

Kamer Ginn

AFDELING LANDBOUWWERKTUIGKUNDE EN -GEBOUWEN DER LANDBOUWHOGESCHOOL

ONDERZOEK
NAAR DE TOEPASSINGSMOGELIJKHEID
VAN DE TOERENVARIATOR
VOLGENS OCTROOI VAN IR. M. W. POLAK

DOOR

IR. A. A. BAHASOEAN

WAGENINGEN/HOLLAND

1958

1990

32

E-1700635

Voorwoord

Een traploze regeling van de rijsnelheid van een landbouwtrekker komt tegemoet aan verschillende wensen van de landbouw. Daarmee is het mogelijk om elk veldwerk te verrichten met de hiervoor meest gunstige rijsnelheid, aangepast aan de op één veld soms zeer verschillende plaatselijke omstandigheden.

De hierbij gewenste snelheidsvariatiën moeten gemakkelijk onder het rijden kunnen worden gerealiseerd. Met een trekker met automatisch werkende, traploze snelheidsregeling is men o.a. in staat om een in het werk staand grondbewerkingswerktuig te versnellen van stilstand tot de gewenste rijsnelheid.

Bij gebruik van een trekker met een conventionele verdragingsbak en frietiekoppeling daarentegen, moet men bij de grondbewerking met een éénmaal gekozen rijsnelheid doorwerken, daar het hierbij praktisch onmogelijk is om onder het rijden op een andere snelheid over te schakelen.

Wanneer men steeds met de gunstigste rijsnelheid kan werken, zal het benodigde aantal werkuren per ha minimaal kunnen zijn.

In meerdere landen wordt onderzoek verricht aan een automatisch werkende, traploze snelheidsregeling en het is begrijpelijk, dat hierbij dikwijls gebruik wordt gemaakt van een vloeibaar medium. Zo is o.a. een hydraulische aandrijving van de trekkerachterwielen in ontwikkeling met behulp van een oliemotor met traploos regelbaar toerental. Bij toepassing hiervan kunnen zowel de normale verdragingsbak als de frietiekoppeling vervallen.

Bij zelfrijdende maaidorsers wordt veelal een traploze snelheidsregeling toegepast met behulp van een snaarriemoverbrenging met variabele werkzame diameter der snaarschijven, maar deze werkt niet automatisch d.w.z. niet met behulp van het gaspedaal van de motor. Dit is wel het geval bij de nieuwe D.A.F. personenwagens.

De door ir. M.W. Polak uitgevonden toerenvariator is een andere oplossing voor een mechanische, automatisch werkende, traploze toerenvariator. De heer Polak heeft opmerkelijke constructies gebracht gedurende de tijd, dat hij als lector in de werktuigkunde was verbonden aan het Instituut voor Landbouwwerktuigen en Gebouwen der Landbouwhogeschool te Wageningen. Dat hij na zijn pensionering heeft gewerkt aan een automatische toerenvariator is een bewijs van zijn blijvende geestkracht.

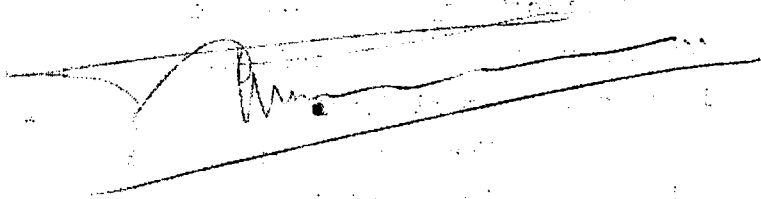
De afdeling landbouwwerktuigkunde en -gebouwen der Landbouwhogeschool heeft op verzoek van haar oud-medewerker een aantal experimenten met twee typen van zijn toerenvariators verricht.

Onze medewerker, ir. A.A. Bahasoean, heeft de leiding van dit onderzoek op zich genomen, waarvan de bedoeling in eerste instantie was om de eigenschappen van de Polak mechanische toerenvariator vast te leggen.

De door ir. Bahasoean geconstrueerde beide toerenvariators zijn in de Centrale Werkplaats vervaardigd en bij de beproeving hiervan werd mede gebruik gemaakt van aan deze instelling toebehorende apparatuur.

In bijgaand verslag zijn de werkwijze, berekeningen en de verkregen resultaten vermeld. Hierin is speciale aandacht gegeven aan een eventuele toepassing van de Polak variator bij landbouwtrekkers, maar er zijn vanzelfsprekend meer gebruiksmogelijkheden van een toerenvariator.

