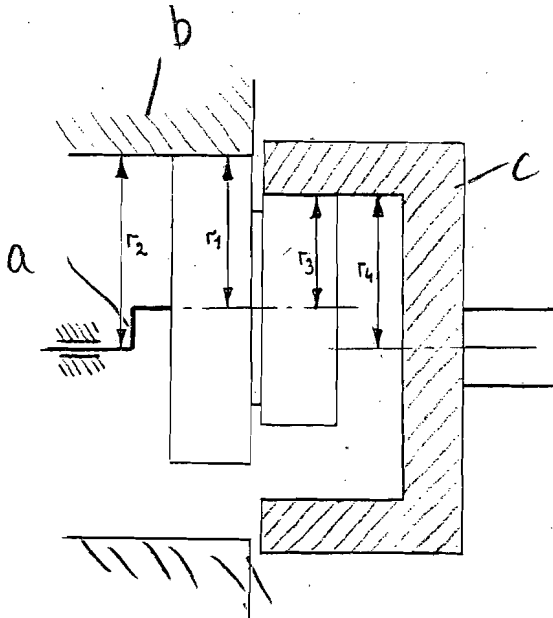


Fig. 3 : Maten in Acbar-overbrenging.

- 1<sup>e</sup> Element a wordt stil gehouden en element b wordt één omwenteling ( $=+2\pi$  rad.) rechtsom gedraaid. De hoekverdraaiing van het dubbele planeetwiel zal dan  $(r_2/r_1) \cdot 2\pi$  rad. zijn. De hoekverdraaiing van element c is hieruit te berekenen. Deze bedraagt  $(r_2/r_1) \cdot 2\pi \cdot (r_3/r_4)$ .
- 2<sup>e</sup> Met deze tweede stap wordt het geheel één omwenteling linksom ( $=-2\pi$  rad.) gedraaid. *(a, b en c)*
- 3<sup>e</sup> Per onderdeel de hoekverdraaiingen van de voorgaande stappen optellen. *worden*

In tabel :

	$\varphi_a$	$\varphi_b$	$\varphi_c$
1 <sup>e</sup>	0	$+2\pi$	$+\frac{r_2 \cdot r_3}{r_1 \cdot r_4} \cdot 2\pi$
2 <sup>e</sup>	$-2\pi$	$-2\pi$	$-2\pi$
3 <sup>e</sup>	$-2\pi$	0	$+\frac{r_2 r_3 - r_1 r_4}{r_1 r_4} \cdot 2\pi$

De reductie van de Acbar-overbrenging ( $i_{Ac}$ ) volgt nu uit

$$i_{Ac} = \frac{\varphi_a}{\varphi_c} = -\frac{r_1 r_4}{r_1 r_4 - r_2 r_3}$$

Deze uitdrukking geldt voor Acbar-overbrengingen, welke werken met wrijvingswielen of met tandwielen zonder profielverschuiving. Als over een tandwieloverbrenging gesproken wordt is het beter om  $r_i$  te vervangen door  $z_i$  (het bij  $r_i$  behorende tandenaantal), waardoor ook afwijkende tandvormen ondervangen worden.

X

De uitdrukking voor  $i_{Ac}$  wordt dan :

$$i_{Ac} = \frac{z_1 z_4}{z_1 z_4 - z_2 z_3}$$

Als  $i_{Ac} < 0$  , dus als  $(z_1 z_4 - z_2 z_3) < 0$  is, hebben we te maken met een Acbar-overbrenging welke de draairichting omkeert.

### III.2. Rendement

-Het basisrendement .

Dit is het rendement van twee met elkaar samenwerkende tandwielen.

De som van de toegevoerde vermogens is gelijk aan de som van alle afgevoerde vermogens.

$$P_{\text{totaal}} = P_{\text{toe}} + P_{\text{af}} + P_{\text{verl.}} = 0$$

Hierbij hebben de toegevoerde vermogens een positief , de afgevoerde ~~ver~~verliesvermogens een negatief teken.

Het verliesvermogen is te splitsen in de volgende deelverliezen :

$$P_{\text{verl.}} = P_{vk} + P_{vv} + P_{vl} + P_{vt}$$

- Met ; -  $P_{vk}$  = Karnverviezen
- $P_{vv}$  = Ventilatorverliezen
- $P_{vl}$  = Lagerverliezen
- $P_{vt}$  = Tandwrijvingsverliezen

Van de karn-en ventilatorverliezen valt slechts te zeggen dat zij sterk afhangen van de gebruikte olieën , de olietemperatuur , de vorm van tandwielen, planetendrager en huis, alsmede de toerentallen van de diverse onderdelen.

Volgens Niemann (lit.5 ) bedragen deze verliezen slechts een zeer klein deel van de totale verliezen van een planetaire overbrenging in bedrijf.

Ook de lagerverliezen spelen een kleine rol bij de beschouwing van het rendement. Vooral wanneer voor de lagering van de draaiende delen wentellagers gebruikt worden.

Neussel (lit.6 ) berekende, voor een in groefkogellagers gelagerd tandwiel, een op het over te brengen vermogen betrokken lagerwrijvingsverlies van 0,075 %.

Het verlies ten gevolge van de tandwrijving speelt, zoals reeds duidelijk zal zijn, de grootste rol in deze beschouwing.

In de hieronder volgende berekeningsmethoden wordt het basisrendement  $\eta_0$  genoemd. Na deze methoden zal nader op  $\eta_0$  worden ingegaan.

De bepaling van het rendement, van de totale overbrenging, als functie van het basisrendement, kan op twee verschillende manieren gebeuren namelijk :

1. De manier zoals deze is beschreven in DE INGENIEUR van 29 mei 1959. (lit.13)
2. Door beschouwing van de vermogensstromen (lit.12).

Deze methoden zullen hieronder uitgevoerd worden op de Acbar-overbrenging zonder omkering van draairichting.

### III.2.1. Rendementsbepaling 1

De beschouwde overbrenging kan als volgt schematisch weergegeven worden :

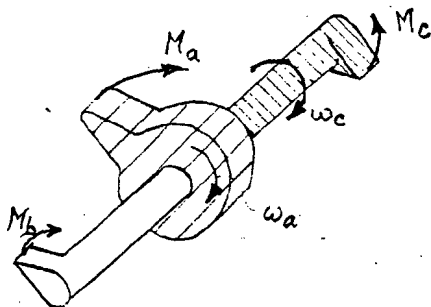


fig.4 Acbar-overbrenging, schematisch.

Hierin is a de planetendrager. Het aangedreven element draait in dezelfde richting als a. Het andere element staat stil. Het stilstaande element heeft de grootste hoeksnelheid t.o.v. planetendrager a en wordt dus b genoemd. Het aangedreven element wordt c genoemd. Dit is geheel in overeenstemming met de afspraak bij III op blz.4 gemaakt.

Hoe zijn de momenten gericht ?

- De planetendrager is het aandrijvende deel. Het moment  $M_a$  dat op a werkt is hetzelfde gericht als de draairichting.
- Het aangedreven gedeelte c draait in dezelfde richting als de planetendrager. Het moment  $M_c$  (van de last) zal dus tegengesteld zijn aan  $M_a$ .
- $M_c$  is groter dan  $M_a$  (vertragende overbrenging). Voor evenwicht zal  $M_b$  dus gelijkgericht moeten zijn aan  $M_a$  en in absolute waarde :  $M_b = M_a - M_c$ .

Wat is in deze situatie de relatieve drijver ?

Om dit te kunnen bepalen <sup>20u</sup> dient een waarnemer <sup>in gedachte</sup> met planetendrager a mee te draaien.

Ten opzichte van deze waarnemer;

- Draait element c in een draairichting die gelijkgericht is met het moment  $M_c$ . Dus element c is de relatieve drijver.
- Draait b in een draairichting die tegengesteld is aan het moment  $M_b$ . Element b is dus de relatieve volger.

In kortschrift : CAB .

Om het rendement uit te kunnen rekenen moet eerst opnieuw de reductie  $i$  berekend worden, echter nu als functie van  $i_0$  waar-  
bij  $i_0 = \frac{\varphi_b}{\varphi_c}$  .

Dezelfde methode als bij III.1. :

$\varphi_a$	$\varphi_b$	$\varphi_c$
0	+2π	+2π · $\frac{1}{i_0}$
-2π	-2π	-2π
-2π	0	+2π · ( $\frac{1}{i_0} - 1$ )

$$i_{Ac} = \frac{\varphi_a}{\varphi_c} = - \frac{i_0}{1-i_0} = \frac{i_0}{i_0-1} .$$

Bij voorlopige verwaarlozing van de wrijving geldt :

$$M_a \cdot n_a = M_b' \cdot n_b$$

$$M_b' = M_a \cdot \frac{n_a}{n_b} = M_a \cdot i_{Ac}$$

$$M_b' = M_a \cdot \frac{i_0}{i_0-1}$$

Om nu de wrijving in te voeren moet  $i_0$  vervangen worden door  $\frac{i_0}{n_0}$ .

$$M_b = M_a \cdot \left( \frac{i_0/n_0}{(i_0/n_0)-1} \right)$$

Voor het rendement geldt :

$$\begin{aligned} &= \frac{M_b}{M_b'} = \frac{M_a}{M_a} \cdot \left( \frac{i_0/n_0}{(i_0/n_0)-1} \right) \cdot \left( \frac{i_0-1}{i_0} \right) \\ &= \frac{i_0-1}{\left( \frac{1-n_0}{i_0} \right) \cdot i_0} = \frac{i_0-1}{i_0-n_0} \end{aligned}$$

Bij deze methode werd geheel gewerkt volgens formules waardoor weinig inzicht verkregen wordt in de vermogensstroming. Dit in tegenstelling tot de nu volgende methode.

### III.2.2. Rendementsbepaling 2

Beschouw opnieuw de schematische weergave van de Acbar-overbrenging zonder omkering van de draairichting. (fig.4)

Hierbij wordt aangenomen dat een rechtson gericht hoeksnelheid positief is, evenals een rechtson gericht draaimoment.

Nu zijn de volgende (on)gelijkheden op te stellen :

$M_a > 0$	$M_b > 0$	$M_c < 0$
$\omega_a > 0$	$\omega_b = 0$	$\omega_c > 0$
$\omega_{wa} = 0$	$\omega_{wb} < 0$	$\omega_{wc} < 0$
	$(\omega_a > 0)$	$(\omega_a > 0)$

Hierbij is  $\omega_{wi}$  de hoeksnelheid van deel i, gemeten t.o.v. de hoeksnelheid van planetendrager a.

Voor het volgende is gebruikt :

Opgenomen vermogen :  $P_i = M_i \cdot \omega_i$

Walsvermogen :  $P_{wi} = M_i \cdot \omega_{wi}$

Koppelvermogen :  $P_{ki} = M_i \cdot \omega_{ki}$

*Volled.*  $\rightarrow$   $\left. \begin{array}{l} a = \text{Carrier} \\ b = \text{armatuur 1} \\ c = \text{armatuur 2.} \end{array} \right\} P. 5$

Hieruit volgt :

$P_a > 0$	$P_b = 0$	$P_c < 0$
$P_{wa} = 0$	$P_{wb} < 0$	$P_{wc} > 0$
$P_{ka} > 0$	$P_{kb} > 0$	$P_{kc} < 0$

$\leftarrow$  volgt uit  $P = P_w + P_k$

Dus deel b ;

- neemt walsvermogen op van a.  $\rightarrow P_{wb}$
- staat koppelvermogen af aan a.  $\rightarrow P_{kb}$

En deel c ;

- neemt koppelvermogen op van a,  $\rightarrow P_{kc}$
- staat walsvermogen af aan a.  $\rightarrow P_{wc}$

alles t.o.v. a omdat alle twee kellen gedefinieerd zijn t.o.v. de carrier (a).

Het verschil van deze laatste twee vermogens is het vermogen wat deel c aan de buitenwereld (last) kan leveren.

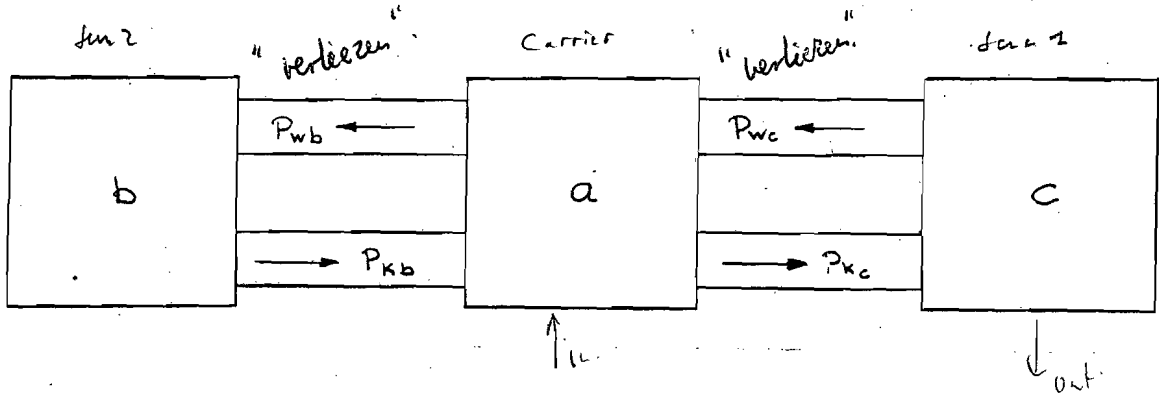


fig.5 Vermogensstroom tussen de drie delen.

Bij de overgangen van het walsvermogen, van het ene deel naar het andere, treden verliezen op. Het totale verlies bij vermogensstroom van c naar b is :  $w = (1 - \eta_0)$ .

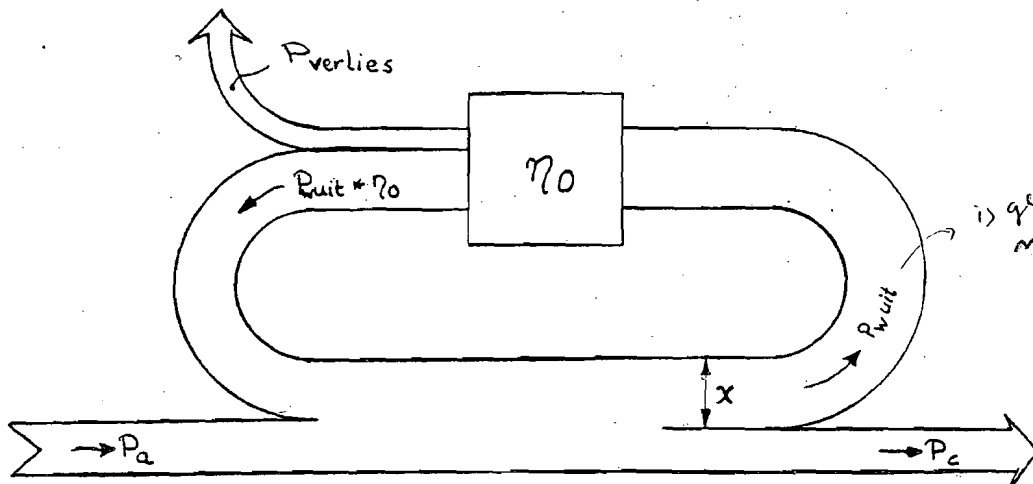
Berekening van het rendement :

$P_{w \text{ uit}}$  is een gedeelte  $X$  van  $(P_a + P_{w \text{ uit}} \cdot \eta_0)$  (zie Fig.6)

$$P_{w \text{ uit}} = X \cdot (P_{w \text{ uit}} \cdot \eta_0 + P_a)$$

$$P_{w \text{ uit}} \cdot (1 - X \cdot \eta_0) = X \cdot P_a$$

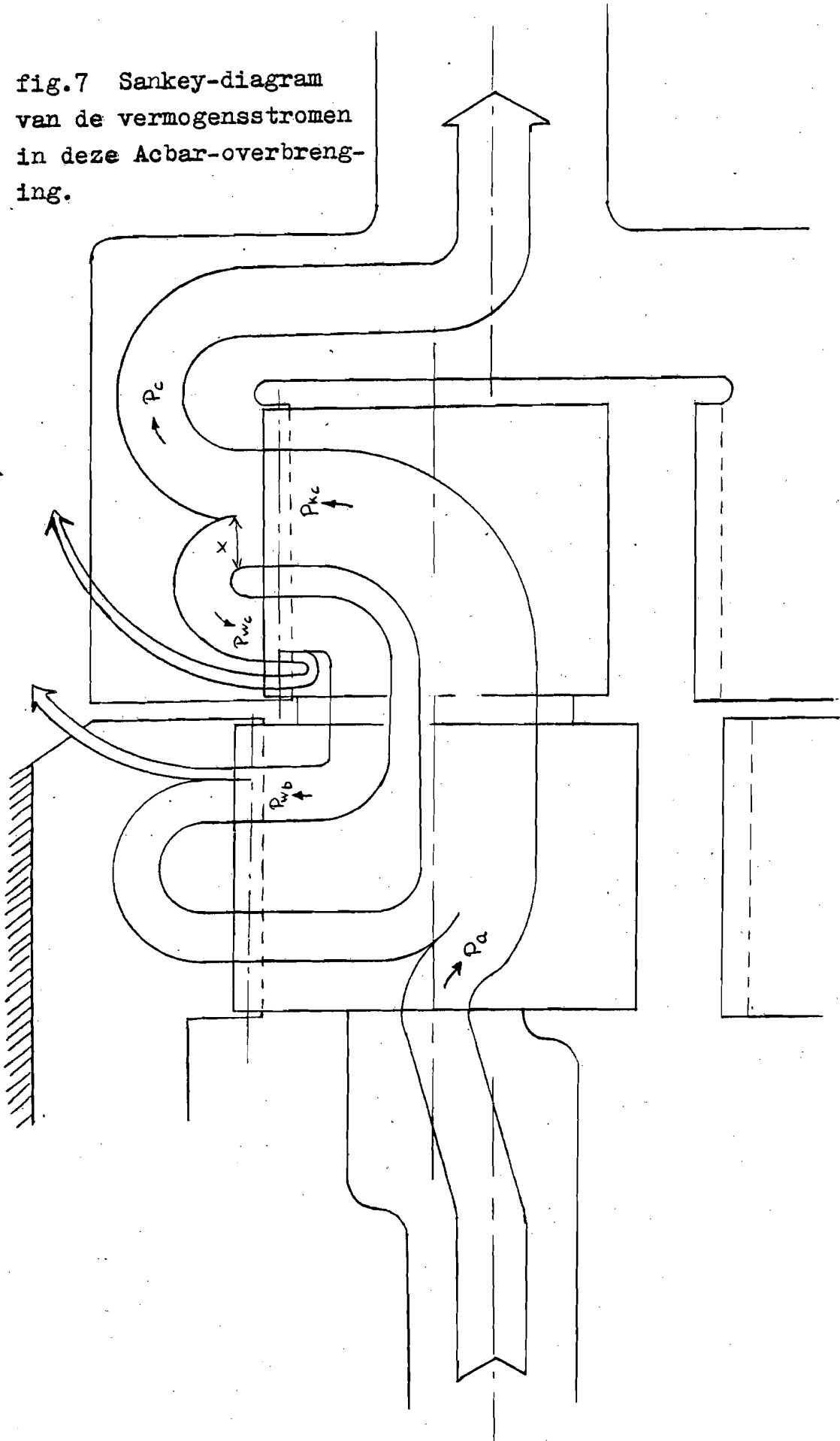
$$P_{w \text{ uit}} = \frac{X \cdot P_a}{1 - X \cdot \eta_0} = \frac{P_a}{(1/X - \eta_0)}$$



is gelijk aa. het walsvermogen van deel c.

$$P_c = (1 - X) (P_{w \text{ uit}} + P_a)$$

fig.7 Sankey-diagram van de vermogensstromen in deze Acbar-overbrenging.





Welke waarde heeft X ?

$$X = \frac{P_{w \text{ uit}}}{P_c + P_{w \text{ uit}}}$$

$$P_c = M_c \cdot \omega_c$$

$$P_{w \text{ uit}} = M_c \cdot \omega_{wc}$$

$$X = \frac{M_c \cdot \omega_{wc}}{M_c(\omega_c + \omega_{wc})} = \frac{1}{(\omega_c/\omega_{wc}) + 1}$$

$$\frac{\omega_c}{\omega_{wc}} = \frac{1}{i - 1}$$

$$i = \frac{i_0}{i_0 - 1}$$

$$\frac{\omega_c}{\omega_{wc}} = i_0 - 1$$

$$X = \frac{1}{i_0 - 1 + 1} = \frac{1}{i_0}$$

$$P_{w \text{ uit}} = \frac{P_a}{i_0 - \eta_0}$$

Uit energieverevenwicht volgt :

$$P_a + P_{w \text{ uit}} \cdot \eta_0 = P_c + P_{w \text{ uit}}$$

$$P_a + P_{w \text{ uit}} (\eta_0 - 1) = P_c$$

$$P_a + P_a \frac{(\eta_0 - 1)}{(i_0 - \eta_0)} = P_c$$

$$P_c = \left(1 + \frac{\eta_0 - 1}{i_0 - \eta_0}\right) \cdot P_a$$

$$\eta = \frac{P_c}{P_a} = \frac{i_0 - \eta_0 + \eta_0 - 1}{i_0 - \eta_0} = \frac{i_0 - 1}{i_0 - \eta_0}$$

Op soortgelijke wijze kan ook een dergelijke uitdrukking verkregen worden voor de Acbar-overbrenging met omkering van draairichting .

Deze uitdrukking luidt dan :

$$\eta_{m o} = \frac{\eta_0(i_0 - 1)}{i_0 - \eta_0}$$

Valt nog op te merken dat ;  $\eta_{m o} = \eta_0 \cdot \eta_{z o}$  zodat

$$\eta_{m o} < \eta_{z o}$$

Met:  $\eta_{m o}$  = Rendement van de Acbar- overbgenging met omkering van draairichting.

$\eta_{z o}$  = Rendement van de Acbar-overbrenging zonder omkering van de draairichting.

Nadere beschouwing van het basisrendement.

Voor het basisrendement  $\eta_0$  geldt :

$$\eta_0 = 1 - \varphi_0$$

Zoals reeds vermeld in blz.7 bestaat het verlies  $\varphi_0$  hoofdzakelijk uit tandwrijvingsverliezen.

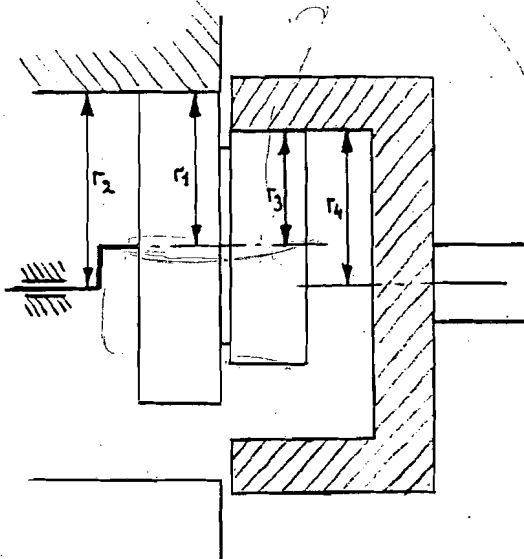


fig.8 De met elkaar samenwerkende tandwielen.