DE HOOGLERAAR IN DE LANDBOUWWERKTUIGKUNDE



DOORSNEDE TEKENING

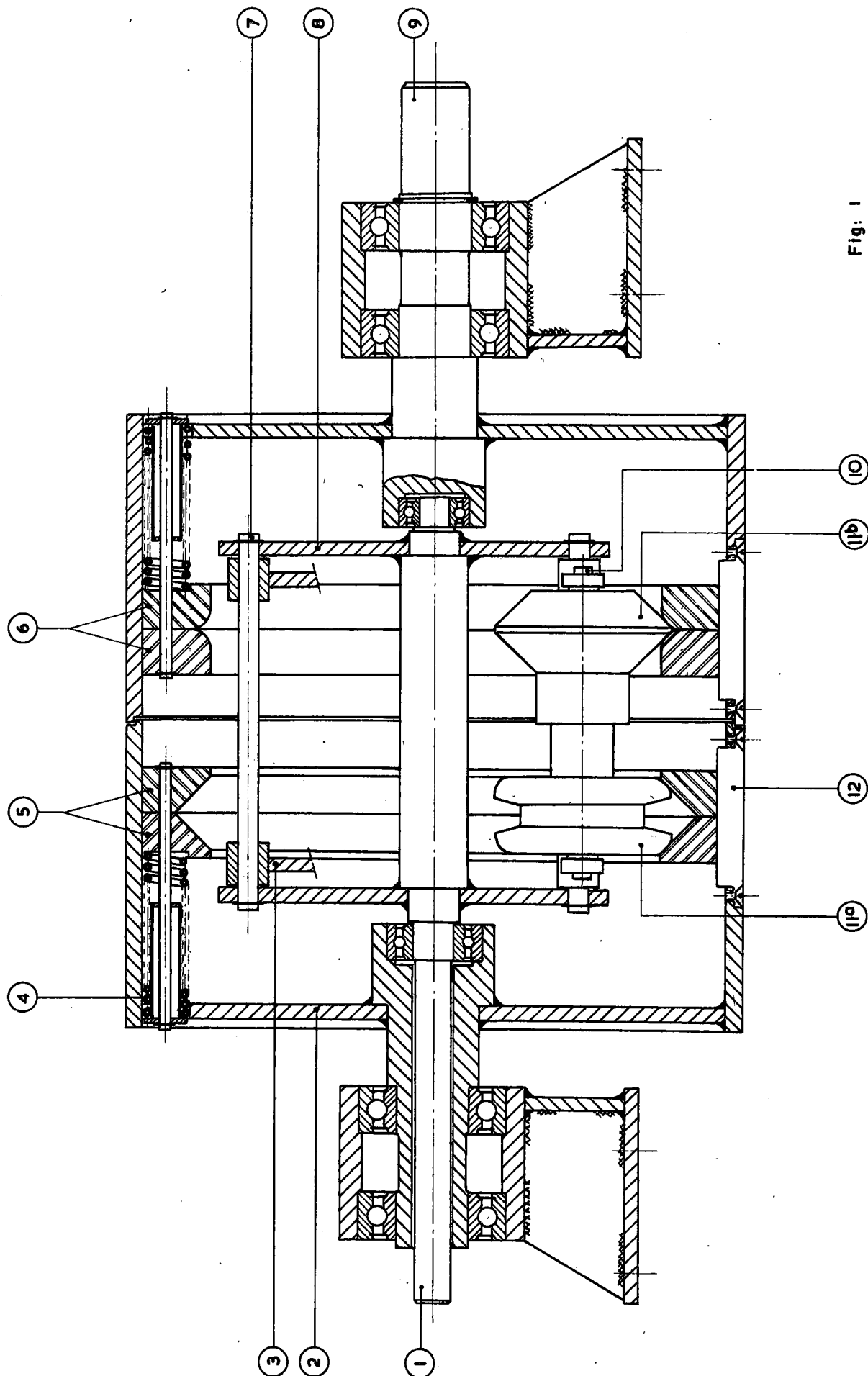


Fig. 1

Onderzoek naar de toepassingsmogelijkheid in de landbouw van de toerenvariator van ir. M.W. Polak.

Inleiding

De snelheden waarmee landbouwmachines moeten werken, liggen ver uiteen. Hieraan moeten de rijsnelheden van de trekker zoveel mogelijk worden aangepast, waartoe meerdere vertragingen nodig zijn, hetgeen ingewikkelde en kostbare vertragingsbakken vereist. Verder moeten bij sommige landbouwmachines de rijsnelheden tijdens het werk worden gevarieerd. Dit is nodig, omdat de toestand van het gewas of de in de machine toegevoerde hoeveelheid daarvan sterk kan schommelen. De hiervoor nodige handelingen van de trekkerbestuurder en de vereiste oplettendheid kunnen vaak vermoeiend zijn.

Een overbrengingsmechanisme, dat bovengenoemde problemen elimineert, zou een verlichting van het werk van de bestuurder betekenen en misschien een goedkope constructie.

Naar aanleiding hiervan werd een onderzoek verricht naar de toepassingsmogelijkheden in de landbouw van een toerenvariator, zoals beschreven in Octrooi nr. 63696 ten name van ir. M.W. Polak, oud lector in de werktuigkunde te Wageningen. Hiertoe moesten de mechanische eigenschappen van deze variator en de eisen, die de landbouw eraan stelt systematisch worden nagegaan.

Gezien de geringe beschikbare outillage is geen poging gedaan om de praktische bruikbaarheid van de variator te onderzoeken, maar slechts de toepassingsmogelijkheden.

Beschrijving van de Polak Variator

De elementen (fig. 1, foto A en B)

- een aandrijvende as(1) met daaraan bevestigde jukken(8)
- armen(3) die scharnierend om pennen(7) zijn verbonden aan de jukken(8)
- pennen(10) die aan de armen(3) zijn bevestigd.
- rollen(11a en 11b), die op de pennen(10) zijn gelagerd. De rollen hebben twee verschillende loopvlakken, nl. roldeel(11a) afgeronde en roldeel(11b) konische
- concentrisch om de as(1) is een trommel(2), met daarin axiaal verschuifbare, door de veren(4) tegen elkaar aangedrukte ringen(5), die ook concentrisch om de as(1) zijn. De ringen(5) hebben conische loopvlakken.

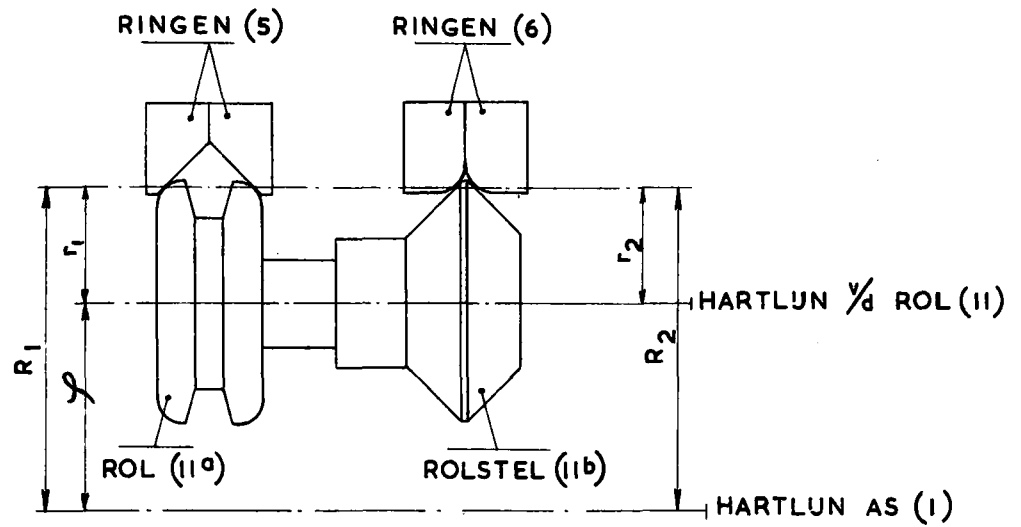
- een, eveneens concentrisch om as(1), tweede trommel met daaraan de aangedreven as(9). In deze trommel zijn de axiaal verschuifbare, door de veren(4) tegen elkaar gedrukte, ringen(6)
- de spieën(12), die ervoor zorgen, dat de ringen(5) en (6) ten opzichte van de bij hen behorende trommels tangentieel niet kunnen bewegen.

De werking

Wanneer de as(1) draait, worden de rollen(11) tengevolge van de erop werkende centrifugaalkrachten tegen de ringen(5 en 6) gedrukt en proberen deze, door de vorm hunner respektievelijke loopvlakken van elkaar te drukken. De veren(4) zorgen ervoor, dat de ringen tegen elkaar blijven, zolang de centrifugaalkrachten niet toereikend zijn om de veerspanning te overwinnen.