Bij de hier beschouwde (Acbar) overbrenging bestaan er twee tandwielparen, n.l. 1-2 en 3-4 die dit verlies veroorzaken. In dit geval wordt de uitdrukking voor het basis rendement :

$$\eta_0 = (1 - \varphi_{12})(1 - \varphi_{34}) = 1 - \varphi_{12} - \varphi_{34} + \varphi_{12} \varphi_{34}$$

waarbij de term  $\varphi_{12} \varphi_{34}$  te verwaarlozen klein is.

$$\text{Dus ; } \eta_0 = 1 - (\varphi_{12} + \varphi_{34}) \quad (\text{lit. 2})$$

De afleiding van de formule voor berekening van de verliezen wordt in lit. 1 uitvoerig behandeld. De uitdrukking voor het verlies  $\varphi_{ij}$  wordt :

$$\varphi_{ij} = f \left( \frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_j} \right) \frac{x_i^2 + x_j^2}{X} \cdot \frac{1}{2 \cos \alpha}$$

Omdat deze (Acbar) overbrenging werkt met inwendig vertande tandwielen, moet het (+)teken in de term tussen haakjes vervangen worden door een (-)teken.

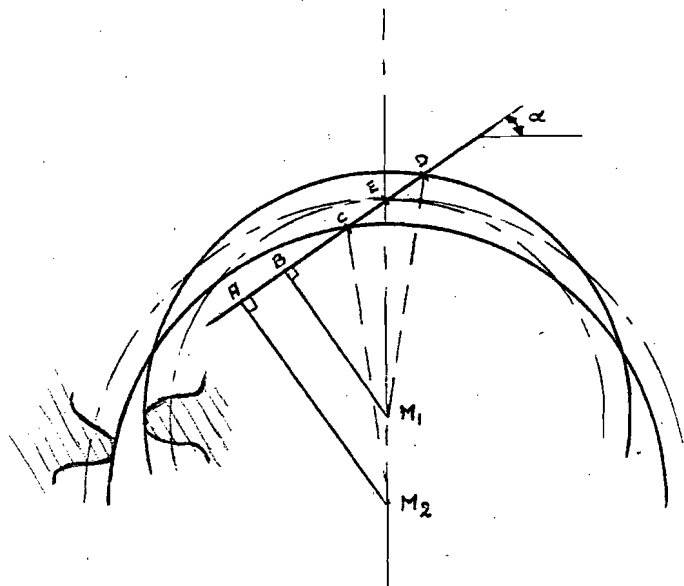
Verklaring van de gebruikte symbolen :

$f$  : tandwrijvingscoëfficiënt

Voor de overige symbolen zie fig. 9

$r_i$  :  $\frac{M_1 D}{2}$

$r_j$  :  $\frac{M_2 C}{2}$



$x_i$  :  $\overline{DE}$

$x_j$  :  $\overline{CE}$

$X$  :  $\overline{CD}$

$\alpha$  : ingrijphoek

fig.9 Ingrijping bij de tandwiel-  
paren 1-2 en 3-4.

### III.3. Het massatraagheidsmoment

De snelheid waarmee een robot werkt is een van zijn grootste voordelen. Deze werksnelheid is direct afhankelijk van de massatraagheid van het systeem. Hoe kleiner de massatraagheid is, desto sneller kunnen de zwenkingen van de robot plaatsvinden.

De benodigde tijd  $t$  voor een verdraaiing  $\phi$  is als volgt af te leiden ; (Aangenomen dat de motor zijn maximale snelheid bereikt )

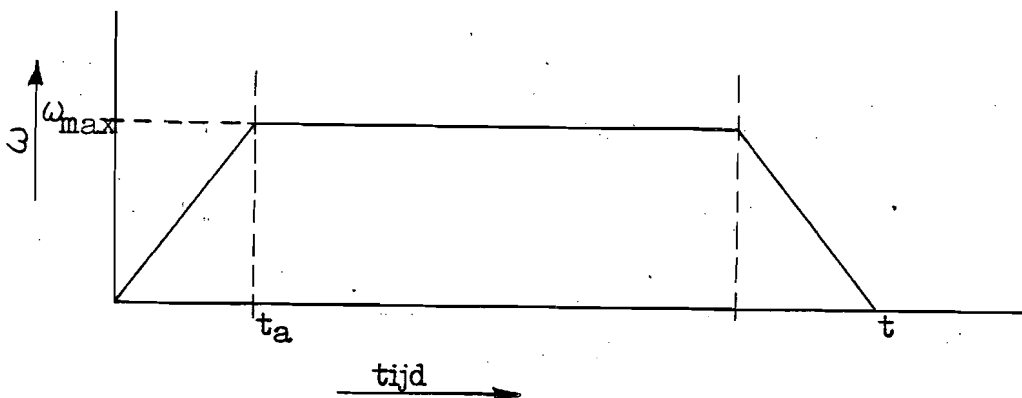


fig.10 Hoeksnelheid-tijd diagram van een robotzwenking.

$$\varphi = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot t_a \cdot \omega_{\max} + (t - 2t_a) \cdot \omega_{\max}$$

$$\Rightarrow \varphi = (t - t_a) \cdot \omega_{\max}$$

$$\Rightarrow t = \frac{\varphi}{\omega_{\max}} + t_a$$

$$\left. \begin{aligned} t_a &= \frac{\omega_{\max}}{\dot{\omega}} \\ \dot{\omega} &= \frac{M}{J} \end{aligned} \right\} t_a = \frac{\omega_{\max}}{M} \cdot J$$

$$\Rightarrow t = \frac{\varphi}{\omega_{\max}} + \frac{\omega_{\max}}{M} \cdot J$$

In deze formule is te zien dat vooral bij een bewegingspatroon van veel klein hoekverdraaiingen, zoals bij een robot het geval is,  $J$  veel invloed heeft op de benodigde tijd  $t$ .

Het massatraagheidsmoment van de overbrenging is een deel van ~~de~~ <sup>de</sup> massatraagheid van het systeem, en het is dus zaak deze zo klein mogelijk te maken.

-Het massatraagheidsmoment van de Acbar-overbrenging.

Om dit te kunnen berekenen zal eerst de kinetische energie als functie van  $\omega$  berekend worden. De overbrenging wordt hiervoor als volgt opgedeeld

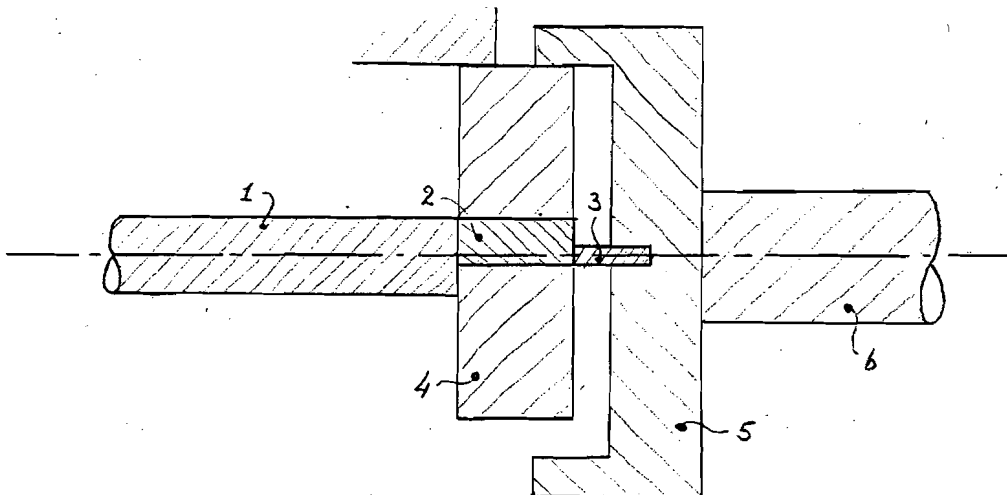


fig.11 Opdeling van de overbrenging in verschillende delen. Vervolgens zullen nu de kinetische energieën van de afzonderlijke delen worden bepaald.

Deel 1 :

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{1}{2} J \omega_1^2 \\ J &= \frac{1}{2} m R^2 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} T_1 &= \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{2} m_1 R_1^2 \right) \cdot \omega_1^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot m_1 R_1^2 \omega_1^2 \end{aligned}$$

Hierbij is  $\omega_1$  : Ingaande hoeksnelheid (van het exenter).

Deel 2 :

$$\left. \begin{aligned} T_2 &= \frac{1}{2} J_2 \omega_1^2 \\ J_2 &= \frac{1}{2} m_2 R_2^2 + m_2 e^2 \\ &= m_2 \cdot \left( \frac{1}{2} R_2^2 + e^2 \right) \end{aligned} \right\} T_2 = \frac{1}{2} m_2 \cdot \left( \frac{1}{2} R_2^2 + e^2 \right) \cdot \omega_1^2$$

Hierbij is  $e$  : Exenterafstand.

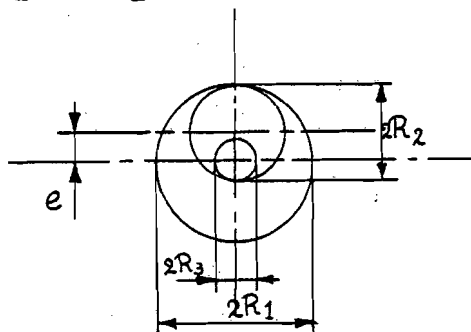


fig.12

Deel 3 :

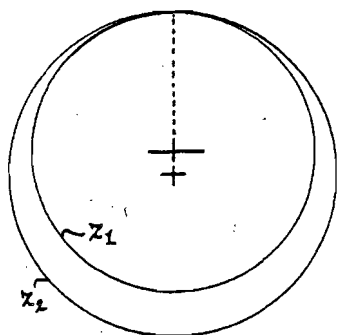
$$\left. \begin{aligned} T_3 &= \frac{1}{2} J_3 \omega_1^2 \\ J_3 &= \frac{1}{2} m_3 R_3^2 \end{aligned} \right\} T_3 = \frac{1}{4} m_3 R_3^2 \omega_1^2$$

Deel 4 :

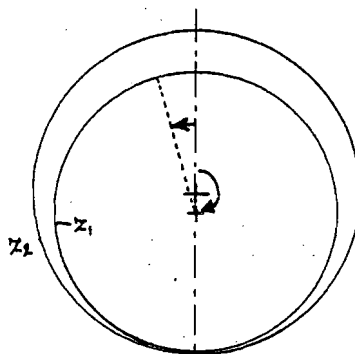
Dit is het deel dat bestaat uit twee aan elkaar bevestigde tandwielen. Dit deel voert een gecombineerde beweging uit :

- Rotatie om eigen middelpunt ( $\omega_4$ ,  $J_4$ ).
- Translatie in een cirkelvormige baan ten gevolge van de rotatie van het exenter ( $T = \frac{1}{2} m v^2$ ).

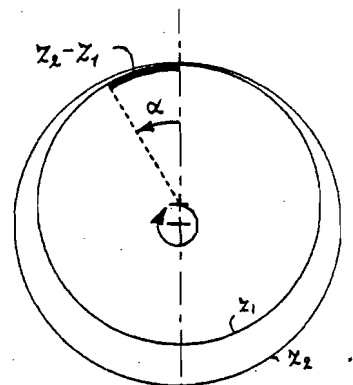
Bepaling van de hoeksnelheid  $\omega_4$  :



beginpositie



na een halve omwenteling van de kruk



na een hele omwenteling van de kruk

Bij een hele omwenteling van het exenter rechtsom, (dus  $+2\pi$  rad.) roteert deel 4 over een hoek van :  $-\frac{z_2 - z_1}{z_1} \cdot 2\pi$  rad.

$$\omega_4 = -\frac{z_2 - z_1}{z_1} \cdot \omega_1$$

$$\left. \begin{aligned} T_4 &= \frac{1}{2} m v_4^2 + \frac{1}{2} J_4 \omega_4^2 \\ v_4 &= \omega_1 \cdot e \end{aligned} \right\} \begin{aligned} T_4 &= \frac{1}{2} m \omega_1^2 e^2 + \frac{1}{2} J_4 \omega_4^2 \\ &= \frac{1}{2} m \omega_1^2 e^2 + \frac{1}{2} J_4 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{z_1}\right)^2 \cdot \omega_1^2 \end{aligned}$$

Hierbij is  $J_4$  het massatraagheidsmoment van de twee aan elkaar bevestigde tandwielen.

Deel 5 :

$$\left. \begin{aligned} T_5 &= \frac{1}{2} J_5 \omega_5^2 \\ \omega_5 &= \frac{\omega_1}{i} \end{aligned} \right\} T_5 = \frac{1}{2} J_5 \frac{\omega_1^2}{i^2}$$

Hierbij is  $J_5$  het massatraagheid van het inwendig vertande tandwiel.

Deel 6 :

$$\left. \begin{aligned} T_6 &= \frac{1}{2} J_6 \omega_6^2 \\ J_6 &= \frac{1}{2} m_6 R_6^2 \\ \omega_6 &= \omega_5 \end{aligned} \right\} T_6 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} m_6 R_6^2\right) \frac{\omega_1^2}{i^2}$$

Voor de totale kinetische energie geldt :

$$T_{\text{tot}} = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6$$

$$T_{\text{tot}} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{2} m_1 R_1^2 + m_2 \left(\frac{1}{2} R_2^2 + e^2\right) + \frac{1}{2} m_3 R_3^2 + m_4 e^2 + J_4 \left(\frac{z_2 - z_1}{z_1}\right)^2 + J_5 \cdot \frac{1}{i^2} + \frac{1}{2} m_6 R_6^2 \frac{1}{i^2} \right\} \cdot \omega_1^2$$

Verder geldt :  $T_{\text{tot}} = \frac{1}{2} J_{\text{tot}} \cdot \omega_1^2$

Voor  $J_{\text{tot}}$  is dus te schrijven :  $J_{\text{tot}} = 2 \cdot \frac{T_{\text{tot}}}{\omega_1^2}$

$$J_{\text{tot}} = \frac{1}{2} m_1 R_1^2 + m_2 \left(\frac{1}{2} R_2^2 + e^2\right) + \frac{1}{2} m_3 R_3^2 + m_4 e^2 + J_4 \left(\frac{z_2 - z_1}{z_1}\right)^2 + \frac{1}{i^2} \left(J_5 + \frac{1}{2} m_6 R_6^2\right)$$

### III.4. Speling

Een van de criteria waarop een robot getest, en/of vergeleken met een andere, kan worden is de positioneernauwkeurigheid. Wanneer de robot b.v. gebruikt wordt voor de montage van een fijnmechanisch product, zal het duidelijk zijn dat de positioneernauwkeurigheid van groot belang is.

De positioneernauwkeurigheid is rechtstreeks afhankelijk van de speling die in de overbrenging optreedt.

#### III.4.1. Flankspeling

Bij alle tandwieloverbrengingen wordt deze speling voornamelijk veroorzaakt door de z.g. flankspeling. Dit is het verschil in afmeting tussen de breedte van de tandkuil  $u_1$  van een tandwiel, en de tanddikte  $t_2$  van het daarmee samenwerkende tandwiel.

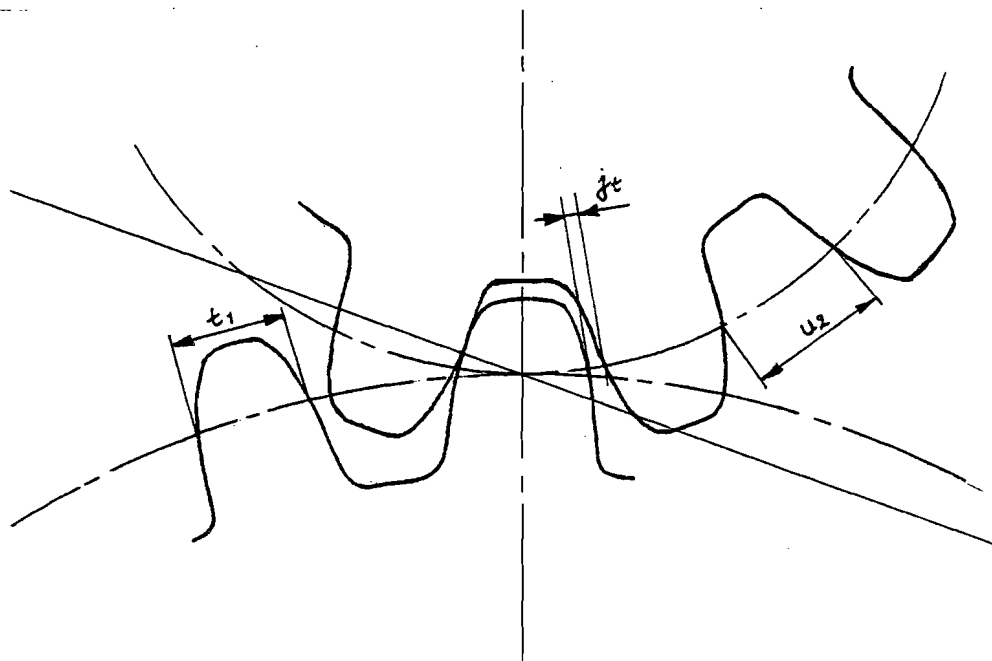


fig.14 De flankspeling bij uitwendig vertande tandwielen.

Voor de flankspeling  $j_t$  geldt dus :  $j_t = u_2 - t_1$

Een geringe flankspeling is noodzakelijk omdat de tandwielen altijd een bepaalde fabricagetolerantie hebben. Ook met het oog op straalvergroting ten gevolge van temperatuuroename van de tandwielen is flankspeling vereist. Dit laatste is echter alleen van toepassing op de samenwerking van twee uitwendig vertande wielen. Bij een uitwendig vertand wiel samenwerkend met een inwendig vertand wiel, zoals bij de Acbar-overbrenging het geval is, zullen door temperatuuroename de stra-

*gelijke temperatuur*

len van de wielen toenemen. Doordat het grote tandwiel meer zal uitzetten dan het kleine zal de flankspeling juist iets groter worden. ))

Elk tandwiel zal <sup>wordt</sup> echter gefabriceerd worden met een bepaalde tolerantie en daarom moeten ook de tandwielen in een Acbar-overbrenging met een bepaalde flankspeling gemonteerd worden. Hoe nauwkeuriger de tandwielen gefabriceerd worden (ze worden daarmee ook duurder), des te kleiner mag de flankspeling zijn. De flankspeling is dus een functie van de fabricagenauwkeurigheid. Anders gezegd : De prijs is een functie van de gewenste flankspeling.

In lit.1 wordt voor de flankspeling bij normale fabricage ruwweg een waarde gegeven n. 1.

$$j_t = \frac{1}{60} \cdot s \quad \text{à} \quad \frac{1}{80} \cdot s$$

waarbij s : steek

De exacte berekening van de flankspeling  $j_t$  staat vermeld in DIN 3964 en 3967.

Voor  $j_t$  wordt daar gegeven :

$$j_t = - \frac{A_{sn} 1 + A_{sn} 2}{\cos \beta} + A_a \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = - \sum A_{st} + \Delta j_a$$

waarbij :  $A_{sn}$  = afwijking in de tanddikte

$A_a$  : afwijking in de asafstand

$\alpha$  : drukhoek

$\beta$  : tandhoek (alleen bij scheve vertanding is  $\beta \neq 0$ )

De waarden voor  $A_{sn}$  en  $A_a$  zijn functies van de fabricagenauwkeurigheid. Ze zijn op te zoeken in tabellen

Als de flankspeling bekend is kan de totale speling van de Acbar-overbrenging eenvoudig bepaald worden.

Met deze totale speling wordt bedoeld : De hoekverdraaiing die de uitgaande as kan ondergaan terwijl de ingaande as stilgehouden wordt.

Er zijn twee tandwieloverbrengingen achter elkaar geschakeld

De speling wordt dan :

$$\varphi_{stot} = \frac{j_{t1} + j_{t2}}{r_{stc}}$$

waarbij  $r_{stc}$  : De straal van de steekcirkel van het inwendig vertande tandwiel dat aan de uitgaande as gekoppeld is.



### III.4.2. Mogelijkheden tot volledige opheffing van de flankspeling.

Om de flankspeling op te heffen, moet de speling zoals deze normaal vereist zou zijn, overbrugd worden door een elastisch element. Hierdoor wordt het mogelijk dat, indien de speling aanwezig moet zijn, het elastische element inverteert, zodat de tandwielen niet vastlopen.

Een vaak toegepaste methode is de volgende :

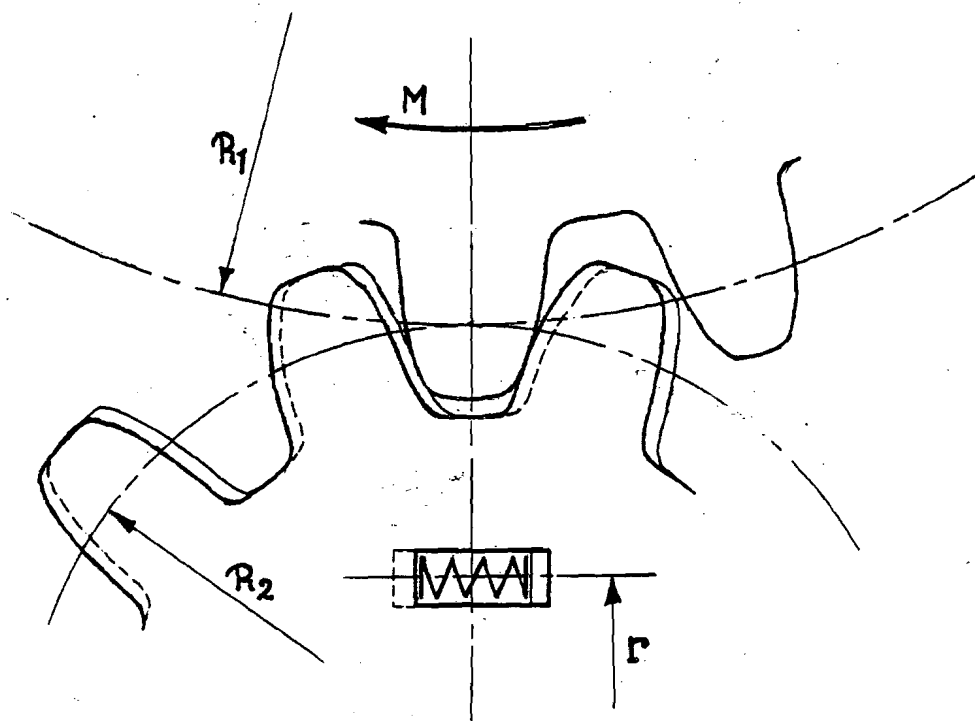


fig.15 Flankspelingopheffing door tangentiale veerkracht.

Hierbij moeten de veerpakketten zó stug zijn, dat zij niet ingedrukt worden door de tandkracht veroorzaakt door de aandrijving. Er moet dus gelden :

$$F_v > \frac{F_t \cdot R_2}{r} \quad ; \quad \text{met} \quad F_t = \frac{M}{R_1}$$

wordt dit : 
$$F_v > \frac{M \cdot R_2}{r \cdot R_1}$$

Toegepast in een Acbar-overbrenging zou dit er uit kunnen zien zoals fig.16 toont.

Opm. De elastische elementen (veren) zouden ook in de uitwendig vertande wielen ondergebracht kunnen worden. Na-deel hiervan is echter dat de veren dan op een kleinere dia-

meter geplaatst moeten worden waardoor de veerkracht groter moet zijn, voor hetzelfde resultaat.

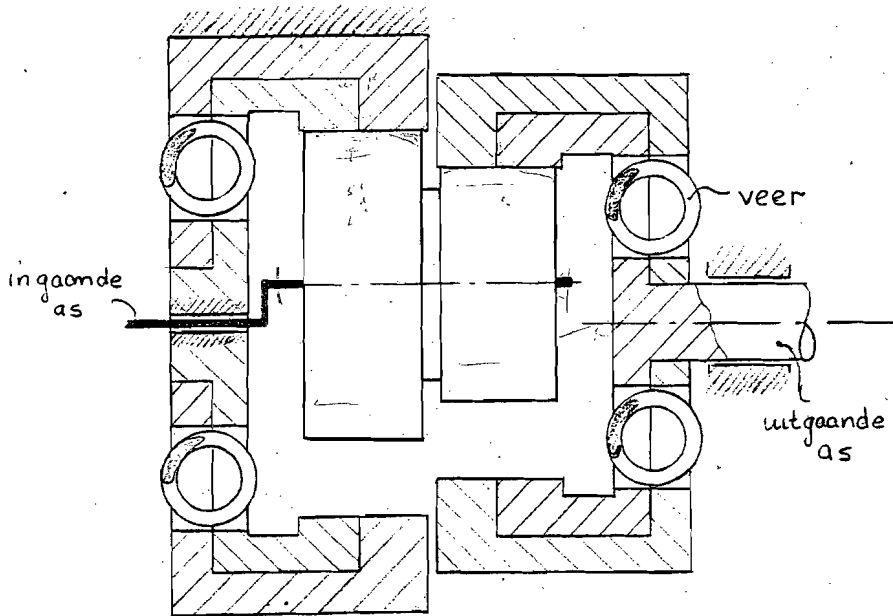


fig.16 Tangentiale voorspanning toegepast in Acbar-overbr.

Een andere mogelijkheid om de overbrenging spelingsvrij te maken is het radiaal voorspannen van de tandwielen.

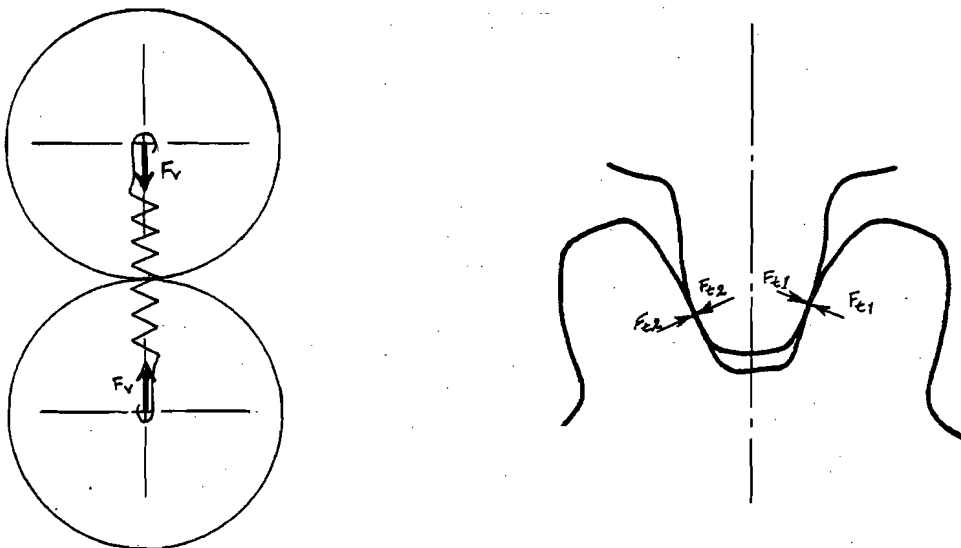


fig.17 Flankspelingopheffing door radiale voorspanning.

Ook hierbij mag de voorspankracht  $F_v$  niet overwonnen worden door een ontbondene van de tandkracht t.g.v. de aandrijving.

Er geldt :  $F_t = \frac{M}{r_{stc}}$  en  $P_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$

$$P_n = \frac{M}{r_{stc} \cdot \cos \alpha}$$

Voor de voorspankracht  $F_v$  moet gelden :

$$F_v = \frac{M \cdot \sin \alpha}{r_{stc} \cdot \cos \alpha} = \frac{M \cdot \tan \alpha}{r_{stc}}$$

Toegepast in de Acbar-overbrenging zou dit er als volgt uit kunnen zien :

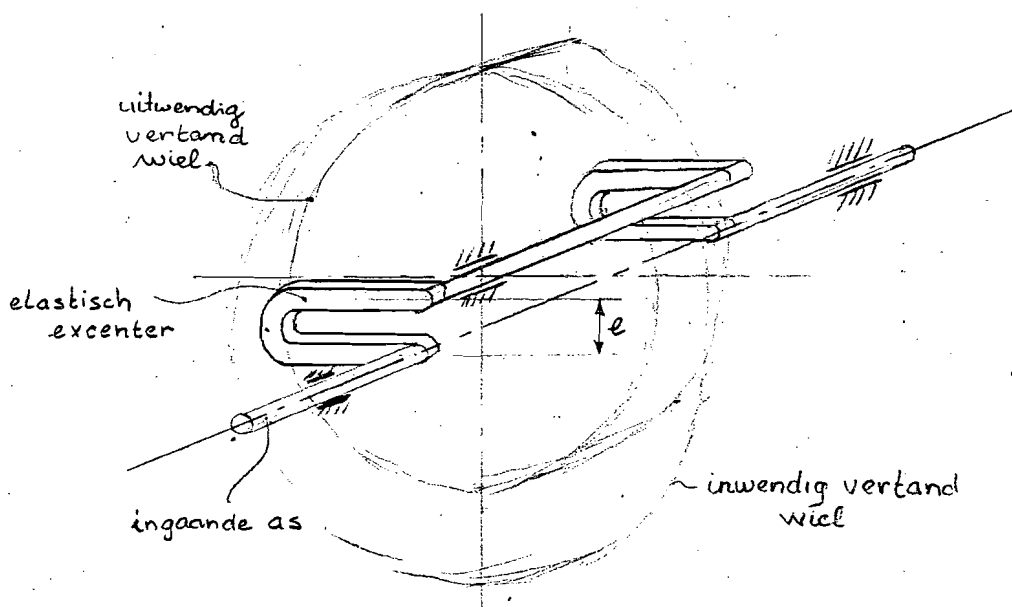


fig.18 Radiale voorspanning toegepast in Acbar-overbr.

Opm. Hiermee wordt de speling wel verminderd maar niet volledig weggewerkt. Het elastische excenter zal n.l. "uitveren" totdat één van de twee aan elkaar bevestigde tandwielen tegen zijn inwendig vertande partner zit. Bij het andere tandwiel is door deze verplaatsing de flankspeling wel verminderd maar zal in het algemeen niet volledig opgeheven zijn.

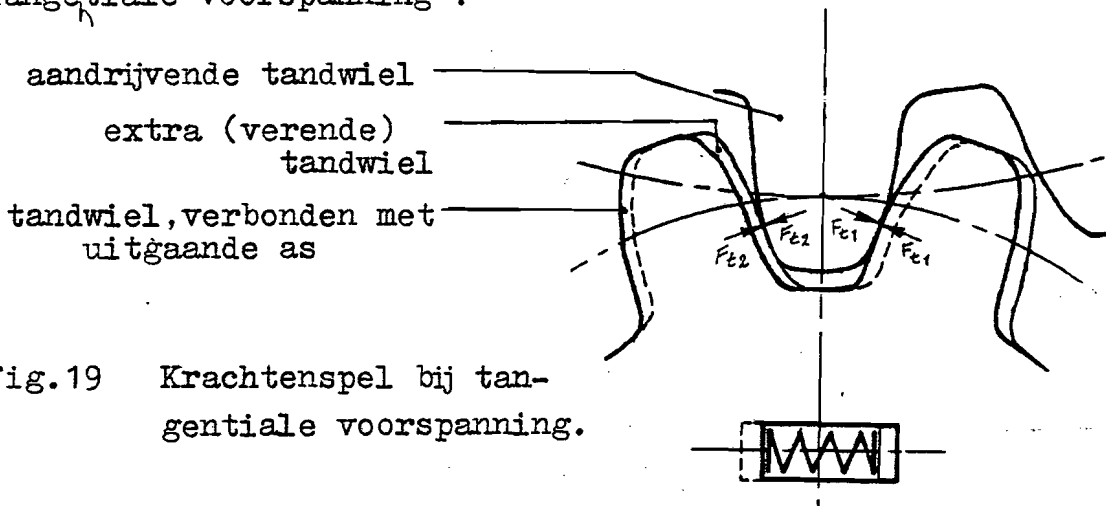
*evenwicht excenter met loof as is niet gegarandeerd: pük belastingen in tandwiel*

### III.4.3. De invloed van het spelingsvrij construeren op het rendement.

Het is natuurlijk erg prettig als de speling volledig verdwenen is. Zoals bijna altijd het geval is, eist ook deze maatregel echter bepaalde offers. Door de tandwielen vóór te spannen ontstaat er n.l. een permanente tandkracht die groter of gelijk moet zijn aan de maximale tandkracht die op kan treden t.g.v. de aandrijving. Hierdoor wordt het rendement van de overbrenging beïnvloed.

Om iets over deze beïnvloeding te kunnen zeggen zal eerst het krachtenspel bij de beide spelingsvrije constructies nader worden bekeken.

Tangentiale voorspanning :



Als de aandrijving zodanig is dat de tand van het extra (verende) tandwiel belast wordt, wordt de tandkracht  $F_{t1}$  van de andere tand verminderd. Daar wordt dus ook de tandwrijving verminderd.

Draait de aandrijving juist andersom, dan wordt  $F_{t1}$  groter, Op de plaats waar  $F_{t1}$  werkt zal dus ook de tandwrijving groter worden. Aan de andere zijde van de aandrijvende tand blijft  $F_{t2}$  t.g.v. de veerkracht onveranderd heersen. De wrijving aldaar blijft dus ook onveranderd heersen.

Het rendement van de tandwieloverbrenging is hierbij dus niet meer onafhankelijk van de draairichting. Dit is uiteraard een eigenschap die als zeer ongewenst kan worden beschouwd.

Radiale voorspanning :

Beschouw ook hier het tandkrachtenspel :

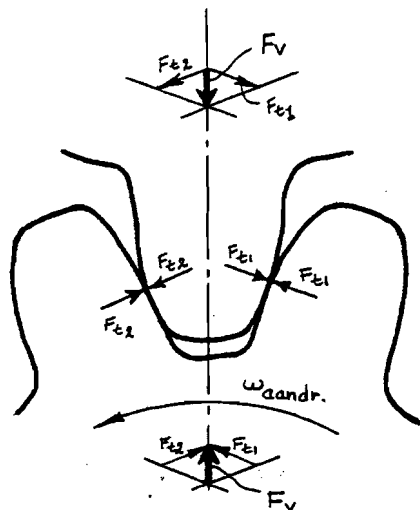


fig.20 Krachtenspel bij radiale voorspanning.

Als het aandrijvende tandwiel linksom draait, zal  $F_{t1}$  groter worden (toename =  $\frac{1}{2} \cdot F_{aandr.}$ ).  $F_{t2}$  wordt evenveel kleiner als  $F_{t1}$  groter geworden is (dus afname =  $\frac{1}{2} \cdot F_{aandr.}$ ).

De gesommeerde tandkracht ( $F_{t1} + F_{t2}$ ) blijft dus gelijk. Hieruit volgt dat de tandwrijving ook gelijk blijft.

Indien het aandrijvende tandwiel rechtsom draait is de situatie precies andersom. Ook hier blijkt de tandwrijving dus onafhankelijk van de belasting te zijn.

Bij radiale voorspanning maakt het voor het rendement dus niet uit of de aandrijving linksom of rechtsom gericht is.

Ten aanzien van het rendement is radiale voorspanning dus te verkiezen boven tangentiële voorspanning.

Het blijft echter zó dat door de voorspanning extra tandkrachten ontstaan die een nadelige invloed hebben op  $\eta_0$ , welke op zijn beurt weer een zeer nadelige invloed zal hebben op  $\eta_{totaal}$ . Hoe groot deze invloed op  $\eta_0$  is zal hieronder voor de gunstigste voorspanmethode, radiale voorspanning dus, worden berekend.

- Berekening van de invloed op het basisrendement.

Zoals eerder gesteld, is  $\eta_0 = 1 - \xi$  waarbij  $\xi$  het verlies is. Dit verlies wordt beïnvloed door de toenemende tandwrijving t.g.v. voorspanning.

Het tandwrijvingsverlies  $\xi_t$  is volgens lit.1 gedefinieerd als

$$\xi_t = \frac{A_w}{A_n} \quad \text{waarbij} \quad \begin{array}{l} A_w : \text{wrijvingsarbeid} \\ A_n : \text{nuttig overgebrachte arbeid.} \end{array}$$

$A_n = F_a \cdot X$  ; is onafhankelijk van de voorspanning.

$$A_w = f \cdot F_n \cdot \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{x_1^2 + x_2^2}{2 \cos \alpha}$$

waarbij  $F_n$  : Heersende normaalkracht tussen de tandwielen. *Dus* is dus afhankelijk van de voorspanning.

en  $r_1$  ;  $\overline{M_1 D}$

$r_2$  :  $\overline{M_2 C}$

$x_1$  :  $\overline{DE}$

$x_2$  :  $\overline{CE}$

$X$  :  $\overline{CD}$

$\alpha$  : ingrijphoek

$F_a$  : normaal ge-  
richte aandrijfkraft

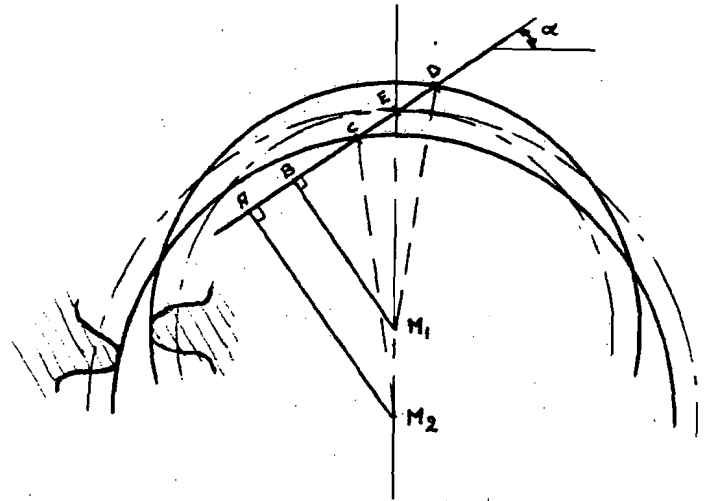


fig.21 Ingrijping bij de tandwielparen 1-2 en 3-4.

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{A_w}{A_n} \\ &= \frac{F_n}{F_a} \cdot f \cdot \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{x_1^2 + x_2^2}{X} \cdot \frac{1}{2 \cdot \cos \alpha} \end{aligned}$$

$$\xi_{\text{gesp}} = \frac{F_n}{F_a} \cdot \xi_{\text{ongespannen}}$$

Hoe groot is  $F_n$  ?

Beschouw hiervoor wederom het tandkrachtenspel ;

-in rust :

Alleen de krachten t.g.v. de voorspanning zijn werkzaam.

$$F_n = 2F_v$$

-in bedrijf :

De gesommeerde heersende normaalkrachten:

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{1}{2}F_a + F_v + F_v - \frac{1}{2}F_a \\ &= 2F_v \end{aligned}$$

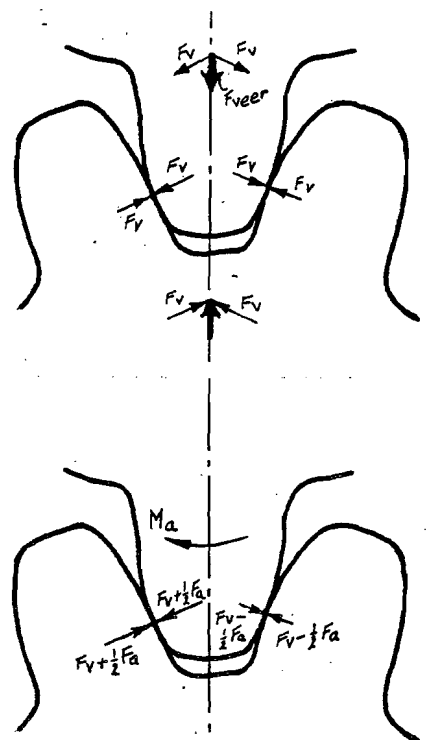


fig.22 Krachtenspel bij radiale voorspanning

Hoe groot is  $F_V$  ?

De bedoeling van het voorspannen is dat er geen speling kan optreden. Aan beide kanten van de tand in fig. 22 moet dus ten alle tijde een restkracht heersen die groter of gelijk is aan 0.

$$F_V - \frac{1}{2}F_a \geq 0 \Rightarrow F_V \geq \frac{1}{2}F_a$$

$$F_V = \frac{1}{2}F_a \text{ max}$$

$$F_n = 2F_V = F_a \text{ max}$$

$$\Rightarrow \ell_{\text{gesp}} = \frac{F_a \text{ max}}{F_a} * \ell_{\text{ongesp}}$$

De overbrenging werkt dus alleen bij vollast met een optimaal rendement, wat gelijk zal zijn aan het rendement van een onge-spannen overbrenging.

Bij de tangentiaal voorgespannen overbrenging wordt dezelfde uitdrukking gevonden voor de gunstigste draairichting. Voor de andere draairichting wordt de uitdrukking :

$$\ell_{\text{gesp}} = \frac{2F_a \text{ max}}{F_a} * \ell_{\text{ongesp}}$$

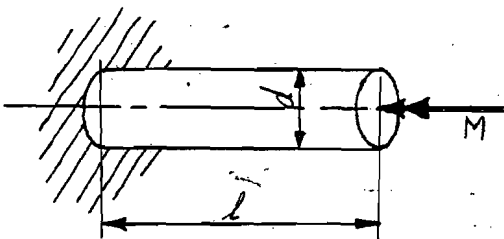
III.5. De stijfheid.

Ook de stijfheid van de overbrenging is van zeer groot belang voor de goede functionering van de robot. Als de robot tijdens bedrijf een beweging maakt om daarna in de juiste positie tot stilstand te komen, moet dit meestal zo snel mogelijk gebeuren. Het geheel zal hierdoor zeer hoge versnellingen en vertragingen ondergaan waardoor grote krachten c.q. momenten ontstaan. Om dit goed te kunnen doorstaan, zonder al te ver door te "zwiepen", moet de robot, en dus ook zijn aandrijving, voldoende stijf gemaakt worden.

De stijfheid van de overbrenging is afhankelijk van de stijfheid van de diverse onderdelen. Hieronder volgt een berekening van de vervorming van de diverse onderdelen als gevolg van een belastend moment M op de uitgaande as, terwijl de ingaande as stil gehouden wordt.

-Uitgaande as :

Belastingssituatie

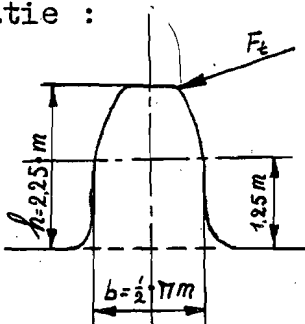


Voor hoekverdraaiing  $\varphi$  geldt:

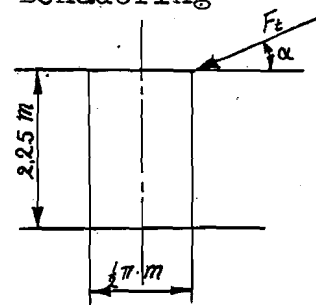
$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{M l}{G I} \\ I &= \frac{\pi}{64} d^4 \end{aligned} \right\} \varphi = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{M l}{G d^4}$$

-Tanden op tandwielen :

Ongunstigste belastings-situatie :



Benadering



Voor de doorbuiging op een hoogte  $h=1,25 \cdot \text{m}$  geldt :

$$\delta = \frac{F h^3}{3 E I} + \frac{M h^2}{2 E I}$$

met

$$h = 1,25 \text{ m}$$

$$I = \frac{1}{12} d b^3$$

$$b = \frac{1}{2} \pi \cdot m$$

$$\delta = (62,5 + 75) \cdot \frac{F}{E d \pi^3}$$

(  $d$  = tandbreedte )

X



Er zijn telkens 2 tandwielen die elkaar belasten, en dus ook beide doorbuigen. De hoekverdraaiing van een tandwiel t.g.v. de doorbuiging van de tanden wordt dus :

$$\theta = \frac{2 \delta}{r_{stc}}$$

In de Acbar-overbrenging staan twee van dergelijke tandoverbrengingen in serie. de hoekverdraaiing van de uitgaande as wordt dus :

$$\varphi_2 = 2 \theta = \frac{4 (137,5)}{r_{stc}} \cdot \frac{F}{E d \pi^3}$$

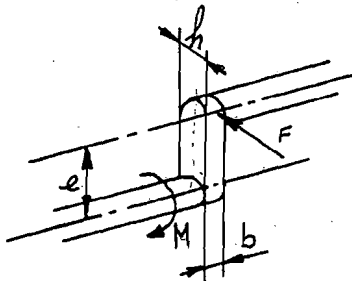
Waarbij  $r_{stc}$  : steekcirkelstraal van het tandwiel aan de uitgaande as.

-Tandwielen :

Hiervan is de vervorming t.g.v. het moment verwaarloosbaar.

-Het excenter :

Belastingssituatie :



$$M_{ing.} = \frac{M_{uitg.}}{i}$$

$$F = \frac{M_{ing.}}{e} = \frac{M_{uitg.}}{i e}$$

$$\delta = \frac{F l^3}{3 E I} = \frac{M_{uitg.} e^3}{i e^3 E \frac{1}{12} b h^3}$$

$$\theta = \frac{\delta}{e}$$

De hoekverdraaiing aan de uitgaande as  $\varphi$  t.g.v. de doorbuiging van het excenter is :

$$\varphi_3 = \frac{\theta}{i} = \frac{\delta}{i e} = \frac{4 M_{uitg.} e}{i^2 E b h^3}$$

-Ingaande as

Belastingssituatie is gelijk aan die van de uitgaande as.

$$\theta = \frac{M l}{G I} = \frac{M_{uitg.} l}{i G I}$$

$$\varphi_4 = \frac{\theta}{i} = \frac{M_{uitg.} l}{i^2 G I}$$

Zoals duidelijk zal zijn dienen voor de totale hoekverdraaiing ( $\varphi_{tot}$ ), de afzonderlijke hoekverdraaiingen te worden gesommeerd.