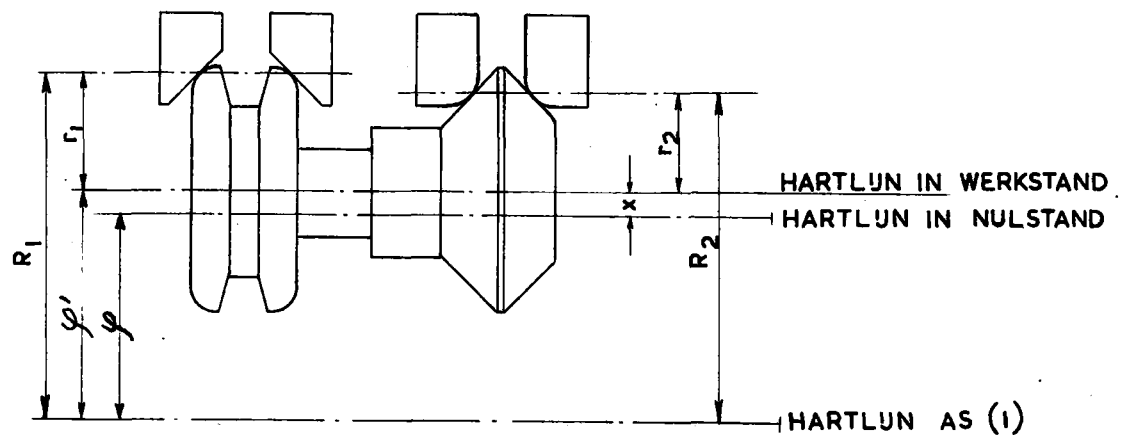
In deze toestand liggen de raakpunten van de rollen op hun loopvlakken op gelijke afstand, zowel van de as(1) als van de pennen(10). In deze stand is het mechanisme te vergelijken met twee, los naast elkaar liggende, inwendig vertande wielen (tandkransen) met gelijke steekcirkels, waarin twee gelijke, aan elkaar verbonden tandwielen lopen. De tandkransen zullen in de genoemde stand niet ten opzichte van elkaar draaien, d.w.z. de ringen(5) en (6) staan stil t.o.v. elkaar.

Is het toerental van as(1) zo hoog, dat de centrifugaalkrachten van de rollen de veerdruk kunnen overwinnen, dan worden de ringen van elkaar gedrukt. Hierbij verplaatsen de rollen zich radiaal t.o.v. de as(1). Fig. 2 illustreert wat zich dan afspeelt. De werkstraal r_1 van het roldeel (11a) en de werkstraal R_2 van de ringen(6) blijven dezelfde waarde behouden. De werkstraal r_2 van het roldeel(11b) is afgenomen en de werkstraal R_1 van de ringen(5) is toegenomen. In deze stand is het mechanisme te vergelijken met een planeetwiel-overbrenging. Worden de ringen(5) vastgehouden, dan draaien de ringen(6) in dezelfde richting als as(1).

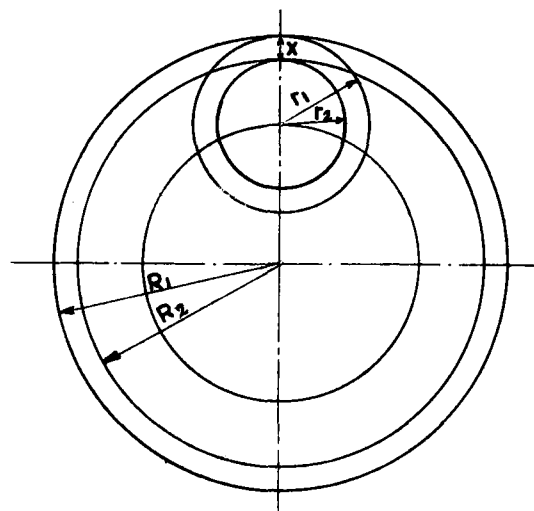


NULSTAND

Fig: 2



WERKSTAND



De overbrengingsverhouding i tussen de uitgaande as(9) en de ingaande as(1) zie fig. 2

$$i = \frac{\omega_u}{\omega_i} = 1 - \frac{R_1 r_2}{R_2 r_1} = \frac{n_u}{n_i} = * \quad (1)$$

de overbrengingsverhouding

DIT IS IN TEGENSTELLING MET DE IN DE MOTORTECHNIEK GEBRUIKELIJKE WIJZE VAN FORMULERING DER OVERBRENGINGSVERHOUDING.

Zijn de rollen(11) t.o.v. hun nulstand radiaal over een afstand x verplaatst, dan is

$$R_1 = R_2 + x \quad \text{en} \quad r_2 = r_1 - x$$

Stelt men $R_2 - r_1 = \varphi$ dan kan de vergelijking(1) in de volgende vorm worden geschreven:

$$i = \frac{\omega_u}{\omega_i} = \frac{n_u}{n_i} = \frac{x^2 + \varphi x}{R_2 r_1} \quad (2)$$

De waarde x is een functie van de volgende grootheden:

m = de massa van de rollen(11)

φ = de afstand van de rollen(11) t.o.v. as(1) in de nulstand.

s = de voorspanning der veren(4), herleid in radiale zin.

q = het verband tussen de toename van de veerspanning (herleid in radiale zin) en de radiale verplaatsing x .

ω_i = de hoeksnelheid van de ingaande as(1)

Nu is:

$$x = \frac{q m \omega_i^2 - s}{q - m \omega_i^2} \quad \text{voor} \quad q m \omega_i^2 - s > 0$$

(3)

*) voor afleiding der formules zie bijlage II.

(3) in (2) geeft:

$$i = \frac{n_u}{n_i} = \frac{\omega_u}{\omega_i} = \frac{\phi q - S}{R_1 r_2} \left\{ \frac{\phi m \omega_i^2 - S}{(q - m \omega_i^2)^2} \right\} \quad (4)$$

De overbrengingsverhouding i is dus een functie van de ingaande hoeksnelheid ω_i

$$\frac{\delta i}{\delta \omega_i} = \frac{\phi q - S}{R_1 r_2} \cdot \frac{2 m \omega_i}{(q - m \omega_i^2)^3} \cdot \phi (q - m \omega_i^2) + 2(\phi m \omega_i^2 - S) \neq 0 \quad (5)$$

De eigenschappen

Uit het voorgaande zijn de volgende eigenschappen van de variator te constateren:

- zolang $\phi m \omega_i^2 \leq S$ is de waarde voor $x = 0$, dus $i = 0$.
Dat wil zeggen, dat de overbrengingsverhouding beneden een bepaalde waarde van ω_i nul is. De aandrijvende as kan dan rustig blijven draaien, terwijl de aangedreven as stilstaat. Afslaan van de motor is dus uitgesloten.
- de toerenregeling van de aangedreven as geschiedt traploos en varieert van nul tot een maximum.
- vergelijking(4) toont aan dat de overbrengingsverhouding is te regelen met het toerental van de aandrijvende as.
- vergelijking(5) toont aan dat bij toenemende ω_i de overbrengingsverhouding i ook toeneemt.