Dus :  $\varphi_{tot} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4$

#### IV Acbar-overbrenging, praktische uitvoerbaarheid.

Om te kunnen concluderen dat een Acbar-overbrenging nu wel of niet een redelijk alternatief is voor de Harmonic Drive, dient een vergelijking gemaakt te worden tussen een bestaande H.D., waarvan de gegevens bekend zijn, en een op papier ontworpen Acbar met dezelfde eigenschappen, waarvan de gegevens berekend kunnen worden.

Hieronder volgt nu een ontwerp van een Acbar-overbrenging die vergelijkbaar is met de H.D. van het type HDUC 32-158-2A BL3 . Dit type is gekozen omdat dit een H.D. is, die reeds in ASEA-robots wordt toegepast en het oorspronkelijk de bedoeling was hiervoor een alternatief te vinden.

Deze berekeningen zijn bedoeld als voorbeeld. Indien een andere overbrenging gewenst wordt, andere reductie of ander bouwvolume, dienen de berekeningen aangepast te worden.

##### IV.1. Reductie

Harmonic Drive :  $i = 158$

Acbar-overbrenging :  $i = \frac{z_1 z_4}{z_1 z_4 - z_2 z_3}$  (blz.6)

Hierbij dient erop gelet te worden dat het verschil in tandenaantal van de met elkaar samenwerkende tandwielen, dus  $z_1$  met  $z_2$  en  $z_3$  met  $z_4$ , minimaal 8 moet bedragen. (lit.1)

Oplossing :  $\frac{z_1 z_4}{z_1 z_4 - z_2 z_3} = 158$

$$z_1 z_4 = 158 \cdot z_1 z_4 - 158 \cdot z_2 z_3 \quad 158 \cdot z_2 z_3 = 157 \cdot z_1 z_4$$

$$\frac{z_1 z_4}{z_2 z_3} = \frac{158}{157} = \frac{2 \cdot 79}{157} \quad (2, 79 \text{ en } 157 \text{ zijn priemgetallen})$$

$z_1$  t/m  $z_4$  zijn uiteraard priemgetallen

$z_1$  of  $z_4$  is 79 of een veelvoud van 79

$z_2$  of  $z_3$  is 157 of een veelvoud van 157

$z_4 \neq z_3$  en  $z_2 \neq z_1$  ?

Voor het rendement is het gunstig als  $z_1/z_2$  en  $z_3/z_4$  de waarde 1 benaderen. Let wel op het minimaal tandenaantalverschil van 8 tanden.

Gekozen wordt :

$$z_1 = 158$$

$$z_3 = 157$$

$$z_2 = z_4 = 166$$

Opm. Om dit praktisch in-  
bouwbaar te maken dient  
profielverschuiving toege-  
past te worden.

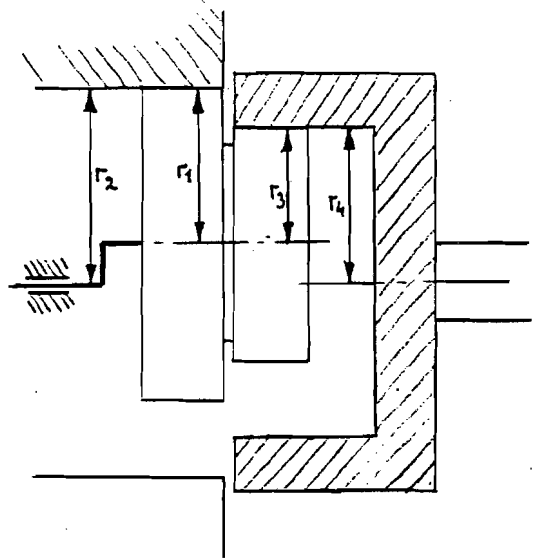


fig. 23 Tandwielnummering

-Het modul :

Hiervoor dient een keuze gemaakt te worden uit de standaard-  
moduli welke staan vermeld in lit.8.

Getracht zal worden ook het bouwvolume van de Acbar-overbreng-  
ing vergelijkbaar te maken met dat van de H.D. (relevante bui-  
tendiameter van de H.D. :  $C = 82 \text{ mm.}$ ).

Gekozen modul ;  $m = 0,4$

Daarmee wordt :

$$d_{stc1} = 158 \cdot 0,4 = 63,2 \text{ mm}$$

$$r_{stc1} = 31,6 \text{ mm}$$

$$d_{stc3} = 62,8 \text{ mm}$$

$$r_{stc3} = 31,4 \text{ mm}$$

$$d_{stc2} = d_{stc4} = 66,4 \text{ mm}$$

$$r_{stc2} = r_{stc4} = 33,2 \text{ mm}$$

1<sup>e</sup> tandwielpaar : excenterafstand is :  $33,2 - 31,6 = 1,6 \text{ mm}$

2<sup>e</sup> tandwielpaar : excenterafstand is :  $33,2 - 31,4 = 1,8 \text{ mm}$

Indien  $r_{stc3}$  0,2 mm groter gemaakt wordt is een excenter van

1,6 mm goed  $\Rightarrow$  profielverschuiving :  $x_3 = \frac{\Delta r}{m} = \frac{0,2}{0,4} = 0,5$

#### IV.2. Rendement

Nu de tandenaantallen en de afmetingen van de tandwielen be-  
kend zijn kan een berekening gemaakt worden voor het rendement  
waarmee de overbrenging zal werken.

Het rendement  $\eta$  is afhankelijk van  $\eta_0$  en  $i_0$  volgens :

$$\eta = \frac{i_0 - 1}{i_0 - \eta_0} \quad (\text{par.III.2})$$

Waarbij  $i = \frac{i_0}{i_0 - 1}$  (par.III.2.1.)

$$i_0 = \frac{i}{i-1} = \frac{158}{157} = 1,00637$$

Door deze uitdrukking voor het totale rendement  $\eta$  en deze  
waarde voor de basisreductie  $i_0$ , wordt het totale rendement  
zeer sterk afhankelijk van het basisrendement  $\eta_0$ . (fig.24)

Om een goed inzicht te krijgen in het totale rendement van de overbrenging is het dus belangrijk  $\eta_0$  nauwkeurig te berekenen. Dit is echter niet mogelijk omdat  $\eta_0$  van diverse factoren afhankelijk is, welke (nog) niet bekend zijn. Er zal een verantwoorde afschatting van verliezen plaats moeten vinden.

In par.III.2. is gesteld dat de karnverliezen verwaarloosbaar klein zijn. Deze uitspraak volgens lit.5 is zeker van toepassing op uitwendig vertande wielen omdat daarbij de olie door zwaarte- en centrifugaalkracht van de wielen af zal druipen. Bij inwendig vertande wielen zal de olie echter meer in het wiel blijven hangen, om daarna door het samenwerkende wiel weggeperst te worden. (fig. 25)

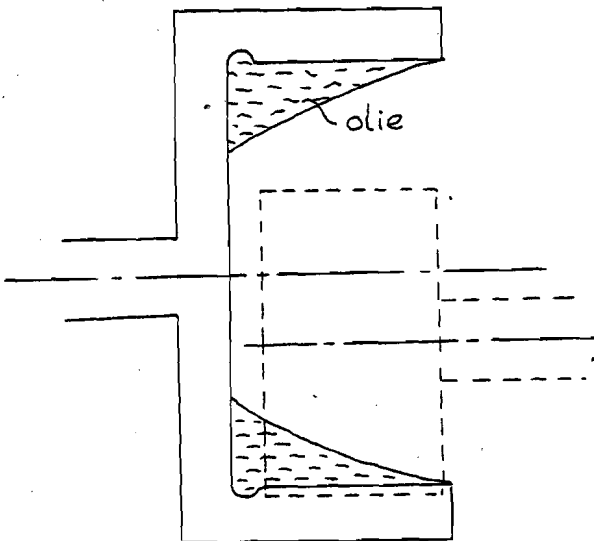


fig 25 Het karnen bij een inwendig vertand tandwiel.

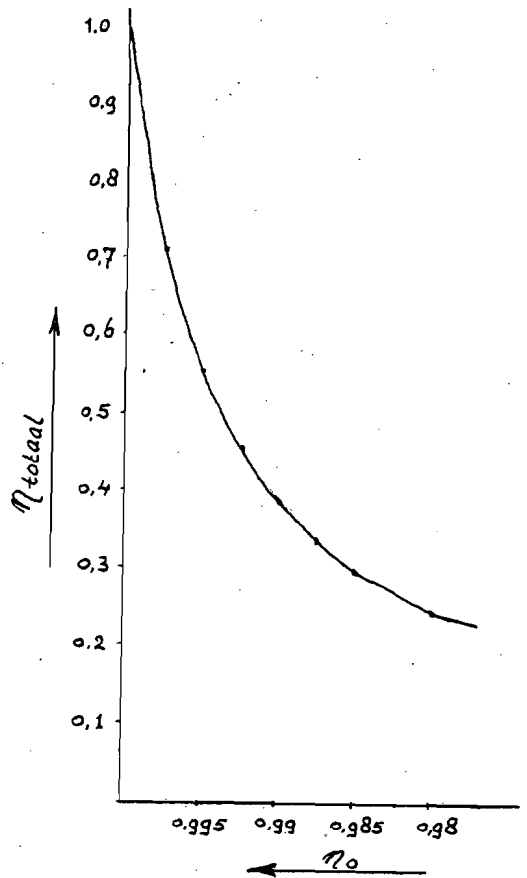


fig.24  $\eta_{\text{totaal}} = f(\eta_0)$

verliezen toch een rol gaan spelen. De verliezen t.g.v. de tandwrijving zijn bij een samenwerking van inwendig- en uitwendig vertand wiel zeer gering. Fig.26 geeft het tandwrijvingsrendement en verlies, voor het algemene geval ( $\alpha = 20$ ,  $\beta = 0$ ,  $\mu = 0,06$ ), als functie van de tandenaantallen van inwendig- en uitwendig vertand wiel.

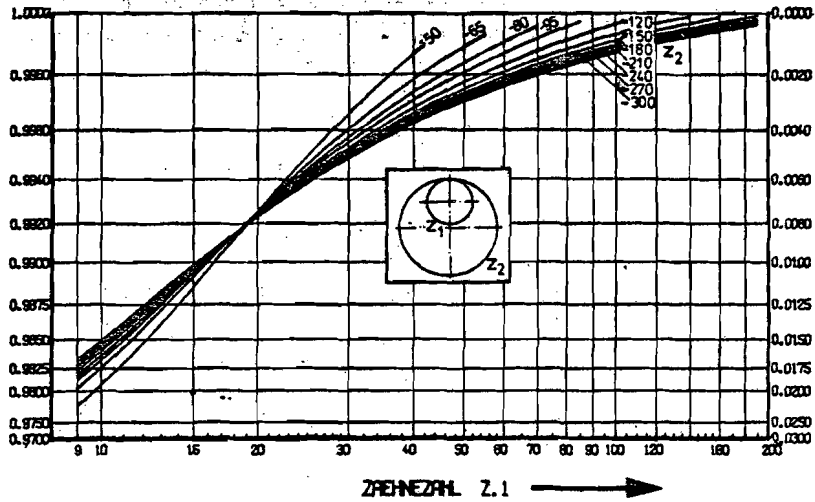


fig.26 Tandwrijvingsverlies en -rendement als functie van de tandenaantallen de beide wielen.

De verliezen t.g.v. de tandwrijving zijn te berekenen volgens de uitdrukking :

$$\xi_{12} = \mu \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \frac{x_1^2 + x_2^2}{X} \cdot \frac{1}{2 \cos \alpha} \quad (\text{par. III.2.2.})$$

Volgens lit.2 ziet dit er in vereenvoudigde vorm uit als volgt :

$$\xi_{12} = \mu f \left( \frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right)$$

met  $\mu$  : tandwrijvingscoëfficiënt  
 $f$  : ingrijpfactor .

Voor de samenwerking van inwendig- met uitwendig vertand tandwiel, geldt dat  $\mu f \approx 0,15$  (lit.2)

Het tandwrijvingsverlies wordt dan :

$$\xi_{12} = 0,15 \left( \frac{1}{158} - \frac{1}{166} \right) = 4,575 \cdot 10^{-5}$$

$$\xi_{34} = 0,15 \left( \frac{1}{157} - \frac{1}{166} \right) = 5,180 \cdot 10^{-5}$$

$$\xi_t = \xi_{12} + \xi_{34} = 9,8 \cdot 10^{-5}$$

Indien voor de lagerverliezen de waarde, genoemd in par. III.2. genomen wordt :  $\xi_l = 0,075 \% = 75 \cdot 10^{-5}$  .

En voor de karnverliezen dezelfde waarde :

$$\xi_k = 75 \cdot 10^{-5}$$

wordt hiermee het totale verlies ;  $\xi_{tot} = \xi_t + \xi_l + \xi_k$

$$\xi_{tot} = 160 \cdot 10^{-5}$$

Daardoor wordt het basisrendement  $\eta_0 = 1 - \xi_0 = 1 - 160 \cdot 10^{-5} =$

0,9984

*in  $\xi_0 = 2 \times \xi_{tot}$  ? dan  $\eta_0 = 0,9984$*   
*Zie blz 13*

Het totale rendement wordt dan :  $\eta_{\text{tot}} \approx 0,8 = 80 \%$

De berekende rendementen zijn aanzienlijk hoger dan die in de literatuur te vinden zijn (lit.9). Hierin wordt een totaal rendement genoemd dat niet hoger is dan 54 %, uitgaande van een basisrendement  $\eta_0$  van 99 %. Er wordt hierbij echter niet vermeld welke tandaantallen gebruikt zijn.

Omdat  $\eta_{\text{tot}}$  zeer sterk afhankelijk is van  $\eta_0$  is het belangrijk deze laatste nauwkeurig te weten. Hiervoor zijn echter alleen de gebruikte theoretische berekeningsmethode en de afschattingen in de literatuur te vinden. De werkelijke waarde zou hiervan af kunnen wijken. De praktische waarde zal echter alleen proefondervindelijk vast te stellen zijn.

### IV.3. Sterkteberekening

Allereerst zal een materiaalkeuze gemaakt moeten worden.

In deze constructie is het van belang na te streven :

- Een lage massastraagheid, dus kleine massa's, dus ;
- Een klein bouwvolume.
- Een kleine speling (minimale beïnvloeding door slijtage) dus ;
- Een goede slijtvastheid.

Deze criteria gecombineerd bekeken duiden erop dat een sterk en harde materiaal soort gekozen moet worden voor de belaste en snel draaiende onderdelen.

Gekozen materiaal : 18 Cr Ni 8 carboneerstaal.

$$\begin{aligned} \sigma_{0,2} &= 800 \text{ N/mm}^2 \\ \text{hardheid : kern} & 3900 \text{ N/mm}^2 \\ & \text{flank } 6400 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Het grootste moment dat de genoemde Harmonic Drive aan de last kan leveren bedraagt 224 Nm. (lit.7)

Voor dit aandrijvende moment zal nu ook de Acbar-overbrenging berekend worden.

Het rendement is berekend en bedraagt 80 %. Veiligheidshalve zullen alle krachten die in de overbrenging werken daarom  $\frac{1}{0,8}$  groter genomen worden dan uit berekening, met het uitgaande moment van 224 Nm, volgt. Niet alle krachten zullen in werkelijkheid zo groot zijn.

$F_{tij}$  : De tangentiale kracht die de tandwielen i en j onder vinden bij hun samenwerking.

$$F_{t34} = \frac{M_{last}}{r_{stc} 4} = \frac{224}{33,2 \cdot 10^{-3}} = 6747 \text{ N} \quad * \frac{1}{0,8} = 8434 \text{ N}$$

$$F_{t12} = F_{t34} = 6747 \text{ N} \quad * \frac{1}{0,8} = 8434 \text{ N}$$

Hoe breed moeten de tandwielen nu minstens zijn om deze omtrekkracht zonder problemen te kunnen verwezelijken.

$$\sigma_b \geq \sigma_b \text{ max} = \frac{C_\epsilon \cdot q \cdot F_{t \text{ max}}}{b \cdot m} \quad (\text{lit.8})$$

met :  $C_\epsilon = \frac{1}{\epsilon}$ , en  $\epsilon$  = ingrijpquotiënt

q : tandvormfactor ; voor  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h = 2,25 \text{ m}$ , en

z > 100 geldt: q = 2,2

m : moduul = 0,4

Voor de tandbreedte geldt dus :

$$b \geq \frac{q \cdot Ft}{\xi \cdot m \cdot \sqrt{v_b}}$$

Berekening ingrijpquotiënt :

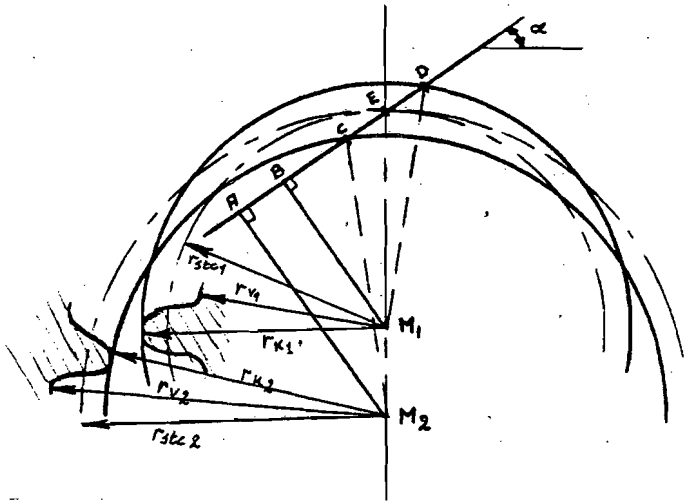


fig.27 De maten van de tandwielen en ingrijpweg.

$m = 0,4$	}	$r_{stc1} = 31,6$	$r_{v1} = 31,1$	$r_{k1} = 32,0$	(mm)
$z_1 = 158$		$r_{stc2} = 33,2$	$r_{v2} = 33,7$	$r_{k2} = 32,8$	
$z_2 = 166$					

$r_{vi}$  : voetcirkel van tandwiel i

$r_{ki}$  : kopcirkel van tandwiel i

Ingrijpweg =  $\overline{CD}$  :

$$\overline{AM_2} = r_{stc2} \cos 20^\circ = 33,2 \cos 20^\circ = 31,2 \text{ mm}$$

$$\overline{CE} = \overline{AE} - \overline{AC}$$

$$\overline{CE} = \sqrt{33,2^2 - 31,2^2} - \sqrt{32,8^2 - 31,2^2} = 1,23 \text{ mm}$$

$$\overline{BM_1} = r_{stc1} \cos 20^\circ = 31,6 \cos 20^\circ = 29,7 \text{ mm}$$

$$\overline{ED} = \overline{BD} - \overline{BE}$$

$$\overline{ED} = \sqrt{32,2^2 - 29,7^2} - \sqrt{31,6^2 - 29,7^2} = 1,65 \text{ mm}$$

$$\overline{CD} = \overline{CE} + \overline{ED} = 1,23 + 1,65 = 2,88 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{aligned} \xi &= \frac{\overline{CD}}{p \cos \alpha} \\ p &= \pi m \end{aligned} \right\} \xi = \frac{2,88}{0,4 \cos 20^\circ} = 2,44$$

Het ingrijpquotiënt van tandwielen 3 en 4 zal hieraan nagenoeg gelijk zijn.

Hiermee wordt de ongelijkheid voor de tandbreedte :

$$b \geq \frac{2,2 \cdot 8434}{2,44 \cdot 0,4 \cdot 800} = 24,2 \text{ mm}$$

*erg breed voor gebruik  
modaal*



- Controle op Hertze spanningen :

De toelaatbare Hertze spanning voor het gekozen carboneerstaal 18 Cr Ni 8 bedraagt 1630 N/mm (lit.8)

De optredende Hertze spanning wordt berekend als volgt ;

$$\sigma_{Hz} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_{bt \text{ werk}} \cdot E_r}{b \cdot \rho_r}}$$

waarin :

$F_{bt \text{ werk}}$  : De kracht waarmee de tandflanken tegen elkaar gedrukt worden

$$F_{bt \text{ werk}} = \frac{F_t \max}{\cos \alpha} = \frac{8434}{\cos 20^\circ} = 8975 \text{ N}$$

$b$  : Tandbreedte

$E_r$  : Gereduceerde elasticiteitsmodulus. Voor staal/staal combinaties geldt :  $E_r = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

$\rho_r$  : Gereduceerde kromtestraal, te berekenen met

$$\frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{\sin \alpha} \left( \frac{1}{r_{bedr1}} \pm \frac{1}{r_{bedr2}} \right), \text{ voor inwendige vertanding : - teken}$$

met  $r_{bedr} = r_{stc} \cdot \cos \alpha$

Invullen :

$$r_{bedr1} = r_{stc1} \cos \alpha = 31,6 \cos 20^\circ = 29,7 \text{ mm}$$

$$r_{bedr2} = r_{stc2} \cos \alpha = 33,2 \cos 20^\circ = 31,2 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{\sin 20^\circ} \cdot \left( \frac{1}{29,7} - \frac{1}{31,2} \right) = 4,7 \cdot 10^{-3} \quad \rho_r = 211 \text{ mm}$$

$$\sigma_{Hz} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{8975 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{24,2 \cdot 211}} = 254 \text{ N/mm}$$

De optredende Hertze spanning is dus kleiner dan de toelaatbare; de tandbreedte van 24,2 mm voldoet dus ruimschoots.

Excenteras :

Voor deze as wordt hetzelfde materiaal gekozen als voor de tandwielen, dus 18 Cr Ni 8

Voor de veiligheid wordt aangenomen dat de kracht welke de beide, aan elkaar bevestigde, tandwielen op de as uitoefenen, zijn aangrijpingspunt precies tussen de beide tandwielen heeft liggen. Dit is dus de meest ongunstige belastingssituatie die op zou kunnen treden.

De situatie van de excenteras met afmetingen en belastingen wordt dan :

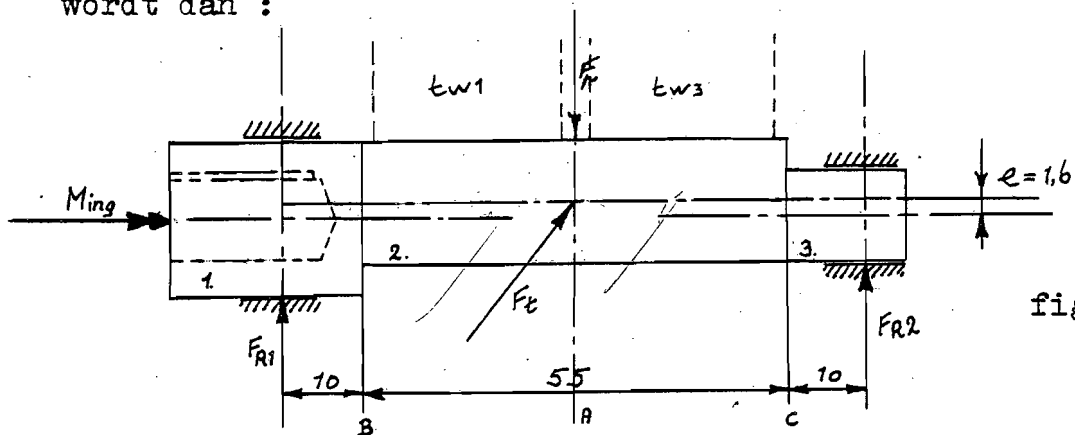
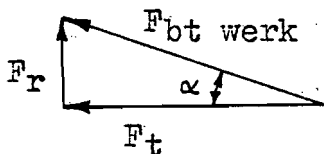


fig.28 Excenteras

De radiale belasting t.g.v. de tandkrachten  $F_R$  :



$$F_R = F_t \cdot \tan \alpha = 8434 \tan 20^\circ = 3070 \text{ N}$$

Er werken twee tandwielen naast elkaar

$$F_R \text{ wordt : } 2 \times 3070 = 6140 \text{ N.}$$

$$M_{Ing} = \frac{M_{uitg}}{i} = \frac{224}{158 \cdot 0,8} = 1,8 \text{ Nm.}$$

$$F_t = \frac{M_{Ing}}{e} = \frac{1,8 \cdot 10^3}{1,6} = 1125 \text{ N.}$$

$$F_{tot} = \sqrt{1125^2 + 6140^2} = 6242 \text{ N.}$$

$$F_{R1} = F_{R2} = 3121 \text{ N.}$$

Berekening van doorsnede A :

$$M_{bA} = 3121 \cdot 0,0375 = 117 \text{ Nm.}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{b1}}{0,1 \cdot \sigma_b}} \quad \text{met } \sigma_b = \frac{b_g \cdot b_o}{\beta_k \cdot v_o} \cdot \sigma_{gr}$$

$\sigma_{gr}$  voor 18 Cr Ni 8 is 650 N/mm<sup>2</sup>

$$\sigma_b = \frac{1 \cdot 0,8}{1 \cdot 1,8} \cdot 650 = 289 \text{ N/mm}^2$$

*Waarom met goed berekenen?*

*Om gewoone van ingang moment*

Hiermee wordt  $d_2 = \sqrt[3]{\frac{117 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 289}} = 16 \text{ mm.}$

Genomen wordt  $d_2 = 17 \text{ mm}$  i.v.m. lagering d.m.v. kogellagers.  
 Voor beschouwing van de doorsneden B en C, wordt eerst de buigende en de wringende momentenlijn getekend.

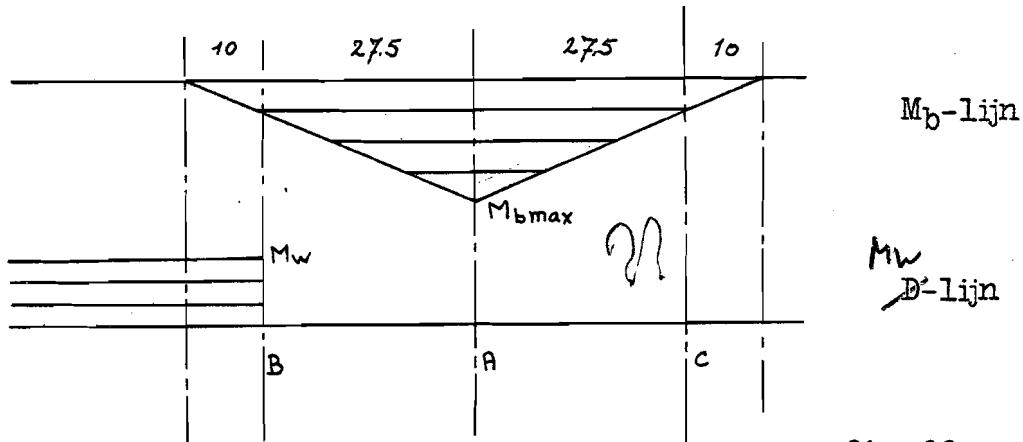


fig.29

Doorsnede B :

$$M_{bB} = 117 \frac{10}{37,5} = 31,2 \text{ Nm}$$

$$M_{wB} = M_{ing} = 1,8 \text{ Nm}$$

$$M_{iB} = \sqrt{31,2^2 + 0,75 \cdot 1,8^2} = 31,2 \text{ Nm.}$$

Terplaatse van doorsnede B is de as verzwakt omdat zich daar een diametersprong bevindt. In de formule krijgt  $\sigma_b$  hierdoor een lagere waarde (omdat  $\beta_k$  groter wordt). De belasting, in de vorm van het ideale moment, is echter dermate laag dat de as nog ruimschoots voldoet.

Doorsnede C :

Ook hier bevindt zich een diametersprong. Hierdoor krijgt  $\beta_k$  de waarde 1,5. (lit.8)

$$M_{bC} = 31,2 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{bC} = \frac{1 \cdot 0,8}{1,5 \cdot 1,8} \cdot 650 = 193 \text{ N/mm}^2$$

Hiermee wordt  $d_3$  :  $d_3 = \sqrt[3]{\frac{31,2 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 193}} = 11,7$  ; neem  $d_3 = 12 \text{ mm}$

Deel 1 :

De straal van dit deel moet groter of gelijk zijn aan de straal van deel 2 opgeteld bij de excenterafstand. Dit om ter plaatse van doorsnede B een goede overgang van deel 1 naar deel 2 te krijgen. Dus :  $r_1 \geq r_2 + e = 8 + 1,6 = 9,6$

Genomen wordt  $r_1 = 13 \text{ mm}$   $d_1 = 26 \text{ mm}$ . Dit omdat er nog een

Deze diameter is ruim voldoende voor de belasting die ter-  
plaatse kan optreden.

Berekening van de lagers :

Lager 1 :  $F_{R1} = 3121 \text{ N}$   
 $d = 20 \text{ mm}$

groefkogellager 16004 (SKF)

Lagerbreedte : 8 mm

Buitendiameter : 42 mm

Lager 2 :  $F_{R2} = 3121 \text{ N}$   
 $d = 12 \text{ mm}$

naaldkrans RK121510 (SKF)

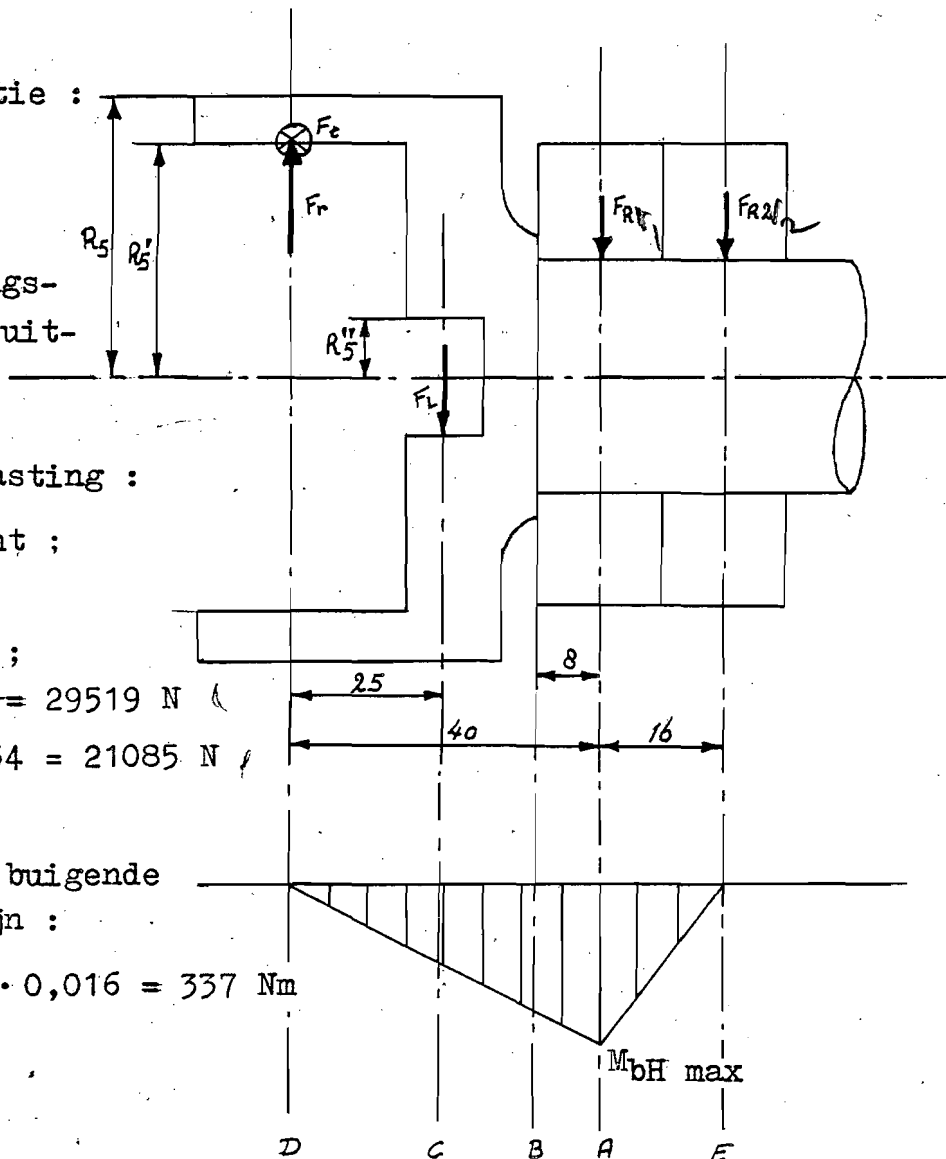
Lagerbreedte : 10 mm

Buitendiameter : 15 mm

Uitgaande as :

Belastingssituatie :

fig.30 belastings-  
situatie van de uit-  
gaande as.



Horizontale belasting :

Belastende kracht ;

$$F_t = 8434 \text{ N}$$

Reactiekrachten ;

$$F_{RH1} = 8434 \cdot \frac{56}{16} = 29519 \text{ N}$$

$$F_{RH2} = 29519 - 8434 = 21085 \text{ N}$$

Horizontale buigende  
momentenlijn :

$$M_{bH} \text{ max} = 21085 \cdot 0,016 = 337 \text{ Nm}$$

$M_{bH} \text{ max}$

Vertikale belasting :

Belastende krachten :

$$F_R = 3070 \text{ N} \quad , \quad F_L = 3121 \text{ N}$$

Reactiekrachten :

$$F_{RV1} = \frac{3070 \cdot 56 - 3121 \cdot 31}{16} = 4698 \text{ N}$$

$$F_{RV2} = 4698 + 3121 - 3070 = 4749 \text{ N}$$

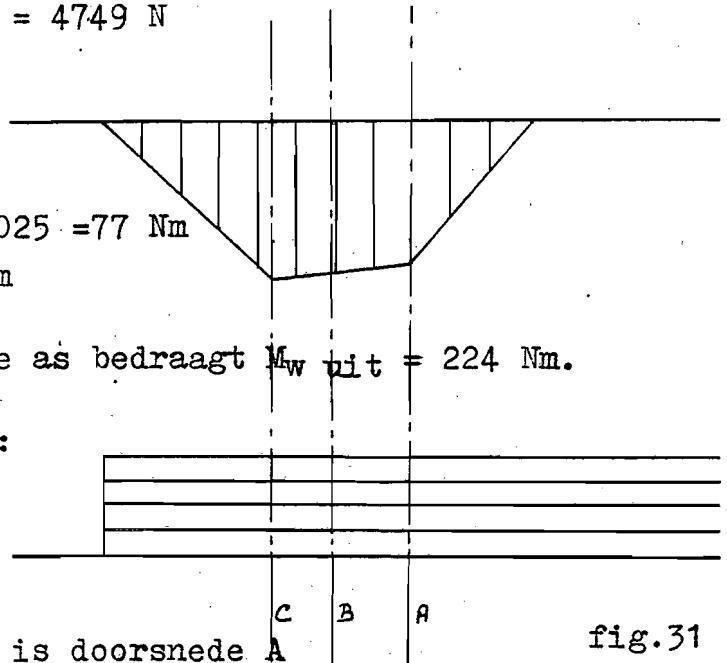
Vertikale buigende  
momentenlijn :

$$M_{bV \text{ max}} = M_{bVC} = 3070 \cdot 0,025 = 77 \text{ Nm}$$

$$M_{bVA} = 4749 \cdot 0,016 = 76 \text{ Nm}$$

Het wringende moment in de as bedraagt  $M_w \text{ uit} = 224 \text{ Nm}$ .

Wringende momentenlijn :



Zwaarst belaste doorsnede is doorsnede A

fig.31

$$M_{bA \text{ tot}} = \sqrt{337^2 + 76^2} = 345 \text{ Nm}$$

$$M_{wA} = 224 \text{ Nm}$$

$$M_{iA} = \sqrt{345^2 + 0,75 \cdot 224^2} = 396 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{iA} = \frac{b_g \cdot b_o}{\beta_k \cdot v_o} \sigma_{gr} = \frac{1 \cdot 0,8}{1 \cdot 1,8} \cdot 650 = 289 \text{ N/mm}^2$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{396 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 289}} = 24 \text{ mm.}$$

Doorsnede B : Aan deze doorsnede wordt nog gerekend omdat zich hier een diametersprong bevindt waardoor  $\beta_k$  de waarde 1,5 krijgt.

$$M_{bB \text{ hor}} = 337 \cdot \frac{32}{40} = 270 \text{ Nm}$$

$$M_{bB \text{ vert}} = 76 + \frac{8}{15} \cdot (77 - 76) = 76,5 \text{ Nm}$$

$$M_{bB \text{ tot}} = \sqrt{270^2 + 76,5^2} = 280 \text{ Nm}$$

$$M_{iB} = \sqrt{280^2 + 0,75 \cdot 224^2} = 341 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{iB} = \frac{1 \cdot 0,8}{1,5 \cdot 1,8} \cdot 650 = 193 \text{ N/mm}^2$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{341 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 193}} = 26 \text{ mm}$$

Genomen wordt :  $d = 30 \text{ mm}$ .

De lagers :

$$\text{Lager 1 : } F_{R1} = 29519^2 + 4698^2 = 29890 \text{ N}$$
$$d = 30 \text{ mm}$$

Cilinderlager NUP 206 E (SKF)

$$\text{Lager 2 : } F_{R2} = 21085^2 + 4749^2 = 21613 \text{ N}$$
$$d = 30 \text{ mm}$$

Idem ; Cilinderlager NUP 206 E (SKF)

Met deze lagers en uitgaande as is deze Acbar een complete overbrengingskast geworden, en vergelijkbaar met de HDUC-komplettgetriebe.

Voor toepassing in een robot zal, zoals ook bij de Harmonic Drive gedaan wordt, de uitgaande as met lagers weggelaten worden. Het inwendig vertande tandwiel wordt dan meteen aan de last, in dit geval de romp van de robot, bevestigd. De lagers waarmee de romp van de robot op het huis gelagerd is dienen dan ook voor het inwendig vertande tandwiel van de Acbar. Deze constructie komt de stijfheid van de robot zeer ten goede. Het torsiemoment in de uitgaande as heeft n.l. grote hoekverdraaiingen tot gevolg.

Bij verdere berekeningen zullen de uitgaande as met lagers buiten beschouwing gelaten worden.

Lagers waarmee de tandwielen 1 en 3 op de excenteras gelagerd zijn :

Voor beide lagers :

$$\text{Belasting } F = 3121 \text{ N}$$
$$d = 17 \text{ mm}$$

groefkogellager 6003 (SKF)  
lagerbreedte : 10 mm  
buitendiameter : 35 mm

## IV.4. Massatraagheid

Nu alle afmetingen en het materiaal, dus de soortelijke massa, bekend zijn, kan de formule van par III.3. ingevuld worden.

$$J_{\text{tot}} = \frac{1}{2}m_1R_1^2 + m_2(\frac{1}{2}R_2^2 + e^2) + \frac{1}{2}m_3R_3^2 + m_4e^2 + J_4\left(\frac{z_2-z_1}{z_1}\right)^2 + \frac{1}{12}(J_5 + \frac{1}{2}m_6R_6^2)$$

Hierbij dient de eerste term vervangen te worden door  $\frac{1}{2}(m_1R_1^2 - m_1^*R_1^{*2})$ , t.g.v. het gat dat in deze as is aangebracht voor de motoras. De laatste term, dus  $\frac{1}{2}m_6R_6^2$  vervalt in zijn geheel.

$$J_4 = \frac{1}{2}m_4(R_4 \text{ uitw}^2 - R_4 \text{ inw}^2)$$

$$J_5 = \frac{1}{2}(m_5R_5^2 - m_5'R_5'^2 - m_5''R_5''^2)$$

Berekening van de massa's  $m_1$  t/m  $m_5$  ;

De massa's zijn berekend met  $m = \rho \cdot V$ , waarbij de voor staal  $7,8 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$  is.

$$\begin{aligned} m_1 &= \rho \cdot l_1 \cdot \pi/4 \cdot d_1^2 \\ m_1 &= 7,8 \cdot 37 \cdot \pi/4 \cdot 26^2 \cdot 10^{-6} &&= 15,3 \cdot 10^{-2} \\ m_1' &= 7,8 \cdot 35 \cdot \pi/4 \cdot 14^2 \cdot 10^{-6} &&= 4,20 \cdot 10^{-2} \\ m_2 &= 7,8 \cdot 55 \cdot \pi/4 \cdot 17^2 \cdot 10^{-6} &&= 9,74 \cdot 10^{-2} \\ m_3 &= 7,8 \cdot 15 \cdot \pi/4 \cdot 12^2 \cdot 10^{-6} &&= 4,59 \cdot 10^{-2} \\ m_4 &= 7,8 \cdot 52 \cdot \pi/4 \cdot (63,2^2 - 17^2) \cdot 10^{-6} &&= 118 \cdot 10^{-2} \\ m_5 &= 7,8 \cdot 53 \cdot \pi/4 \cdot 74^2 \cdot 10^{-6} &&= 178 \cdot 10^{-2} \\ m_5' &= 7,8 \cdot 32,5 \cdot \pi/4 \cdot 63,2^2 \cdot 10^{-6} &&= 79,5 \cdot 10^{-2} \\ m_5'' &= 7,8 \cdot 15 \cdot \pi/4 \cdot 15^2 \cdot 10^{-6} &&= 2,07 \cdot 10^{-2} \text{ (Kg)} \end{aligned}$$

Door het dubbele tandwiel (wiel 1 en 3) niet massief uit te voeren, zal het mogelijk zijn  $m_4$  te verminderen tot  $2/3$  van zijn oorspronkelijke waarde ; dus  $m_4 = 2/3 \cdot 118 \cdot 10^{-2} = 79 \cdot 10^{-2} \text{ Kg}$ .

Het totale massatraagheidsmoment van deze Acbar wordt dan :

$$\begin{aligned} J_{\text{tot}} &= 10^{-8} \left\{ \frac{1}{2} \cdot 15,3 \cdot 13^2 - \frac{1}{2} \cdot 4,2 \cdot 7^2 + 9,74(\frac{1}{2} \cdot 8,5^2 + 1,6^2) + \right. \\ &\quad + \frac{1}{2} \cdot 4,59 \cdot 6^2 + 79 \cdot 1,6^2 + \frac{1}{2} \cdot 79(31,6^2 - 8,5^2) \left( \frac{166-158}{158} \right)^2 + \\ &\quad \left. + \frac{1}{158^2} (\frac{1}{2}(178 \cdot 37^2 - 79,5 \cdot 31,6^2 - 2,07 \cdot 7,5^2)) \right\} \\ &= 1,95 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2 \end{aligned}$$

Op te merken valt hierbij dat de (ingaaende) excenteras 85 % van dit massatraagheidsmoment voor zijn rekening neemt.

Het massatraagheidsmoment van de vergelijkbare Harmonic Drive bedraagt  $1,94 \cdot 10^{-4}$  Kgm<sup>2</sup>. Dit is bijna tien keer groter dan dat van de Acbar. De oorzaak hiervan is dat bij de H.D. de wave generator, welke een relatief groot massatraagheidsmoment heeft, zich in het sneldraaiende gedeelte (op de ingaande as) bevindt.

Wat het massatraagheidsmoment betreft is de Acbar dus in het voordeel t.o.v. de Harmonic Drive.



#### IV.5. Speling

Als, met het oog op de speling, de H.D. en de Acbar met elkaar vergeleken worden, ziet men bij de Acbar twee in serie staande tandwieloverbrengingen waar de H.D. er slechts één heeft. indien bij beide overbrengingen dezelfde tandgrote en toleranties zouden worden toegepast, zou de speling bij de Acbar daarom ongeveer tweemaal zo groot zijn als die van de H.D. Dit is dus een principiële nadeel van de Acbar-overbrenging.

Indien de tandwielen van de bovenstaande Acbar volgens DIN 3964 en 3967 zo nauwkeurig mogelijk gefabriceerd worden, komt men tot de volgende speling. (par.III.4.)

$A_{sn}$  :

	nauwkeurigste "Abmassreihe" = h	nauwkeurigste "Toleranzreihe" = 21
$d_1 = 63,2 \text{ mm}$	$A_{sne 1} = 0$	$T_{sn 1} = 6$
$d_2 = 66,4 \text{ mm}$	$A_{sne 2} = 0$	$T_{sn 2} = 6$
$d_3 = 63,2 \text{ mm}$	$A_{sne 3} = 0$	$T_{sn 3} = 6$
$d_4 = 66,4 \text{ mm}$	$A_{sne 4} = 0 \text{ (}\mu\text{m)}$	$T_{sn 4} = 6 \text{ (}\mu\text{m)}$

$$A_{sn 1} = A_{sne 1} - T_{sn 1} = -6 \mu\text{m}$$

$$\text{Idem voor } A_{sn 2} = A_{sn 3} = A_{sn 4} = -6 \mu\text{m}$$

$j_a$  :

Inwendig vertand wiel, samenwerkend met bijna even groot uitwendig vertand wiel  $\Rightarrow$  Asafstand is zeer klein.

"Achsabstand"  $a = 1,6 \text{ mm} \Rightarrow j_a < 4 \mu\text{m}$  ; stel  $j_a = 4 \mu\text{m}$ .

$$j_{t12} = j_{t34} = -((-6)+(-6)) + 4 = 16 \mu\text{m} = 0,016 \text{ mm}$$

$$s_{\text{tot}} = \frac{j_{t12} + j_{t34}}{r_{stc}} = \frac{0,016 + 0,016}{33,2} = 9,6 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \\ \approx 3 \text{ minuten.}$$

De minimale speling waarmee de vergelijkbare Harmonic Drive geleverd kan worden bedraagt volgens lit.7 :  $\pm 1$  minuut.

Zoals reeds in par.III.4.2. vermeld, kan de speling in een Acbar door speciale constructies verminderd, ofwel opgeheven worden. Door deze constructies zullen echter de massa-traagheid en/of de verliezen en de ingewikkeldheid van het geheel toenemen.

De Harmonic Drive zal d.m.v. soortgelijke constructies ook spelingsvrij te maken zijn. De mogelijkheid tot spelingsvrij maken is dus geen specifiek voordeel van een Acbar-overbrenging.

Ten aanzien van de speling zal geconcludeerd moeten worden dat de Acbar in het nadeel is ten opzichte van de Harmonic Drive.

#### IV.6. Stijfheid

Gebruikt worden de formules welke in par.III.5. vermeld zijn. Hierbij worden enkele aanpassingen aangebracht.