- de overbrengingsverhouding regelt zich automatisch naar de belasting. Dit is als volgt te verklaren:
wanneer de belasting toeneemt, zal het toerental van de aandrijvende motor afnemen. Door deze vermindering van ω_1 zal de overbrengingsverhouding ook afnemen.
- uit de vergelijkingen (3) en (4) blijkt, dat de waarde $q > q - m\omega_1^2 > 0$. Nadert $q - m\omega_1^2$ de waarde nul, dan naderen de grootheden x en i de waarde oneindig. Dit betekent dat de variator uit elkaar zal springen, omdat de centrifugaalkracht C de waarde oneindig nadert. Het systeem is in een dergelijk geval labiel.

De in de landbouw gestelde eisen aan het overbrengingsmechanisme van een trekker

Terwijl een trekker vroeger slechts een trekkende functie had, heeft deze tegenwoordig een universeel karakter. Hij moet behalve trekken of duwen vele andere werkzaamheden kunnen verrichten, zoals: aandrijven, heffen enz. Hierdoor zijn de eisen, die aan het overbrengingsmechanisme worden gesteld, ingewikkelder geworden.

Puntsgewijze zijn deze eisen:

A - Uitsluitend trekkende of duwende functie

1. Wanneer het getrokken werktuig het volle motorvermogen vraagt, moet bij toenemende benodigde trekkracht de i automatisch afnemen, opdat de motor niet wordt overbelast. Het motortoerental mag hierbij niet zover zakken, dat er kans op afslaan bestaat.
2. Wanneer het getrokken werktuig niet het volle motorvermogen vraagt, moet bij toenemende benodigde trekkracht de rijsnelheid zo mogelijk constant blijven. Dit kan voorkomen als het getrokken werktuig niet veel trekkracht vraagt en de aard van het verrichte werk een niet te hoge, nagenoeg constante, snelheid vereist.
3. Afhankelijk van het te verrichten werk moeten zowel een zeer lage snelheid (ca. 1 km/h-slagkegang) als een hoge transportsnelheid (ca. 20 km/h) kunnen worden bereikt, ongeacht de grootte van de gevraagde trekkracht.

4. De rijsnelheid moet tijdens het rijden naar keuze gemakkelijk van een lage op een hoge waarde kunnen worden gebracht en omgekeerd.
5. De voortbeweging moet gemakkelijk van vooruit op achteruit kunnen worden geschakeld.

B - Combinatie van trekkende en aandrijvende functie

1. Het toerental van de aftakas moet evenredig zijn met de rijsnelheid.
2. Het toerental van de aftakas moet constant blijven, onafhankelijk van de rijsnelheid.
3. Bij overbelasting van een door een trekker getrokken en aangedreven machine mag het toerental hiervan niet afnemen, maar de toevoer naar de machine moet worden verminderd of zonodig tijdelijk gestopt. Dit betekent, dat de rijsnelheid moet afnemen, zonodig tot nul, zonder dat het toerental van de aftakas mag afnemen. Dit wordt o.a. vereist bij een door de aftakas aangedreven, getrokken maaidorser.

Vergelijking tussen de Polak-Variator en de conventionele verdragingsbak in verband met de voornoemde eisen.

Alvorens hierop in te gaan, dienen eerst enige karakteristieken van de motor te worden behandeld (zie fig. 3 en 4). Tijdens het werk wordt een motor zodanig belast, dat het zogenaamde werkpunt op één der regelkrommen ligt. Wordt nog meer vermogen van de motor geleverd, dan volgt het punt deze regelkromme. Het toerental zakt hierbij heel weinig, terwijl het vermogen, dus ook het moment sterk toeneemt, totdat het maximum is bereikt. Dan volgt het punt de vollast-vermogenskromme. Hierbij zakt het toerental heel snel. Op een gegeven ogenblik is het beschikbare motormoment kleiner dan het gevraagde en de motor slaat af.