$\varphi_1$  : De uit gaande as zal in de praktijk vervallen. Het inwendig vertande wiel (tandwiel 4) zal direct aan de de last bevestigd worden.  $\varphi_1$  Wordt dan de vervorming van dit inwendig vertande wiel.

$$\varphi_1 = \frac{64}{\pi} \frac{M \cdot l}{G(d_{uitw}^4 - d_{inw}^4)}$$

$\varphi_2$  : In de uitdrukking voor  $\varphi_2$  geldt voor F :

$$F = \frac{M}{r_{stc} 4}$$

$\varphi_3$  : Deze vervalt in zijn geheel omdat de excenterarm in dit ontwerp ontbreekt.

$\varphi_4$  : In de uitdrukking voor  $\varphi_4$  geldt voor I :

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{uitw}^4 - d_{inw}^4)$$

Invullen :  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  ,  $G = 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$

$$\varphi_1 = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{224 \cdot 10^3 \cdot 40}{8 \cdot 10^4 \cdot (74^4 - 67,4^4)} = 2,44 \cdot 10^{-4} \text{ mitz as}$$

$$\varphi_2 = \frac{224 \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot 137,5}{33,22 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 24,2 \cdot \pi^3} = 7,09 \cdot 10^{-4} \text{ Tandwiel}$$

$$\varphi_4 = \frac{224 \cdot 10^3 \cdot 37}{158^2 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot \frac{\pi}{4} (26^4 - 14^4)} = 1,26 \cdot 10^{-8} \text{ inf. (rad)}$$

*Wrijving as*

$$\varphi_{tot} = 9,53 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \approx 3 \text{ minuten}$$

Dit kan nog verbeterd worden door het inwendig vertande wiel zwaarder uit te voeren. Op de massatraagheid heeft dit nage-noeg geen invloed.

De hoekverdraaiing t.g.v. dezelfde belasting van de vergelijk-bare Harmonic Drive is te berekenen met de formule uit lit. 7

$$\varphi_{tot} = \frac{57,29578 \cdot 224 \cdot 60}{81870} = 9 \text{ minuten}$$

De berekende stijfheid van de Acbar is dus beter dan die van de Harmonic Drive.

99

## V. De Desch-overbrenging.

Een Desch-overbrenging is een eenvoudige planetaire overbrenging waarbij het zonnewiel aan de aandrijvende as, en de planetendrager aan de gedreven as gekoppeld is.

Om de gewenste reductie  $i$  te verkrijgen wordt de Desch meestal in één, twee of drie trappen uitgevoerd.

Schematisch ziet de Desch-overbrenging er dus als volgt uit :

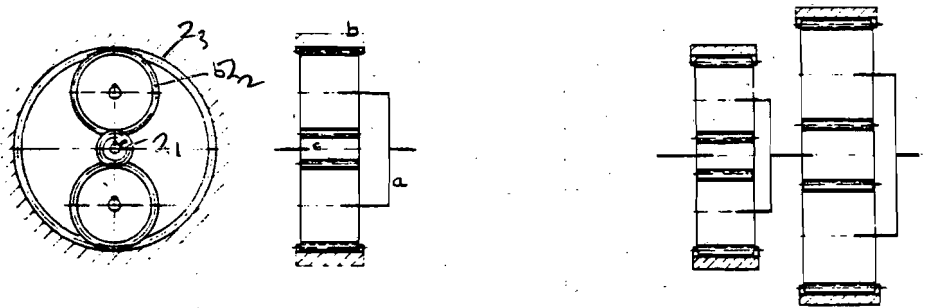


fig.32 Principe van de Desch-overbrenging.

Hieronder zal nu een zelfde afhandeling van de Desch-overbrenging volgen, zoals de Acbar deze in de voorgaande bladzijden heeft ondergaan.

### V.I. Reductie

Om de reductie van één trap van de Desch te bepalen wordt weer een gedachtenexperiment uitgevoerd.

- 1<sup>e</sup> Element a wordt stil gehouden, en element b wordt één omwenteling ( $=+2\pi$  rad.) rechtsonder gedraaid. De hoekverdraaiing van element c zal nu linksom gericht zijn en zal  $-z_3/z_1 \cdot 2\pi$  rad. bedragen.
- 2<sup>e</sup> Het geheel wordt nu één hele omwenteling linksom gedraaid. Dus  $-2\pi$  rad.
- 3<sup>e</sup> Per onderdeel de hoekverdraaiingen van de voorgaande stappen optellen.

Op de volgende bladzijde zijn de stappen achtereenvolgend in tabelvorm weergegeven.

	$\varphi_a$	$\varphi_b$	$\varphi_c$
1 <sup>e</sup>	0	$+2\pi$	$-\frac{z_3}{z_1} \cdot 2\pi$
2 <sup>e</sup>	$-2\pi$	$-2\pi$	$-2\pi$
3 <sup>e</sup>	$-2\pi$	0	$(-1 - \frac{z_3}{z_1}) \cdot 2\pi$

De reductie van één trap van de Desch volgt nu uit

$$i = \frac{\varphi_c}{\varphi_a} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

Indien de overbrenging bestaat uit twee of meer trappen moeten om de totale reductie te verkrijgen de reducties per trap met elkaar vermenigvuldigd worden.

Dus

$$i_{\text{totaal}} = \prod_{j=1}^n i_j$$

## V.2. Het rendement.

Het rendement wordt weer op twee manieren bepaald :

### V.2.1 Rendementsbepaling 1

De Desch-overbrenging kan als volgt schematisch weergegeven worden :

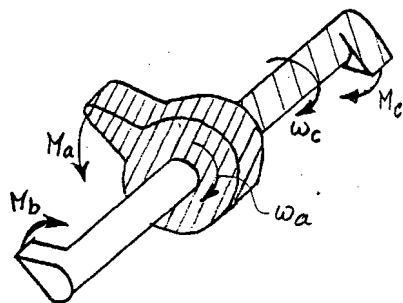


fig.33 Desch-overbr. schematisch.

Deel a is hierbij weer de planetendrager. Het aandrijvende element draait in dezelfde richting als a. Het andere element staat stil. Het stilstaande element heeft dus de grootste hoeksnelheid t.o.v. planetendrager a en wordt dus b genoemd. Het aandrijvende element wordt c genoemd.

Hoe zijn de momenten gericht ?

-De planetendrager is het aangedreven element en dus verbonden met de last. Het moment  $M_a$  is dus tegengesteld gericht

aan de draairichting.

-Element c is het aandrijvende deel. Het moment  $M_c$  zal dus gelijk gericht zijn met de draairichting van deel c. Het moment  $M_c$  is dus tegengesteld aan  $M_a$

-Omdat  $M_a$  groter is dan  $M_c$  (vertragende overbrenging), zal  $M_b$  gelijkgericht moeten zijn met  $M_c$  (evenwichtsvoorwaarde).

Wat is de relatieve drijver ?

Laat hiervoor een waarnemer met de planetendrager a meeroteren. Ten opzichte van deze waarnemer :

-Draait deel c in een draairichting die gelijkgericht is met het moment  $M_c$ . Dus element c is de relatieve drijver.

-Draait deel b in een draairichting die tegengesteld is aan het moment  $M_b$ . Element b is dus de relatieve volger.

In kortschrift : CAB

Berekening van  $i$  als functie van  $i_0$ , met  $i_0 = \frac{\varphi_b}{\varphi_c}$

$\varphi_a$	$\varphi_b$	$\varphi_c$
0	$+2\pi$	$+\frac{1}{i_0} \cdot 2\pi$
$-2\pi$	$-2\pi$	$-2\pi$
$-2\pi$	0	$+(\frac{1}{i_0} - 1) \cdot 2\pi$

$$i = \frac{\varphi_c}{\varphi_a} = 1 - \frac{1}{i_0} = \frac{i_0 - 1}{i_0} \quad \text{Case (5)}$$

Met voorlopige verwaarlozing van de wrijving :

$$M_a' n_a = -M_c \cdot n_c$$

$$M_a' = -M_c \cdot \frac{n_c}{n_a} = -M_c \cdot i$$

$$M_a' = -M_c \cdot \frac{i_0 - 1}{i_0}$$

Invoeren van wrijving : Vervangen van  $i_0$  door  $\frac{i_0}{\eta_0}$

$$M_a = -M_c \frac{i_0 - \eta_0}{i_0}$$

Voor het rendement geldt :

$$\eta = \frac{M_a}{M_a'} = \frac{M_c}{M_c} \cdot \frac{i_0 - \eta_0}{i_0} \cdot \frac{i_0}{i_0 - 1}$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{i_0 - \eta_0}{i_0 - 1}$$

### V.2.2. Rendementsbepaling 2

Na de schematische weergave van de Desch (fig. 33) opnieuw bekeken te hebben zijn de volgende (on)gelijkheden op te stellen :

$M_a < 0$	$M_b > 0$	$M_c > 0$
$\omega_a > 0$	$\omega_b = 0$	$\omega_c > 0$
$\omega_{wa} = 0$	$\omega_{wb} < 0$ ( $\omega_a > 0$ )	$\omega_{wc} > 0$ ( $\omega_a > 0$ )

Hieruit volgt :

$P_a < 0$	$P_b = 0$	$P_c > 0$
$P_{wa} = 0$	$P_{wb} < 0$	$P_{wc} > 0$
$P_{ka} < 0$	$P_{kb} > 0$	$P_{kc} > 0$

Dus deel b ;

- neemt walsvermogen op van a
- staat koppelvermogen af aan a.

En deel c ;

- staat walsvermogen af aan a
- staat ook koppelvermogen af aan a.

Schematisch :

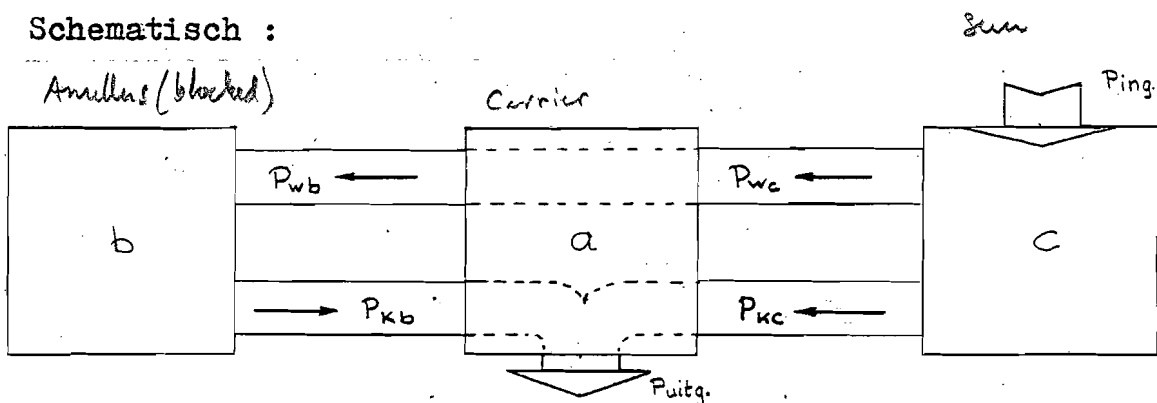


fig.34 Vermogensstroom tussen de drie delen.

Bij de walsvermogens treden weer verliezen op.

Berekening van het rendement :

$$P_{ing} = P_c = P_{wc} + P_{kc}$$

$$P_{uitg} = P_a = P_{kc} + P_{kb}$$

Een deel van het ingaande vermogen wordt gebruikt als walsvermogen, de rest is koppelvermogen.

Dus :  $P_{wc} = X \cdot P_c$

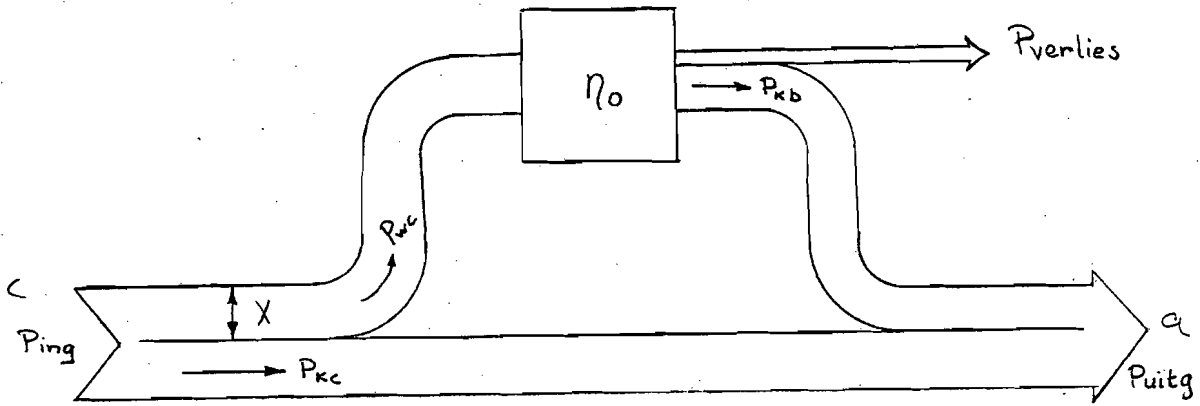


fig.35 Weergave van wals- koppel- en verliesvermogen.

$$\left. \begin{aligned} P_c &= M_c \cdot \omega_c \\ P_{wc} &= M_c \cdot \omega_{wc} \\ P_{wc} &= X \cdot P_c \\ \omega_a &= \omega_c - \omega_{wc} \end{aligned} \right\} \quad \begin{aligned} \omega_{wc} &= X \cdot \omega_c \\ \omega_a &= (1-X) \cdot \omega_c \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} i &= \frac{\omega_c}{\omega_a} \quad (1-X) = \frac{1}{i} \\ i &= \frac{i_0 - 1}{i_0} \Rightarrow \frac{1}{i} = \frac{i_0 - 1}{i_0 - 1} \end{aligned} \right\} \quad X = 1 - \frac{i_0}{i_0 - 1} = \frac{1}{1 - i_0}$$

$$\Rightarrow P_{wc} = \frac{1}{1 - i_0} \cdot P_c$$

$$\Rightarrow P_{kb} = \eta_0 \cdot \frac{1}{1 - i_0} P_c$$

$$\Rightarrow P_{kc} = \frac{i_0}{i_0 - 1} \cdot P_c$$

$$\Rightarrow P_a = P_{kc} + P_{kb} = \left( \frac{i_0}{i_0 - 1} + \frac{\eta_0}{1 - i_0} \right) \cdot P_c$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{P_a}{P_c} = \frac{i_0 - \eta_0}{i_0 - 1}$$

Dit is dus het rendement van één trap van de overbrenging. Het totale rendement is te berekenen door voor elke trap apart het rendement te bepalen en deze daarna te vermenigvuldigen met elkaar.

De uiteindelijke vermogensstroom is weergegeven in fig.36

Het basisrendement

Het basisrendement is weer afhankelijk van de diverse verliezen (par.III.2.) . Ditmaal zullen de tandwrijvingsverliezen echter een grotere rol spelen omdat deze overbrenging werkt met kleinere tandwielen dan de Acbar-overbrenging.



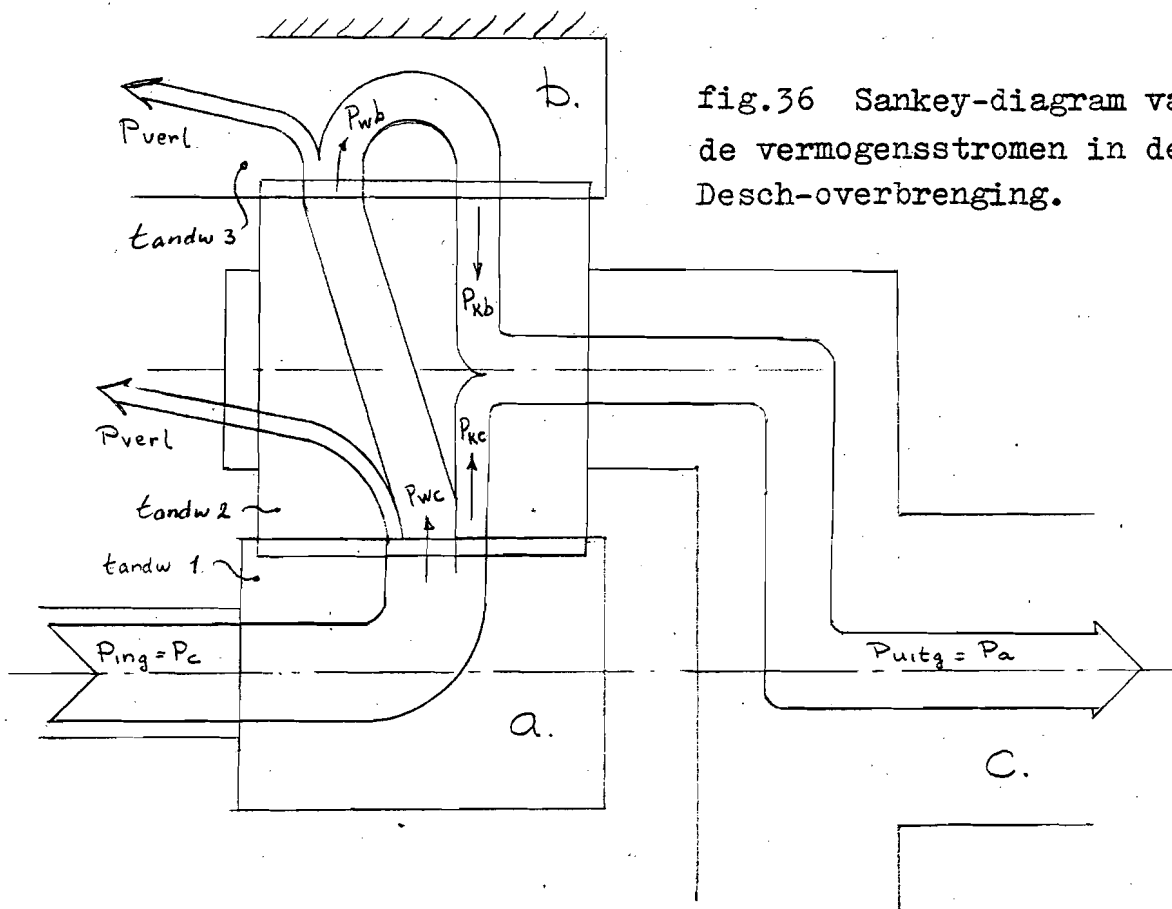


fig.36 Sankey-diagram van de vermogensstromen in de Desch-overbrenging.

Het tandwrijvingsverlies is uit te rekenen volgens :

$$\xi_t \approx (\xi_{12} + \xi_{23}) \quad (\text{blz.13})$$

met  $\xi_{12} \approx 0,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)$  (lit.2)

$$\xi_{23} \approx 0,15 \left( \frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_3} \right)$$

$$\eta_t = (1 - \xi_t)$$

De karn- en lagerverliezen moeten weer geschat worden.

$$\eta_k = (1 - \xi_k) ; \quad \eta_l = (1 - \xi_l)$$

Het totale basisrendement :

$$\eta_{0 \text{ tot.}} = \eta_t \cdot \eta_k \cdot \eta_l$$

V.3. Massatraagheidsmoment.

-Berekening van de kinetische energie van één trap als functie van de ingaande hoeksnelheid  $\omega_1$

Per trap zijn de volgende bewegende onderdelen te onderscheiden :

- 1 : Ingaande as
- 2 : Zonnewiel
- 3 : Planeetwielen
- 4 : Planetendrager met uitgaande as.

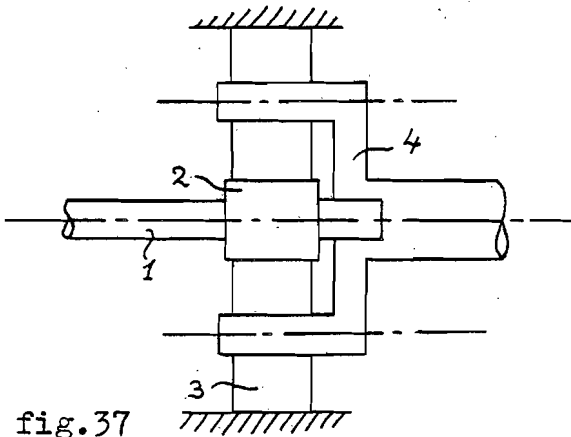


fig.37

Deel 1 en 2 :

$$T = \frac{1}{2} J \omega^2$$

$$J_1 = \frac{1}{2} m_1 R_1^2$$

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 R_2^2$$

$$T_1 = \frac{1}{4} m_1 R_1^2 \omega_1^2$$

$$T_2 = \frac{1}{4} m_2 R_2^2 \omega_1^2$$

Deel 3 :

Dit deel voert een gecombineerde beweging uit :

- Rotatie om eigen middelpunt ;  $T_{31} = \frac{1}{2} J_3 \omega_3^2$

- Translatie in cirkelvormige baan ;  $T_{32} = \frac{1}{2} m v^2$

Berekening van  $\omega_3$  als functie van  $\omega_1$

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_4} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

Na één omwenteling van de planetendrager, dus  $\varphi_4 = 2\pi$ , is de hoekverdraaiing van de planeetwielen :  $\varphi_3 = 2\pi \cdot \frac{z_3}{z_2}$ . De hoekverdraaiing van de ingaande as moet dan zijn :

$$\varphi_1 = \varphi_2 = i \cdot 2\pi = 2\pi \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right)$$

$$\Rightarrow \frac{\varphi_3}{\varphi_2} = \frac{2\pi(z_3/z_2)}{2\pi(1 + z_3/z_1)}$$

$$\omega_2 = \omega_1$$

$$\Rightarrow \omega_3 = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_1 + z_2 z_3} \cdot \omega_1$$

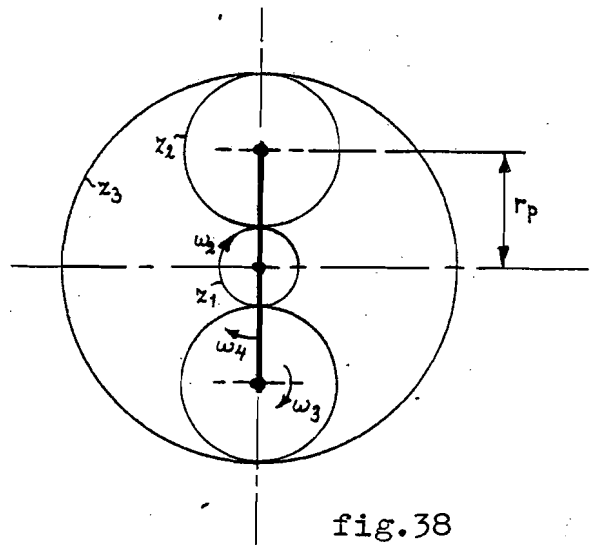


fig.38

$$\left. \begin{aligned} T_3 &= \frac{1}{2}m_3 v_3^2 + \frac{1}{2}J_3 \omega_3^2 \\ v_3 &= \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right) r_p \omega_1 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} T_3 &= \frac{1}{2}m_3 \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)^2 r_p^2 \omega_1^2 + \\ &+ \frac{1}{2}J_3 \left(\frac{z_1 z_3}{z_2 z_1 + z_2 z_3}\right)^2 \omega_1^2 \end{aligned}$$

Deel 4 :

$$\left. \begin{aligned} T_4 &= \frac{1}{2}J_4 \omega_4^2 \\ \omega_4 &= \frac{\omega_1 \cdot z_1}{z_1 + z_3} \end{aligned} \right\} T_4 = \frac{1}{2}J_4 \omega_1^2 \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)^2$$

Voor de totale kinetische energie van de eerste trap geldt :

$$\begin{aligned} T_{\text{tot } 1} &= T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \\ &= \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{2}m_1 R_1^2 + \frac{1}{2}m_2 R_2^2 + m_3 \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)^2 r_p^2 + J_3 \left(\frac{z_1 z_3}{z_2 z_1 + z_2 z_3}\right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + J_4 \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)^2 \right\} \omega_1^2 \end{aligned}$$

Verder geldt :  $T_{\text{tot } 1} = \frac{1}{2}J_{\text{tot } 1} \omega_1^2$

Voor  $J_{\text{tot } 1}$  geldt hierdoor dus :

$$J_{\text{tot } 1} = \frac{1}{2}m_1 R_1^2 + \frac{1}{2}m_2 R_2^2 + m_3 \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)^2 r_p^2 + J_3 \left(\frac{z_1 z_3}{z_2 z_1 + z_2 z_3}\right)^2 + J_4 \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)^2$$

De massatraagheidsmomenten van de volgende trappen moeten telkens met een bepaalde overbrengingsfactor vermenigvuldigd worden. Voor het totale massatraagheidsmoment van de gehele overbrenging volgt uiteindelijk :

$$J_{\text{tot}} = \{J_{\text{tot } 1}\} + \{J_{\text{tot } 2}\} \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)_1^2 + \{J_{\text{tot } 3}\} \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)_1^2 \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3}\right)_2^2 + \dots$$

De massatraagheidsmomenten van volgende trappen gaan dus steeds minder meetellen in het totale massatraagheidsmoment van de gehele overbrenging.

## V.4. Speling

### V.4.1. Berekening van de totale speling.

De flankspelingen  $j_t$  die optreden bij de ingrijping van twee tandwielen zijn uit te rekenen zoals dat in par.III.4. is beschreven.

Indien voorgespannen lagers toegepast worden kan de speling hierin verwaarloosd worden.

Als de flankspelingen  $j_{tij}$  bekend zijn, kan de hoekverdraaiing van de uitgaande as (bij stilstaande ingaande as) ten gevolge van de speling berekend worden met :

$$\varphi_{s \text{ tot}} = \frac{j_{t12} + j_{t23}}{2 r_p}$$

Dit geldt echter alleen voor de laatste trap van de overbrenging. Voor de voorgaande trappen moet telkens weer een overbrengingsfactor gebruikt worden.

Uiteindelijk wordt de uitdrukking voor  $\varphi_{s \text{ tot}}$  dan :

$$\begin{aligned} \varphi_{s \text{ tot}} = & \left( \frac{j_{t12} + j_{t23}}{2 r_p} \right)_n + \left( \frac{j_{t12} + j_{t23}}{2 r_p} \right)_{n-1} \left( \frac{z_1}{z_1+z_3} \right)_n + \\ & + \left( \frac{j_{t12} + j_{t23}}{2 r_p} \right)_{n-2} \left( \frac{z_1}{z_1+z_3} \right)_{n-1} \left( \frac{z_1}{z_1+z_3} \right)_n + \dots \end{aligned}$$

De spelings in voorgaande trappen gaan dus steeds minder zwaar wegen in de uiteindelijke totale speling.

### V.4.2. Spelingsvrije Desch-overbrenging.

Ook hierbij zijn weer constructies te bedenken welke de overbrenging spelingsvrij maken.

In dit verslag wordt echter een vergelijk gemaakt tussen de onderzochte overbrengingen en de H.D. zonder speciale voorzieningen voor spelingsopheffing. Het zou dan ook niet juist zijn om een Desch te gaan vergelijken waarbij een dergelijke verbetering wél is toegepast. Indien de speling achteraf een dusdanig zwak punt van deze overbrenging blijkt te zijn dat deze hierdoor waardeloos is voor deze toepassing, is het voor een volgend onderzoek misschien interessant om de spelingsvrije typen met elkaar te vergelijken.

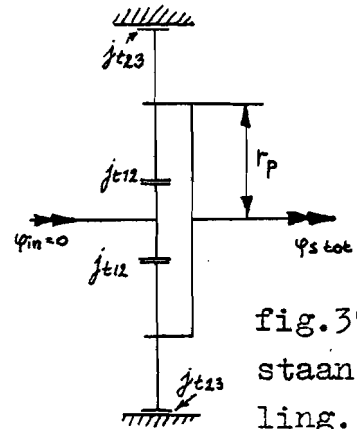
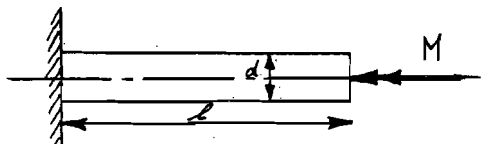


fig.39 Ontstaan v.d. speling.

V.5. Stijfheid

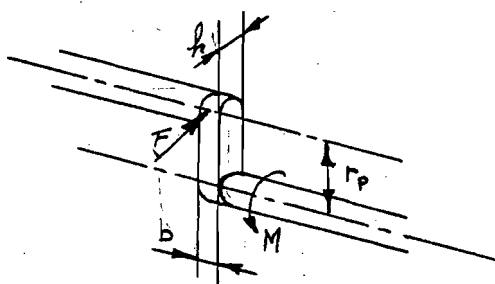
Berekening van de vervorming van de diverse onderdelen als gevolg van een belastend moment M. Dit moment werkt op de uitgaande as terwijl de ingaande as wordt stilgehouden.

- Uitgaande as :



$$\varphi_1 = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{M \cdot l}{G \cdot d^4} \quad (\text{par. III.5.})$$

- Planetendrager :



$$\varphi_2 = \frac{\delta}{r_p} = \frac{4 \cdot M \cdot r_p}{p \cdot E \cdot b \cdot h^3}$$

*de constructie  
lijkt meer  
op schijven*

Waarbij p het aantal planeetwiel is.

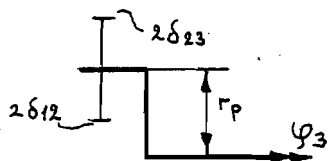
- Tand op de tandwielen:

Doorbuiging van de tanden :

$$= (62,5 + 75) \frac{F}{E \cdot d \cdot \pi^3}$$

(par. III.5.)

Hoekverdraaiing van de uitgaande as t.g.v. deze doorbuiging :



$$\varphi_3 = \frac{\delta_{12} + \delta_{23}}{r_p}$$

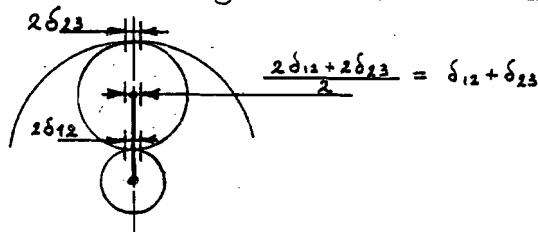


fig.40 Hoekverdraaiing als gevolg van de tanddoorbuiging.

- Ingaande as :

$$\varphi_4 = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{M \cdot l}{i^2 \cdot G \cdot d^4}$$

(par. III.5.)

De totale hoekverdraaiing van de uitgaande as als gevolg van de vervormingen in de laatste trap is nu :

$$\varphi_{\text{tot } n} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4$$

De totale hoekverdraaiing van de gehele overbrenging (alle

trappen) wordt op dezelfde manier berekend als dat bij de spel-  
ling is gebeurd.

$$\text{Dus : } \varphi_{\text{tot}} = (\varphi_{\text{tot}})_n + (\varphi_{\text{tot}})_{n-1} \left( \frac{z_1}{z_1 + z_3} \right)_n + (\varphi_{\text{tot}})_{n-2} \left( \frac{z_1}{z_1 + z_3} \right)_n \\ \left( \frac{z_1}{z_1 + z_3} \right)_{n-1} + \dots$$

Bij deze berekening is de ingaande as van de  $i^{\text{e}}$  trap dezelfde  
als de uitgaande as van de  $(i-1)^{\text{e}}$  trap. Er dient dus opgelet  
te worden dat er geen hoekverdraaiingen dubbel geteld worden.

## VI Desch-overbrenging, praktische uitvoerbaarheid

Ook van dit type overbrenging volgt nu een globaal ontwerp, welk vergelijkbaar zal zijn met de Harmonic Drive van het type HDUC 32-158-2A BL3.

Opm. De berekeningen die nu volgen dienen slechts om een globale indicatie te geven van de afmetingen van de onderdelen, waaruit zo'n overbrenging kan bestaan. Hierdoor kunnen daarna de formules uit het vorige hoofdstuk gebruikt worden, om de behandelde eigenschappen van deze Desch vergelijkbaar te maken, met die van de genoemde H.D. overbrenging.

### VI.1. Reductie

Om de gewenste reductie te verkrijgen wordt de Desch meestal in één, twee of drie trappen uitgevoerd. Per trap gaat men dan meestal niet boven een reductie van  $i \approx 13$ . De oorzaak hiervan is het snel toenemende bouwvolume, en het grote verschil in tandenaantal van de met elkaar samenwerkende wielen, bij opvoering van  $i$  in een trap. Tevens is er een geometrische samenhang tussen de reductie en het maximaal toe te passen aantal planeetwielen. Bij een hogere reductie dan  $i = \pm 13$  in één trap is het niet meer mogelijk meer dan twee planeetwielen toe te passen.

De gewenste reductie in dit geval is  $i=158$ . Een overbrenging met een dergelijke reductie zal in de praktijk meestal in drie trappen uitgevoerd worden. (lit.10).

De nu volgende berekeningen zijn bedoeld om de sterke en zwakke punten van de Desch aan te tonen. Hiervoor maakt het niet veel uit of de reductie in twee of drie trappen gerealiseerd wordt. De berekeningen zouden echter veel aan overzichtelijkheid verliezen als er werkelijk een 3-traps overbrenging zou worden genomen.

De reductie  $i=158$  zal in dit geval dus in twee trappen gerealiseerd worden.

$$\text{Dus : } i_{\text{tot}} = i_1 \cdot i_2 = 158$$

$$\text{waarbij : } i_1 = \left( \frac{z_{31}}{z_{11}} + 1 \right)$$

$$i_2 = \left( \frac{z_{32}}{z_{12}} + 1 \right)$$

zij  
j<sup>e</sup> trap

Keuze van  $i_1$  en  $i_2$ .

Hierbij moet rekening gehouden worden met de inbouweis.

Bij beide trappen worden twee planeetwielen gebruikt :

Inbouweis : Indien  $z_1$  even, dan moet ook  $z_3$  even zijn.

Indien  $z_1$  oneven is, dan moet  $z_3$  ook oneven zijn.

Tevens wordt het modul liefst zo groot mogelijk gekozen. Hierdoor zijn de tanden sterker, zodat met een kleinere bouwbreedte kan worden volstaan. Dit komt het massatraagheidsmoment ten goede.

Ook moet bij het berekenen van de tandenaantallen al rekening gehouden worden met de minimale diameters van de assen t.g.v. het door te voeren torsiemoment.

Indien  $i_1$  klein gekozen wordt kunnen hierdoor kleine planeetwielen toegepast worden. Dit komt ten goede aan het massatraagheidsmoment. Door een kleine  $i_1$  zal echter  $i_2$  groot moeten zijn waardoor het bouwvolume vergroot wordt. Met het oog op het massatraagheidsmoment en de bouwgroote, moet met het kiezen van  $i_1$  en  $i_2$  dus een compromis gesloten worden.

Keuze :

$$\left. \begin{array}{l} i_{tot} = 158 \\ M_{uit} = 224 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \\ \text{neem } \eta = 90 \% \end{array} \right\} M_{in} = \frac{224 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 158} = 1575 \text{ Nmm}$$

Voor het materiaal waaruit de belaste onderdelen bestaan, valt de keuze weer op het carboneerstaal : 18 Cr Ni 8 .

$$\bar{\tau} = \frac{b_g \cdot b_o}{\beta_k \cdot v_o} \tau_{gr} = \frac{1 \cdot 0,8}{2 \cdot 1,8} 410 = 91 \text{ N/mm}^2$$

$$d_{in} = \sqrt[3]{\frac{1575}{0,2 \cdot 91}} = 4,4 \text{ mm}$$

*de kleinste ook stijging*

Keuze van het modul :  $m \approx 1$

$$d_{stc11} \text{ min} = 4,4 + 2 \cdot 1,25 \cdot 1 = 6,9 \text{ mm}$$

*(Amplitude, vandaar kleine Amplitude)*

$$z = \frac{d_{stc}}{m}$$

Met  $m = 1$  ;  $z = \pm 7 \Rightarrow$  ondersnijding, dus FOUTE KEUZE

Kies  $m = 0,8$

en  $z = 10$  ( met profielverschuiving)

$$x \geq \frac{-z \sin^2 \alpha}{2} + 1 = 0,415$$

neem  $x = 0,5$

$$\left. \begin{array}{l} d_{stc11} = z \cdot m + 2 \cdot x \cdot m \\ = 10 \cdot 0,8 + 2 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \\ = 8,8 \text{ mm.} \end{array} \right\}$$



$$i_1 = 15 \quad \frac{z_{31}}{z_{11}} + 1 = 15 \Rightarrow \frac{z_{31}}{z_{11}} = 14$$

$$z_{11} = 10 \quad z_{31} = 10 \cdot 14 = 140 \quad d_{stc31} = 0,8 \cdot 140 = 112 \text{ mm.}$$

$$m = 0,8$$

Planeetwielen :

$$z_{21} = \frac{z_{31} - z_{11}}{2} = \frac{140 - 10}{2} = 65$$

$$d_{stc21} = \frac{d_{stc31} - d_{stc11}}{2} = \frac{112 - 8,8}{2} = 51,6 \text{ mm.}$$

$$d_{stc21} = z_{21} \cdot m + 2 \cdot x \cdot m \quad x = \frac{d_{stc21} - z_{21} \cdot m}{2 \cdot m}$$

$$x = \frac{51,6 - 65 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,8} = -0,25$$

Tweede trap :

$$i_2 = \frac{158}{15}$$

$$M_{uit} = 224 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \quad M_{in} = \frac{224 \cdot 10^3 \cdot 15}{0,9 \cdot 158} = 23629 \text{ Nmm}$$

neem  $\eta = 90 \%$

$$d_{in} = \sqrt[3]{\frac{23629}{0,2 \cdot 91}} = 11 \text{ mm}, \text{ neem } d_{in} = 12 \text{ mm.}$$

$$\text{Neem } m = 1 \Rightarrow d_{stc12 \text{ min}} = 12 + 2,5 \cdot 1 = 14,5 \text{ mm}$$

$$i_2 = \frac{158}{15} = \frac{z_3}{z_1} + 1 \text{ met } m = 1 \quad z_1 = 15, \quad z_3 = 143$$

$$d_{stc} = 1 \cdot 15 = 15 \text{ mm}$$

Ook hier dient echter profielverschuiving toegepast te worden om ondersnijding te voorkomen.

$$x \leq 1 - \frac{z \sin^2 \alpha}{2} = 0,12 ; \text{ neem } x = 0,2$$

Hiermee wordt de werkelijke steekcirkeldiameter :

$$d_{stc12} = 15 + 2 \cdot 0,2 \cdot 1 = 15,4 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Tandwiel 32 : } z_{32} = 143 \\ m = 1 \end{array} \right\} d_{stc32} = 143 \text{ mm.}$$

Planeetwielen 22

$$d_{stc22} = \frac{143 - 15,4}{2} = 63,8 \text{ mm}$$

$$x = \frac{63,8 - 64 \cdot 1}{2 \cdot 1} = -0,1$$

$$z_{22} = \frac{143 - 15}{2} = 64$$

## VI.2. Rendement

Nu de tandenaantallen bekend zijn, zijn de tandwrijvingsverliezen te berekenen.

$$\begin{aligned} \text{Eerste trap : } \xi_{12} &= 0,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 0,2 \left( \frac{1}{10} + \frac{1}{65} \right) = 23,07 \cdot 10^{-3} \\ \xi_{23} &= 0,15 \left( \frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_3} \right) = 0,15 \left( \frac{1}{65} - \frac{1}{140} \right) = 1,24 \cdot 10^{-3} \\ \xi_t &= 24,31 \cdot 10^{-3} \end{aligned}$$

Voor lager- en karnverliezen wordt genomen :

$$\xi_l = \xi_k = 75 \cdot 10^{-5}$$

$$\xi_{\text{tot}} = \xi_t + \xi_l + \xi_k = 25,81 \cdot 10^{-3}$$

$$\underline{\eta_0} = 1 - \xi_{\text{tot}} = 1 - 25,81 \cdot 10^{-3} = \underline{0,974}$$

$$i = \frac{i_0 - 1}{i_0}, \text{ met } i = 15 \text{ volgt voor } i_0 : i_0 = -\frac{1}{14}$$

Voor het totale rendement van de eerste trap wordt dan gevonden :

$$\underline{\eta_{\text{tot1}}} = \frac{-1/14 - 0,974}{-1/14 - 1} = 0,976$$

$$\text{Tweede trap : } \xi_{12} = 0,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 0,2 \left( \frac{1}{15} + \frac{1}{64} \right) = 16,5 \cdot 10^{-3}$$

$$\xi_{23} = 0,15 \left( \frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_3} \right) = 0,15 \left( \frac{1}{64} - \frac{1}{143} \right) = 1,29 \cdot 10^{-3}$$

$$\xi_t = 17,79 \cdot 10^{-3}$$

Lager- en karnverliezen :

$$\xi_l = \xi_k = 75 \cdot 10^{-5}$$

$$\xi_{\text{tot}} = 19,29 \cdot 10^{-3}$$

$$\eta_0 = 1 - 19,29 \cdot 10^{-3} = 0,981$$

$$i = \frac{158}{15} = \frac{i_0 - 1}{i_0} = i_0 = -\frac{15}{143}$$

Voor het totale rendement van de tweede trap volgt dan :

$$\eta_{\text{tot2}} = \frac{-15/143 - 0,981}{-15/143 - 1} = 0,9809$$

Het rendement van de gehele overbrenging is :

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{tot1}} + \eta_{\text{tot2}} = 0,976 \cdot 0,9809 = 0,957 = 95,7 \%$$

Dit is een zeer hoog rendement in vergelijking met de Acbar of Harmonic Drive overbrenging.

### VI.3. Sterkteberekeningen

Vooruitlopend op de hieronder volgende berekeningen wordt hier allereerst een tekening getoond van het uiteindelijke ontwerp. Dit om de diverse te berekenen onderdelen gestalte te geven bij de lezer.

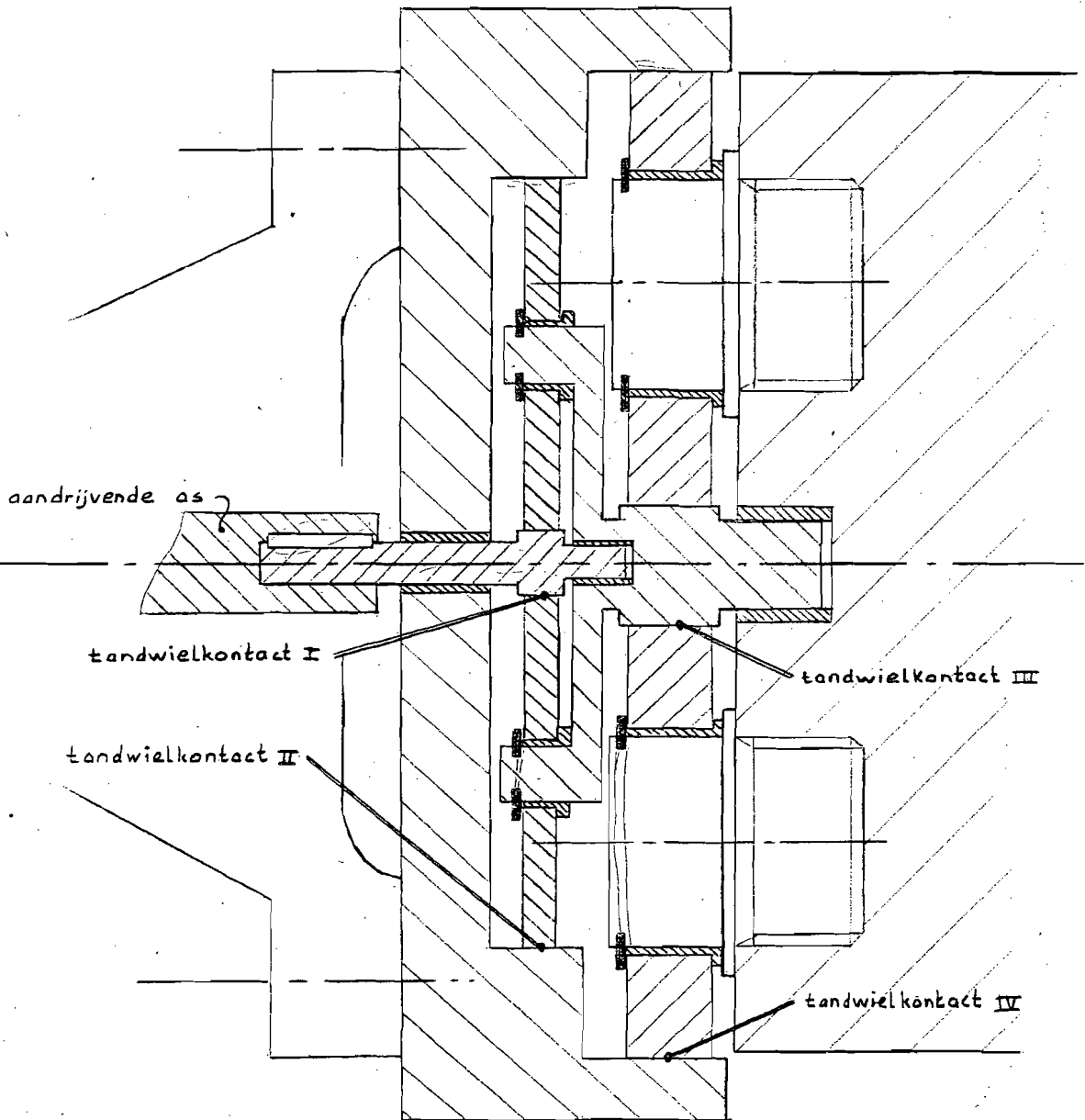


Fig.41 Uiteindelijk ontwerp van de Desch-overbrenging voor toepassing in de robot.