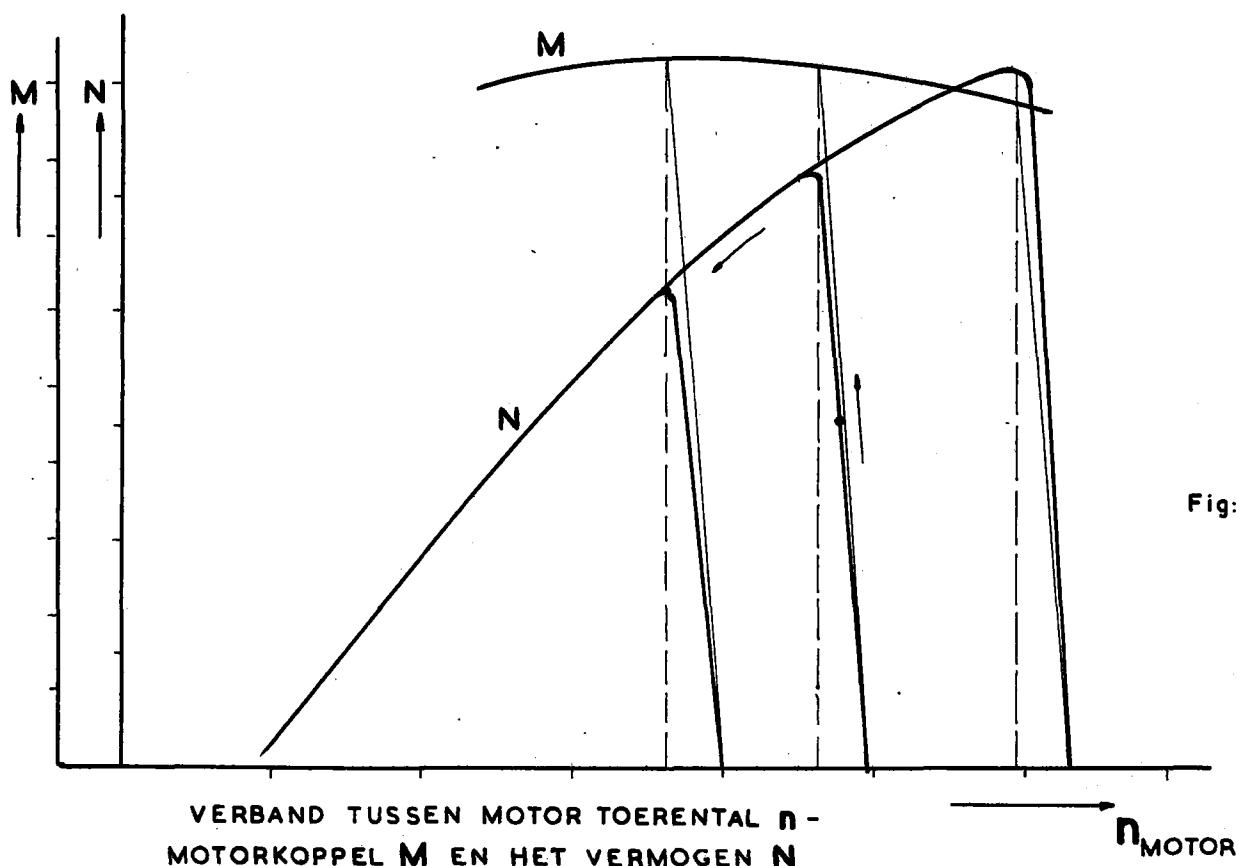


Fig: 3

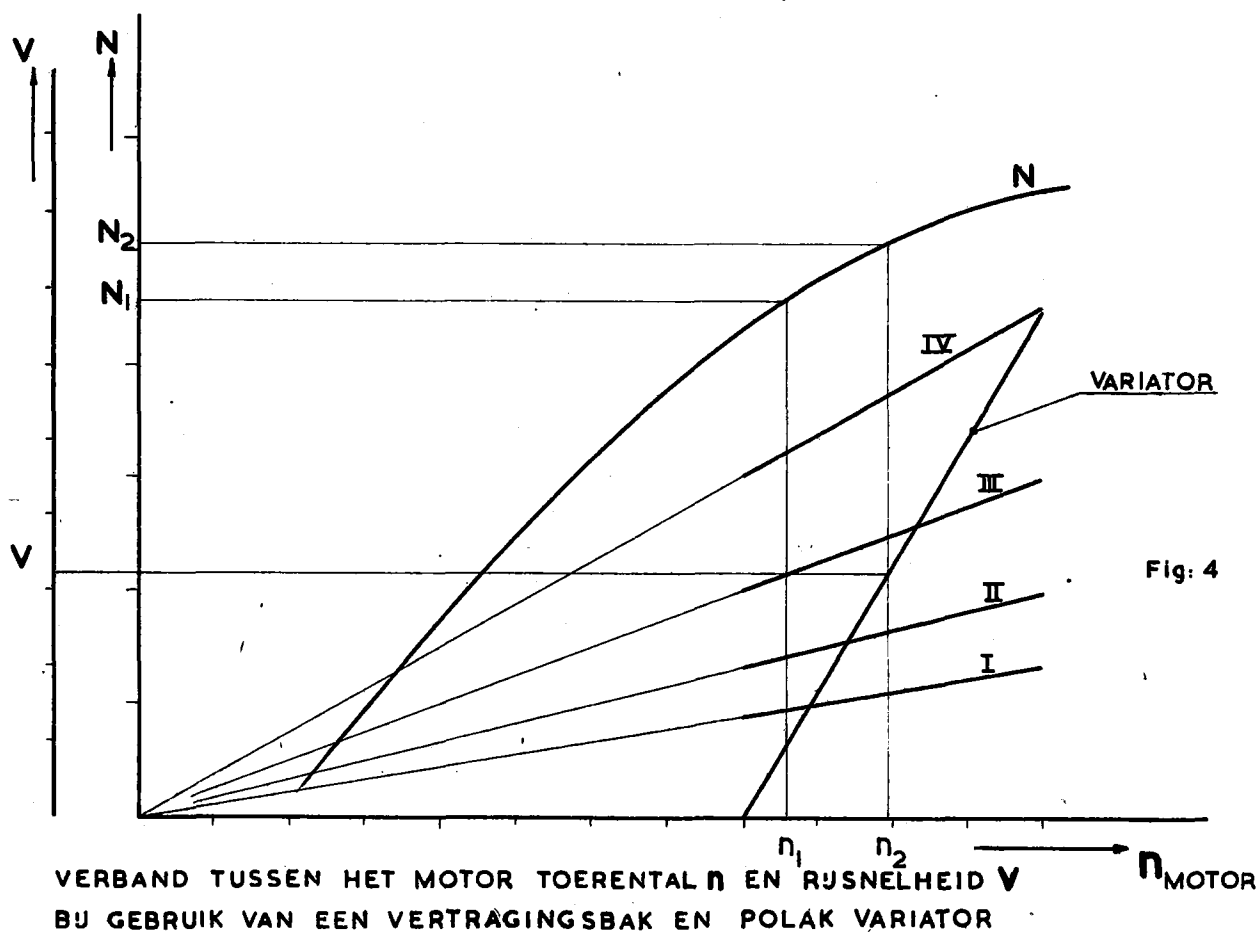


Fig: 4

A - Uitsluitend trekkende of duwende functie

1. Bij de conventionele verdragingsbak bestaat er een vaste overbrengingsverhouding tussen de motoras en de aangedreven as. Bij toenemende belasting, d.w.z. bij toenemend gevraagd moment, neemt het aan de motoras gevraagd moment recht evenredig daarmee toe. Omdat het toerental van de aangedreven as evenredig afneemt met dat van de motoras en het werkpunt dicht bij de vollastkromme ligt, kan dit bij toenemende belasting heel spoedig de vollastkromme bereiken.

Door ingrijpen van buitenaf, moet dan de overbrengingsverhouding gewijzigd worden. Hiermee wordt bereikt, dat het toerental van de aangedreven as veel sterker afneemt dan het motortoerental, opdat het werkpunt de vollastkromme niet zo gauw bereikt. Dit is nodig om afslaan of overbelasting van de motor te voorkomen.

Bij de Polak-Variator neemt de overbrengingsverhouding automatisch af, bij afnemend motortoerental. Wordt nu aan de aangedreven as een groter moment gevraagd, dan zal tengevolge van de afname van het motortoerental de overbrengingsverhouding automatisch afnemen. Bij een juiste afstelling van de variator kan de afname van de overbrengingsverhouding zo groot zijn, dat ondanks de toename van het gevraagde moment de toename van het gevraagde vermogen d.w.z. het gevraagde motormoment zeer gering is. Kans op overbelasting van de motor of afslaan hiervan is dus praktisch uitgesloten.

2. In dit geval ligt het werkpunt niet zo dicht bij de vollastkromme.

Bij de conventionele verdragingsbak zal het motortoerental weinig zakken, omdat bij inschakeling van de juiste overbrengingsverhouding het werkpunt de vollastkromme niet spoedig zal bereiken. De rijsnelheid neemt hierbij niet noemenswaardig af. Bij de Polak-variator daarentegen zal, zoals in A₁ vermeld, de rijsnelheid veel afnemen, wat in dit geval juist niet gewenst is.

3. Zou een conventionele verdragingsbak slechts één trap hebben, dan zou een bepaalde rijsnelheid slechts kunnen worden bereikt door regeling van het motortoerental. Voor zeer lage rijsnelheden zou de motor dan zeer langzaam moeten draaien. Zou bij een dergelijke lage rijsnelheid veel vermogen worden gevraagd, dan zou de motor dit, vanwege het lage motortoerental, niet kunnen leveren.