Het rendement is berekend en bedraagt  $\pm 95 \%$

Het af te leveren moment bedraagt 224 Nm

Ingaande moment 
$$M_{in} = \frac{224 \cdot 10^3}{0,95 \cdot 158} = 1492 \text{ Nmm}$$

Eerste trap :

- Ingaande as (1)

$$d = \sqrt[3]{\frac{1492}{0,2 \cdot 91}} = 4,3 \text{ mm} ; \text{ neem } d_1 = 5 \text{ mm}$$

- Tandwielcontact I

Formules en gegevens uit lit.8 :

$$b \geq \frac{q \cdot F_t}{\varepsilon \cdot m \cdot \bar{\sigma}_b}$$

$$q_1 = q_2 = 2,4$$

$$\bar{\sigma}_b = 800 \text{ N/mm}^2$$

$$\varepsilon = 1,4$$

$$m = 0,8$$

$$b \geq \frac{2,4 \cdot 339}{1,4 \cdot 0,8 \cdot 800} = 0,908 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_{in} \cdot 2}{d_{stc}} = \frac{1492 \cdot 2}{8,8} = 339 \text{ N}$$

*totale kracht nu planetwiel!*

Dus wat de sterkte betreft zou een breedte van 1 mm voor de tandwielen 1 en 2 al genoeg zijn. Er dient echter nog op contact-spanning gecontroleerd te worden:

De gebruikte formules komen weer van lit.8.

$$\bar{\sigma}_{Hz} = 0,418 \cdot \frac{F_{bt \text{ werk}} \cdot E_r}{b \cdot \rho_r}$$

$$b \geq \frac{0,418^2 \cdot F_{bt \text{ werk}} \cdot E_r}{\bar{\sigma}_{Hz}^2 \cdot \rho_r}$$

$\bar{\sigma}_{Hz}$  voor 18CrNi8 is 1630 N/mm<sup>2</sup>

$E_r$  voor 18CrNi8 is  $2,1 \cdot 10^5$  N/mm<sup>2</sup>

$$\text{Met } F_{bt \text{ werk}} = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{339}{\cos 20^\circ} = 361 \text{ N}$$

$$\text{en } \frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{\sin \alpha} \left( \frac{1}{r_{bedr 1}} + \frac{1}{r_{bedr 2}} \right) = \frac{1}{\sin 20^\circ} \left( \frac{1}{4,4 \cdot \cos 20^\circ} + \frac{1}{51,6 \cdot \cos 20^\circ} \right) \quad \rho_r = 1,3 \text{ mm.}$$

wordt voor b gevonden :

$$b \geq \frac{0,418^2 \cdot 361 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{1630^2 \cdot 1,3} = 3,8 \text{ mm.} = b_{11} = b_{21}$$

Om de contactspanning in het contactpunt van de twee tandwielen niet te hoog te laten worden moeten de tandwielen dus minstens 3,8 mm breed uitgevoerd worden.

Een hogere contactspanning heeft een ongunstige invloed op de levensduur (putvorming). Bij een definitief ontwerp van een dergelijke overbrenging is het misschien toch nog te overwegen de tandwielen smaller uit te voeren. Hierdoor wordt het mas-satraagheidsmoment namelijk lager.

-Tandwielcontact II

Hierbij blijft alles hetzelfde, behalve de gereduceerde kromte-straal  $\rho_r$  ;  $\frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{\sin\alpha} \left( \frac{1}{51,6 \cdot \cos 20} - \frac{1}{112 \cdot \cos 20} \right) = 30,75 \text{ mm.}$

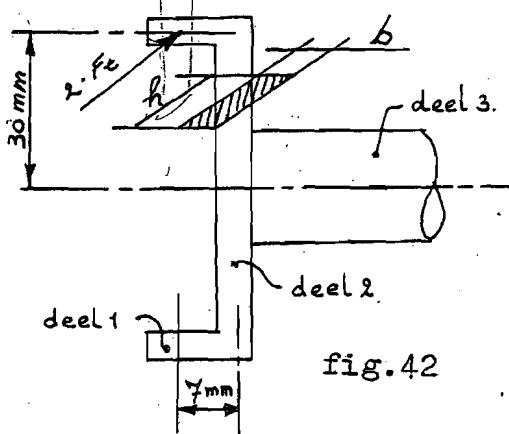
Voor de tandbreedte wordt hiermee gevonden :

$$b \geq \frac{0,418^2 \cdot 361 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{16302 \cdot 30,75} = 0,16 \text{ mm.}$$

De tandkrans zou dus smaller uitgevoerd mogen worden ( $b \geq 0,908 \text{ mm}$  vanwege de sterkteberekeningen), maar dit heeft geen enkel voor-

deel  $b_{31} = 3,8 \text{ mm.}$

-Planetendrager (2) :



Deel 1 : ?

$$M_b = 2 \cdot Ft \cdot l = 2 \cdot 339 \cdot 0,007 = 4,75 \text{ Nm.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_b}{0,1 \cdot \sigma_b}}$$

$$\sigma_b = 289 \text{ N/mm}^2$$

$$d \geq 5,5 \text{ mm}$$

neem  $d = 8 \text{ mm.}$

*is knijping?*

Deel 2

$$M_b = 2 \cdot 339 \cdot 30 = 20340 \text{ Nmm}$$

$$M_w = M_b \text{ van deel 1, dus } M_w = 4750 \text{ Nmm}$$

Het grootste deel van de belasting van deel 2 wordt dus door buiging veroorzaakt.

$$W_b = \frac{M_b}{\sigma_b} = \frac{20340}{289} = 70,4 \text{ mm}^3$$

$$W_b = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2$$

$$\text{stel } b = \frac{1}{4} \cdot h$$

$$\frac{1}{24} \cdot h^3 \quad h = \sqrt[3]{24 \cdot 70,4} = 11,9 \approx 12 \text{ mm}$$

$$b = \frac{12}{4} = 3 \text{ mm, neem } b = 4,5 \text{ mm}$$

Controle op buiging + wringing :

$$\sigma = \frac{M_b}{W_b} + \frac{M_w}{W_w} = \frac{20340}{1/6 \cdot 4,5 \cdot 12^2} + \frac{4750}{0,31 \cdot 4,5^2 \cdot 12} = 251 < 289 \text{ N/mm}^2$$

9

Deel 3

$$M_w = \frac{224 \cdot 10^3}{0,95} \cdot \frac{15}{158} = 22385 \text{ Nmm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{22385}{0,2 \cdot 91}} = 10,7 \text{ mm} \quad \text{neem } d = 12 \text{ mm.}$$

Tweede trap : Tandwielkontakt III

Berekening op buigsterkte :

$$F_t = \frac{M}{\frac{1}{2} \cdot d_{stc}} = \frac{22385}{\frac{1}{2} \cdot 15} = 2985 \text{ N}$$

$$b = \frac{2,8 \cdot 2985}{1,4 \cdot 1 \cdot 800} = 7,5 \text{ mm,} \quad \text{neem } b_{12} = b_{22} = 8 \text{ mm.}$$

Controle op Hertze spanningen :

$$F_{bt \text{ werk}} = \frac{2985}{\cos 20} = 3176 \text{ N}$$

$$\frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{\sin 20} \left( \frac{1}{15,4 \cdot \cos 20} + \frac{1}{63,8 \cdot \cos 20} \right) \quad \rho_r = 3,99 \text{ mm}$$

$$b \geq \frac{0,4182 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^5}{16302 \cdot 3,99} = 11,6 \text{ mm.}$$

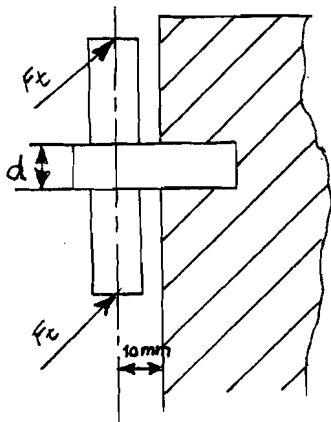
Dus  $b_{12}$  en  $b_{22}$  moeten minstens 11,6 mm zijn. Neem  $b_{12} = b_{22} = 12 \text{ mm.}$

Tandwielkontakt IV :

Evenals bij de eerste trap zou ook hier de tandkrans smaller uitgevoerd kunnen worden vanwege het gunstige contact bij inwendig vertande wielen. Hierdoor zou echter ongelijke slijtage van de planeetwielen optreden. Voor de breedte van de tandkrans  $b_{32}$  wordt dus ook 12 mm genomen.

-Planetendrager (3)

Bij toepassing van deze overbrenging in een robot zouden de planeetwielen direct aan de last (romp van de robot) bevestigd worden. Hierdoor wordt een planetendrager met uitgaande as overbodig. Er dienen slechts assen berekend te worden waarmee de planeetwielen aan de last bevestigd kunnen worden.



$$M_b = 10 \cdot 2 \cdot 2985 = 59700 \text{ Nmm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{59700}{0,1 \cdot 289}} = 12,7 \text{ mm}$$

Neem  $d = 30 \text{ mm.}$  Dit heeft n.l een gunstige invloed op de stijfheid van de overbrenging.

fig.43

#### VI.4. Massatraagheid

Het massatraagheidsmoment van deze Desch-overbrenging is volgens de formule in par. V.3. :

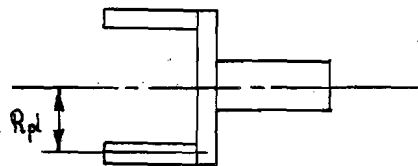
$$J_{\text{tot}} = \frac{1}{2}m_1R_1^2 + \frac{1}{2}m_2R_2^2 + m_3\left(\frac{z_1}{z_1+z_3}\right)^2r_p^2 + J_{31}\left(\frac{z_1z_3}{z_2z_1+z_2z_3}\right)^2 + \\ + J_4\left(\frac{z_1}{z_1+z_3}\right)^2 1^e \text{ trap} + \left(\frac{z_1}{z_1+z_3}\right)^2 1^e \text{ trap}^* \left\{ \frac{1}{2}m_2R_2^2 + \right. \\ \left. m_3\left(1+\frac{z_3}{z_1}\right)^2r_p^2 + J_{32}\left(\frac{z_1z_3}{z_2z_1+z_2z_3}\right)^2 + J_4\left(\frac{z_1}{z_1+z_3}\right)^2 \right\}$$

Hierbij is  $J_3$  1,2 het massatraagheidsmoment van de planeetwielen.

$$J_3 \text{ 1,2} = \frac{1}{2}m_3R_3^2p \quad \text{waarbij } p \text{ het aantal planeetwielen is.}$$

En  $J_4$  1,2 het massatraagheidsmoment van de planetendrager

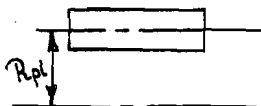
$J_{41}$  :



$$J_{41} = 2\left(\frac{1}{2}mR^2 + mR_{pl}^2\right) + \frac{1}{12}ml^2 + \frac{1}{2}mR^2$$

$$J_{41} = 2\left(\frac{1}{2} \cdot 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot 4^2 + 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot 30,2^2\right) + \frac{1}{12} \cdot 26,2 \cdot 10^{-3} + \\ + \frac{1}{2} \cdot 26,5 \cdot 10^{-3} \cdot 6^2 = 18,5 \text{ Kgmm}^2$$

$J_{42}$  :



$$J_{42} = 2\left(\frac{1}{2}mR^2 + mR_{pl}^2\right)$$

$$= 2 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 110 \cdot 10^{-3} \cdot 15^2 + 110 \cdot 10^{-3} \cdot 39,4^2\right)$$

$$= 366 \text{ Kgmm}^2$$

$$J_{\text{tot}} = 10^{-6} \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot 11 \cdot 10^{-3} \cdot 3^2 + \frac{1}{2} \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 4,4^2 + 2(60,5 \cdot 10^{-3} \cdot \right. \\ \cdot \left(\frac{10}{10+140}\right)^2 \cdot 30,2^2) + 2\left(\frac{1}{2} \cdot 60,5 \cdot 10^{-3} \cdot 51,6^2 \left(\frac{10 \cdot 140}{65 \cdot 10 + 65 \cdot 140}\right)^2 \right. \\ + 18,5 \left(\frac{10}{10+140}\right)^2 + \left(\frac{10}{10+140}\right)^2 \left[ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 7,5^2 + 2(0,285 \cdot \right. \\ \cdot \left(\frac{15}{15+143}\right)^2 \cdot 39,4^2) + 2\left(\frac{1}{2} \cdot 0,285 \cdot 63,8^2 \left(\frac{15 \cdot 143}{64 \cdot 15 + 64 \cdot 143}\right)^2 + \right. \\ \left. \left. + 366 \left(\frac{15}{15+143}\right)^2 \right] \right\} = 4,24 \cdot 10^{-6} \text{ Kgm}^2$$

Het massatraagheidsmoment van de vergelijkbare Harmonic Drive bedraagt  $1,94 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$  en is dus ongeveer 45 maal zo groot.

Dat van de Acbar bedraagt  $1,95 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2$ , dus  $\pm 4,5$  maal groter

T.a.v. de massatraagheid komt deze Desch dus als beste uit de bus.

## VI.5. Speling.

Indien de tandwielen zo nauwkeurig mogelijk gefabriceerd worden is de speling van deze Desch volgens lit.11 te berekenen als volgt (par.V.4.).

Tweede trap :

	nauwkeurigste "Abmassreihe" = h	nauwkeurigste "Toleranzreihe" = 21
$d_{12} = 15,4$	$A_{sne} 12 = 0$	$T_{sn} 12 = 5$
$d_{22} = 63,8$	$A_{sne} 22 = 0$	$T_{sn} 22 = 6$
$d_{32} = 143$ (mm)	$A_{sne} 32 = 0$ ( $\mu m$ )	$T_{sn} 32 = 8$ ( $\mu m$ )
$A_{sn} 12 = A_{sne} 12 - T_{sn} 12 = -5 \mu m$		
$A_{sn} 22 = A_{sne} 22 - T_{sn} 22 = -6 \mu m$		
$A_{sn} 32 = A_{sne} 32 - T_{sn} 32 = -8 \mu m$		
Asafstand wiel 12 - 22 : $\frac{15,4 + 63,8}{2} = 39,6$ mm $j_a = 5,5 \mu m$		
Asafstand wiel 22 - 32 : $\frac{143 - 63,8}{2} = 39,6$ mm $j_a = 5,5 \mu m$ .		
$j_t 12-22 = -((-5) + (-6)) + 5,5 = 16,5 \mu m$		
$j_t 22-32 = -((-6) + (-8)) + 5,5 = 18,5 \mu m$		

Eerste trap :

	nauwkeurigste "Abmassreihe" = h	nauwkeurigste "Toleranzreihe" = 21
$d_{11} = 8,8$	$A_{sne} 11 = 0$	$T_{sn} 11 = 3$
$d_{21} = 51,6$	$A_{sne} 21 = 0$	$T_{sn} 21 = 6$
$d_{31} = 112$ (mm)	$A_{sne} 31 = 0$ ( $\mu m$ )	$T_{sn} 31 = 6$ ( $\mu m$ )
Asafstand wiel 11 - 21 : $\frac{8,8 + 51,6}{2} = 30,2$ mm $j_a = 5,5 \mu m$		
Asafstand wiel 21 - 31 : $\frac{112 - 51,6}{2} = 30,2$ mm $j_a = 5,5 \mu m$		
$j_t 11-21 = -((-3) + (-6)) + 5,5 = 14,5 \mu m$		
$j_t 21-31 = -((-6) + (-6)) + 5,5 = 17,5 \mu m$		

De totale speling (hoekverdraaiing) van de uitgaande as t.g.v. de flankspeling in de tandwielen wordt hiermee :

$$\varphi_{tot} = \frac{0,0165 + 0,0185}{2 \cdot 39,6} + \left( \frac{0,0145 + 0,0175}{2 \cdot 30,2} \right) \left( \frac{15}{15 + 143} \right) =$$

$$= 3,45 \cdot 10^{-4} \text{ rad.} \approx 1 \text{ minuut}$$



In dit ontwerp zullen de planeetwielen gelagerd moeten worden door middel van glijlagers. Hierdoor zal de speling nog iets toenemen. Bij nauwkeurige fabricage wordt de totale speling hierdoor echter niet groter dan 2 minuten. ( Hierbij is uitgegaan van een lagerspeling van 0,01 mm).

Hieruit blijkt dat de Desch-overbrenging in dit opzicht beter is dan de Acbar, maar slechter dan de Harmonic Drive.

## VI.6. Stijfheid

Met de formules van par.V.5. wordt voor deze overbrenging het volgende gevonden : ( $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  ,  $G = 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ )

Tweede trap :  $\varphi_{2e} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4$

$\varphi_1$  en  $\varphi_2$  vervallen hierbij vanwege de directe bevestiging van de planeetwielen op de as.

$-\varphi_4$  (hoekverdraaiing van de ingaande as) wordt door  $\varphi_1$  van de eerste trap in rekening gebracht.

Eerste trap :  $\varphi_{1e} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4$

Totaal :  $\varphi_{\text{tot}} = \varphi_{2e} + \left(\frac{z_{12}}{z_{12} + z_{32}}\right) \varphi_{1e}$

Invullen :

Tweede trap :  $\varphi_3 = \frac{\delta_1 + \delta_2}{39,6}$

$$\delta_1 = \delta_2 = (62,5 + 75) \frac{3147}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot \pi^3} = 5,54 \cdot 10^{-3}$$

$$\varphi_3 = 2,80 \cdot 10^{-4} \text{ rad.}$$

Eerste trap :

$$\varphi_1 = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{M \cdot l}{G \cdot d^4} = \frac{64 \cdot 22385 \cdot 16}{\pi \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 124} = 4,64 \cdot 10^{-3} \text{ rad.}$$

$$\varphi_2 = \frac{\delta}{r_{pl}} = \frac{4 \cdot M \cdot r_p}{p \cdot E \cdot b \cdot h^3} = \frac{4 \cdot 22385 \cdot 30,2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 12^3} = 9,8 \cdot 10^{-4} \text{ rad.}$$

$$\varphi_3 = \frac{\delta_1 + \delta_2}{30,2} =$$

$$\delta_1 = \delta_2 = (62,5 + 75) \frac{339}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,8 \cdot \pi^3} = 1,88 \cdot 10^{-3}$$

$$\varphi_3 = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ rad.}$$

$$\varphi_4 = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{1575 \cdot 50}{8 \cdot 10^4 \cdot 64} \cdot \frac{10}{10 + 140} = 1,03 \cdot 10^{-3} \text{ rad.}$$

$$\varphi_{2e} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 6,77 \cdot 10^{-3} \text{ rad.}$$

Voor de totale hoekverdraaiing van deze overbrenging wordt dan gevonden :

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{tot}} &= 2,80 \cdot 10^{-4} + \left(\frac{15}{15 + 143}\right) 6,77 \cdot 10^{-3} = \\ &= 9,23 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \approx 3 \text{ minuten.} \end{aligned}$$

Bij hetzelfde belastende moment is de hoekverdraaiing van de vergelijkbare Harmonic Drive : 9 minuten. Van de vergelijkbare Acbar-overbrenging was het 3 minuten.

## VII Eindconclusie (samenvatting)

Van de twee onderzochte typen overbrengingen is in het voorgaande een ontwerp gemaakt. Hierbij is getracht gunstige eigenschappen t.a.v. de toepassing in een robot te verwezelijken. Hierbij bleek echter dat wanneer twee verschillende eigenschappen, b.v. massatraagheid en stijfheid, geoptimaliseerd moeten worden, men een compromis moet sluiten. Dit omdat een bepaalde maatregel de ene eigenschap ten goede komt, terwijl de andere eigenschap daardoor juist nadelig beïnvloed wordt.

De waarden voor de eigenschappen van de Harmonis Drive komen uit de catalogus welke door de fabrikant is versprekt. Deze waarden zijn resultaten van praktijkproeven. De waarden van de eigenschappen van de andere twee overbrengingen berusten op berekeningen. Hierbij is vaak uitgegaan van vereenvoudigde situaties. De uitkomsten zullen dan ook vaak niet exact zijn. De exacte waarden zullen pas bekend worden als de overbrenging gebouwd is en er metingen aan uitgevoerd kunnen worden. De berekende waarden zijn echter nauwkeurig genoeg om een beeld te krijgen van de sterke en zwakke punten van de beide overbrengingen t.o.v. de Harmonic Drive.

De eigenschappen van de twee onderzochte overbrengingen afgewogen tegen die van de Harmonic Drive geeft de volgende tabel.

	Acbar	Desch
Inbouwgrote :	Ongeveer hetzelfde als H.D. Beter dan Desch	Slechter dan H.D. Slechter dan Acbar
Rendement :	Slechter dan H.D. Slechter dan Desch	Beter dan H.D. Beter dan Acbar
Massatraagheid :	Beter dan H.D. Slechter dan Desch	Beter dan H.D. Beter dan Acbar
Speling :	Slechter dan H.D. Slechter dan Desch	Slechter dan H.D. Beter dan Acbar
Stijfheid :	Beter dan H.D. Ongeveer hetzelfde als Desch	Beter dan H.D. Ongeveer hetzelfde als Acbar

Bij beschouwing van de tabel op de vorige bladzijde zien we dat voor verschillende eigenschappen, verschillende overbrengingen als beste uit de bus komen. Het is dus niet zo dat één type overbrenging voor elke toepassing het beste is.

Aan de hand van de berekeningen kan geconcludeerd worden dat wanneer nauwkeurig werk vereist is, de Harmonic Drive de voorkeur verdient vanwege zijn geringe speling. Wanneer tijdens dit nauwkeurige werk echter grote krachten optreden zou de H.D., door zijn relatief slechte stijfheid, toch in het nadeel kunnen komen t.o.v. de beide andere overbrengingen.

Wat het rendement betreft zou de Desch het gunstigste zijn. Door een gunstig rendement zal minder vermogen gedissipeerd worden. De vermogens welke de overbrengingen van robots moeten doorvoeren zijn echter zeer gering, waardoor energetische verliezen en warmteproductie geen probleem op zullen leveren.

Het massatraagheidsmoment van de overbrenging gaat een grotere rol spelen naarmate er sneller werk gewenst is. Hierbij is de Acbar in het nadeel t.o.v. de beide andere overbrengingen.

Welke overbrenging men het beste kan toepassen is afhankelijk van de gewenste toepassing van de robot.

Globaal kan gesteld worden dat bij nauwkeurig en relatief licht werk, de Harmonic-Drive de voorkeur verdient.

Zal de robot echter voor zeer snel, zwaar en minder nauwkeurig werk toegepast worden, dan bieden de Acbar- en Desch-overbrenging voordelen. Hierbij kan nog gezegd worden dat de Desch (nog) beter is dan de Acbar maar hiervoor wel een groter inbouwwolume nodig heeft.

## Literatuurlijst

- Lit.1 Prof.ir. E.C.von Pritzelwitz van der Horst - Werk-  
tuigonderdelen der draaiende beweging.
- Lit.2 Autorenkollektiv - Umlaufrädergetriebe
- Lit.3 H.W. Müller - Die umlaufgetriebe. (band 28)
- o Lit.4 K. Schnetz - Reduzierte Planetenkoppelgetriebe
- \* Lit.5 G. Niemann - Maschinenelemente, band 2,
- \* Lit.6 P. Neussel - Untersuchung von ruckkehrenden umlauf-  
getrieben mit und ohne Selbsthemmung.
- Lit.7 Harmonic Drive Katalogus
- Lit.8 A.P.C.van Heesewijk - Tandwielen, Deel a, tekst en ta-  
bellen.
- Lit.9 VDI-Richtlinien VDI 2157
- Lit.10 Desch - katalogus
- Lit.11 DIN 3964 en DIN 3967
- Lit.12 De ingenieur 19 april 1968 (werktuig- en scheepsbouw)
- Lit.13 De ingenieur 29 mei 1959 (werktuig- en scheepsbouw)