Door meerdere snelheidstrappen toe te passen, kan men bij een bepaalde belasting en rijsnelheid die trap kiezen, waarbij het motortoerental in het gunstige gebied ligt:

Tussen twee trappen moet de rijsnelheid echter toch worden geregeld met behulp van het motortoerental. De tegenwoordige trekkers hebben in verband met de grote verhouding tussen de gevraagde hoge en lage snelheden, verdragingsbakken met vele trappen.

Wanneer de Polak-Variator in plaats van een conventionele verdragingsbak tussen de motor en het voortbewegingsmechanisme van een trekker wordt ingebouwd en deze zodanig is ingesteld, dat hij kan werken in het gunstige toereengebied van de motor, dan kan het volgende hiervan worden verwacht:

Door de traploze regeling van de variator kan elke gewenste rijsnelheid tussen nul en max. worden bereikt, terwijl het motortoerental daarbij in het gunstige gebied ligt.

Daar de overbrengingsverhouding van de variator echter door het toerental van de ingaande as wordt geregeld, treden de onderstaande bezwaren op:

- bij een gewenste hoge rijsnelheid is een hoog motortoerental nodig om de gevraagde grote overbrengingsverhouding te verkrijgen. Wordt bij deze hoge rijsnelheid weinig vermogen gevraagd, dan zal de motor op hoge toeren sterk onderbelast draaien, hetgeen een ongunstige invloed zal hebben op de levensduur ervan.
- het hoge toerental van de ingaande as brengt met zich mee grote centrifugaalkrachten van de rollen. Dit geeft veel hogere contactdrukken tussen de rollen en de ringen van de variator, dan nodig is om de vereiste wrijvingskrachten teweeg te brengen. Deze zeer hoge contactdrukken hebben een ongunstige invloed op de slijtage der loopvlakken.

4. Bij gebruik van een conventionele verdragingsbak moet men bij gewenste snelheidsverandering van de ene trap op een andere overschakelen. Hoe groter het aantal trappen, hoe eerder dit moet gebeuren. Alvorens te kunnen schakelen, moet eerst worden ontkoppeld. Tijdens dit ontkoppelen is er geen contact tussen de motor en de voortbewegingsorganen.

De rijsnelheid zakt. Het motortoerental moet worden aangepast en dan kan geschakeld worden. Is de rijsnelheid teveel gezakt, dan bestaat de kans dat de motor het voor de acceleratie benodigde moment niet kan leveren en afslaat. Grote vaardigheid en inspanning van de bestuurder zijn daarom vereist.

De laatste tijd zijn enkele trekkers verschenen, met mechanismen die dit euvel moeten verhelpen o.a. de zgn. "Agriomatic" en de "Torque Amplifier". De werking dezer mechanismen berust op inschakeling van reeds met elkaar in ingrijping zijnde tandwielen door middel van een wrijvingskoppeling.

Bij gebruik van de Polak-Variator heeft men alleen het motortoerental te variëren om de overbrengingsverhouding te veranderen en daarmee de rijsnelheid. Dit kan zonder verdere handelingen onder het rijden geschieden.

5. Zowel bij gebruik van de conventionele verdragingsbak als de Polak-Variator moet worden geschakeld. Men kan bij de Polak-Variator het schakelen elimineren, indien deze als volgt is ingesteld: Wanneer de ringen (5) en (6) nog tegen elkaar aanliggen, moeten de volgende verhoudingen bestaan:

$$R_1 = R_2 - z \quad \text{dus } R_1 < R_2$$

$$r_2 = r_1 + z \quad \text{dus } r_2 > r_1$$

waarin $z = -x$

de overbrengingsverhouding is hierbij:

$$i = 1 - \frac{(R_2 - z)(r_1 + z)}{R_2 r_1} = \frac{z^2 - \varphi z}{R_2 r_1}$$

nu is $\varphi z > z^2$ dus $i < 0$

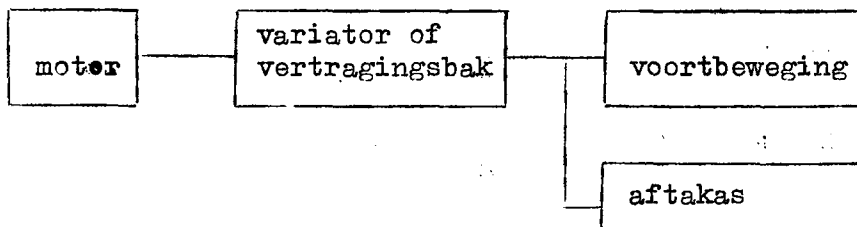
De uitgaande as(9) draait dan tegengesteld aan de ingaande as(1). Neemt n_1 toe, dan worden de ringen(5) en (6) door de toenemende centrifugaalkracht uit elkaar gedrukt tot bij een bepaald ingaand toerental $z = 0$ en dus de nulstand is bereikt. Neemt n_1 nog meer toe, dan wordt $z < 0$ en is danin de vergelijking te vervangen door $-x$, waarbij de vergelijking (2) wordt verkregen.

Door het motortoerental te laten zakken, kan men de overbrengingsverhouding dus negatief maken, d.w.z. op achteruit rijden overgaan. Deze afstelling heeft echter de volgende praktische bezwaren:

- bij afnemend motortoerental neemt de rijsnelheid in achteruit toe.
- bij overbelasting zal door de afname van het motortoerental de trekker van vooruit op achteruit overgaan!

B - Combinatie van trekkende en aandrijvende functie

1. Zowel bij de Polak-variator als bij de conventionele verdragingsbak, wordt aan deze eis voldaan door de aftakking naar de aftakas achter het overbrengingsmechanisme te plaatsen, zoals in onderstaand blokschema is aangegeven.

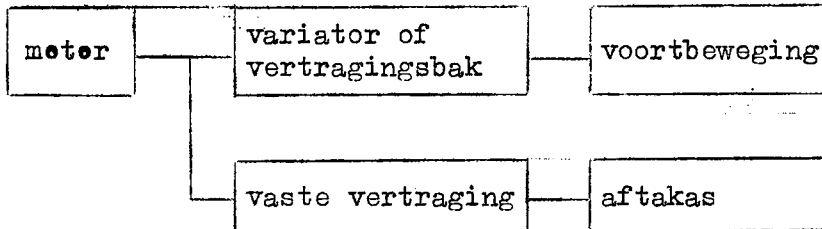


2. Aan deze eis kan zowel door de Polak-variator als door de conventionele verdragingsbak niet volledig worden voldaan. Bij de conventionele verdragingsbak is, tussen twee trappen, de rijsnelheid recht evenredig met het motortoerental en daar het aftakas-toerental ook recht evenredig is met het motortoerental, zal het aftakas-toerental bij elke ingestelde vertraging recht evenredig variëren met de rijsnelheid. Deze variatie is echter minder sterk dan in geval B₁.

Bij de variator wordt de overbrenging juist door het motortoerental geregeld, zodat het motortoerental zich wijzigen moet om een andere rijsnelheid te bereiken.

Dus het aftakas-toerental zal met de rijsnelheid variëren. De variatie is echter minder sterk als zich bij een conventionele verdragingsbak voordoet.

Het blokschema is voor beide als onderstaand:



3. Aansluitend op B₂ kan worden gezegd, dat de conventionele verdragingsbak aan deze eis niet voldoet. Immers bij toenemende belasting aan de aftakas zal het motortoerental een weinig zakken, dus ook de rijsnelheid. Anders is het gesteld met de variator. Bij afnemend toerental van de ingaande as zakt immers de overbrengingsverhouding ook. De rijsnelheid zal dus veel sterker afnemen. Het aftakas-toerental blijft weliswaar niet constant, maar een kleine variatie daarvan is reeds voldoende om de rijsnelheid sterk te laten variëren.

Beproeving van de Polak-variator

Ten einde na te gaan of de theoretisch afgeleide eigenschappen van de Polak-variator juist zijn, is een dergelijke variator in zijn eenvoudigste vorm ontworpen en beproefd. Naar perfectionering van de variator werd niet gestreefd. Er zijn twee uitvoeringen beproefd.

Eerste uitvoering (Type 1)

Het eerste ontwerp werd gemaakt volgens aanwijzingen van ir. M.W. Polak. Waar dit constructief en beproevingstechnisch nodig was, werd hiervan afgeweken. Voor de beschrijving van dit eerste ontwerp zie pag. 2 en fig. 1, foto A en B.

De gekozen maten waren: $R_2 = 112 \text{ mm}$; $r_1 = 40 \text{ mm}$
 $x_{\max} = 12 \text{ mm}$, waarbij hoort een maximale overbrengingsverhouding
 $i_{\max} = \frac{9}{40}$

Er kunnen 6, 12 of 24 veren per ringstel worden gebruikt. Bij gebruik van 24 veren per ringstel is aangenomen, dat de voorspanning daarvan wordt overwonnen bij $n_1 = 1500/\text{min.}$ en de $x_{\max}$ wordt bereikt bij $n_1 = 1550/\text{min.}$

Bij gebruik van 6 veren per ringstel zijn deze waarden respectievelijk 750/min. en 825/min. De, tijdens het ontwerpen met behulp van volumetrische berekening geschatte, massa der rollen is $m = 0,95$. De benodigde veer heeft de volgende maten:

- veerdiameter $D = 19 \text{ mm}$
- draaddikte $d = 2,5 \text{ mm}$
- aantal windingen $= 19$
- veerconstante per uur $c_v = 0,3 \text{ kg/min.}$
- lengte in onbelaste toestand $l_0 = 130 \text{ mm}$

De benodigde veerconstante per veer c_v is te vinden uit de vergelijking

$$c_v = \frac{m \cdot \omega_1^2 \{ u^2 \chi + (u^2 - 1) \phi \}}{p^2 \cdot k \cdot \chi \cdot \tan^2 \alpha}$$

(6)

waarin:

ω_i = hoeksnelheid waarbij de $C = S$
 m = massa der rollen
 $u = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$
 $X = x_{\max}$
 k = aantal veren
 α = basishoek van de kegel
 p = aantal contactpunten per schijfpakket

De benodigde voorspanning per veer

$$P_v = \frac{s}{48} = \frac{S}{96} = \frac{0.01 \cdot m \cdot \omega_i^2}{96} = 17,7 \text{ kg}$$

De hierbij behorende indrukking $f_i = 59 \text{ mm}$

De maximale veerdruk per veer $P_m = P_v + 2 \cdot y \cdot C_v = 24,9 \text{ kg}$
 met een maximale indrukking $f_m = 83 \text{ mm}$.

Uitvoering van de proef

De opstelling (foto C)

De variator is opgesteld op één aanwezige brandstofpomp x testbank. Het toerental hiervan is traploos regelbaar. Deze regeling geschiedt met behulp van een V-snaar Flender-variator, die door een electromotor wordt aangedreven. De trommel(2) is door een aanslag tegen draaien geborgd.

Voor de eerste proef werd, mede uit veiligheidsoverwegingen, de variator voorzien van zes veren per ringstel.

Waarnemingen

Het verband tussen n_i en n_v werd gemeten. Dit werd gedaan zowel bij oplopende als bij afnemende waarden van n_i . De resultaten zijn in bijgaande tabel en fig. 5, weergegeven. Hierin is tevens het theoretisch berekende verband weergegeven tussen n_i en n_u .

n_i	n_u	M_u	N_u	i	n_i	n_u	M_u	N_u	i
871	63	0	0	0,072	989	104	0	0	0,116
871	62	60	0,05	0,071	893	98	120	0,16	0,110
870	60	120	0,10	0,069	892	95	157	0,21	0,106
868	58	180	0,15	0,067	891	92	210	0,27	0,103
869	57	232	0,19	0,066	888	88	262	0,32	0,099
868	55	277	0,21	0,064	884	83	345	0,40	0,094
866	52	345	0,25	0,060	881	77	495	0,53	0,088
868	50	397	0,28	0,058	878	68	540	0,51	0,078
868	45	480	0,31	0,052	877	66	585	0,54	0,075
866	42	555	0,33	0,048	879	62	607	0,53	0,071
866	39	585	0,32	0,045	879	56	637	0,50	0,064
865	36	615	0,31	0,040	878	44	645	0,39	0,050
865	30	645	0,27	0,035	877	31	660	0,28	0,035
865	22	660	0,21	0,025					

n_i	n_u	M_u	N_u	i	n_i	n_u	M_u	N_u	i
948	165	0	0	0,174	992	268	0	0	0,270
941	157	120	0,26	0,167	980	258	135	0,49	0,263
940	152	172	0,37	0,162	979	251	180	0,63	0,256
936	148	232	0,48	0,158	977	221	255	0,79	0,226
931	142	292	0,58	0,152	971	212	315	0,93	0,218
929	136	360	0,69	0,146	965	204	375	1,04	0,211
927	127	420	0,74	0,137	959	197	435	1,20	0,204
924	118	480	0,79	0,128	955	191	495	1,33	0,199
921	110	525	0,81	0,119	942	177	585	1,45	0,187
918	90	585	0,74	0,098	943	168	637	1,50	0,178
918	77	615	0,66	0,084	944	154	667	1,44	0,163

M_u in cm/kg

N_u in pk

$$i = \frac{n_u}{n_i}$$

VARIATOR

Type I

VERBAND TUSSEN n_1 EN n_2
AANTAL VEREN PER RINGSTEL: 6
 $m = 0.87 \text{ kg}$

Fig. 5

200

n_2

BEREKEND

150

GEMETEN

100

50

780

800

850

900

n_1

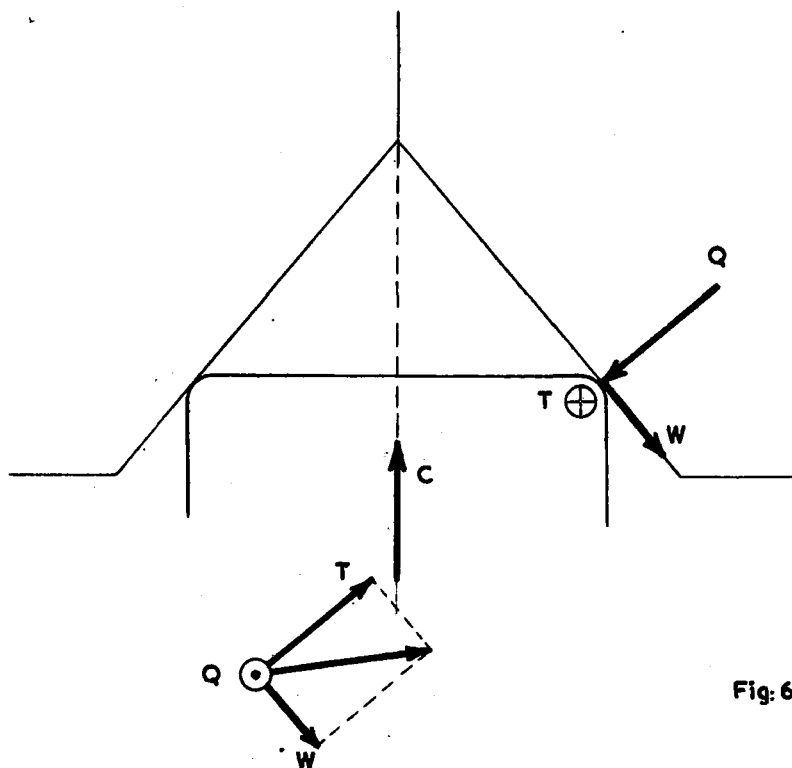


Fig: 6

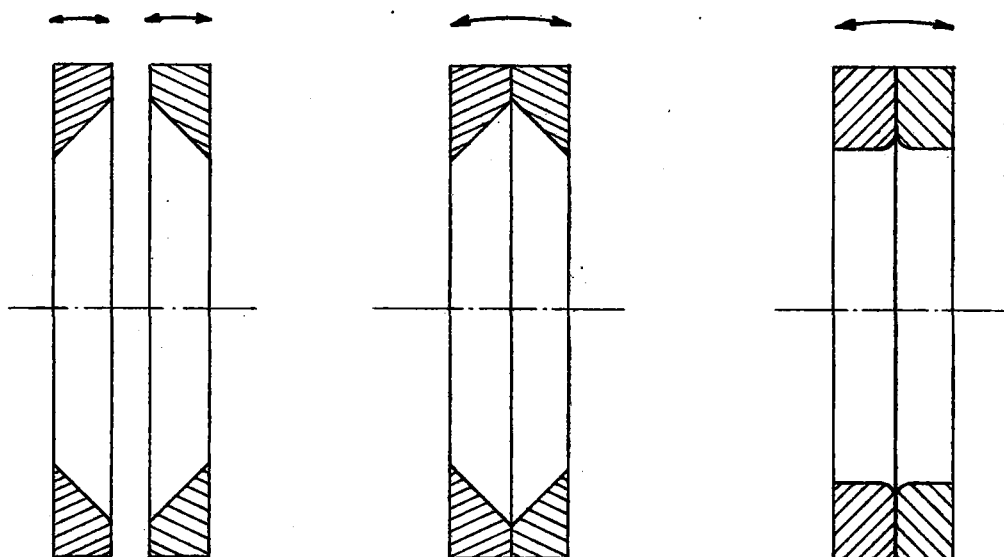


Fig: 7

Uit de grafieken blijkt, dat de variator pas bij $n_i = 810$ begint te werken, in plaats van bij het berekende toerental $n_i = 750$. Dit kan verschillende oorzaken hebben:

- de massa $m < 0,95$. De in de berekeningen gebruikte waarde van de massa m is een, tijdens het ontwerpen volumetrisch berekende waarde. Wegingen achteraf toonden, dat $m = 0,87$. Hierbij zou de variator theoretisch beginnen bij $n_i = 784$.
- de werkelijke voorspanning was groter dan de berekende. Afwijkingen die onvermijdelijk bij de fabricage voorkomen, kunnen de oorzaak hiervan zijn.
- behalve de voorspanning moeten ook wrijvingskrachten worden overwonnen. Deze bij de berekening verwaarloosde krachten zijn:

de axiaal werkende wrijvingskrachten tussen de ringen en de trommels.

wrijving tussen de ringen en de spieën. Wanneer de uitgaande as onbelast is, zullen de krachten klein zijn. Is de uitgaande as wel belast, dan is deze wrijvingskracht bij benadering $\frac{\mu_s \cdot M_u}{R_u}$

waarin

μ_s = wrijvingscoëfficiënt tussen de ringen en de spieën.

M_u = gevraagd moment.

R_u = afstand van de spieën tot de as(1).

wrijving tussen de ringen en de rollen (fig. 6). Wanneer een rol de ringen van elkaar wil drukken, moet hij een radiale beweging maken. Deze wordt ook tegengewerkt door de wrijvingskracht W . Verder werkt er op het contactpunt ook een tangentiële kracht T , die wordt teweeggebracht door het aan de uitgaande as gevraagde moment. Slip zal optreden wanneer

$$T^2 + W^2 \geq (\mu_r Q)^2$$

waarin μ_r wrijvingscoëfficiënt tussen de rol en de ringen.

Hoe kleiner T , des te groter wordt W . De benodigde centrifugaalkracht C moet dan extra groot zijn om de ringen van elkaar te drukken, hetgeen betekent dat n_i groter moet zijn. Bij de uitgevoerde proef was de uitgaande as(9) onbelast, zodat T nagenoeg nul was.

Na de proef met zes veren per ringstel werd een proef verricht met 12 veren per ringstel. Reeds in het begin begon het toerental van de uitgaande as onregelmatigheden te vertonen en ten slotte weigerde de variator. De werkelijke oorzaak hiervan is nog niet gevonden. De vermoedelijke oorzaken zijn:

- vastklemmen van de ringen in de trommel. Wanneer door een fabrikage- of montagefout de hartlijnen van de linker- en rechter ringstellen niet in elkaars verlengde liggen, maar een hoek met elkaar maken, worden bij hoge toerentallen door de zelfinstellende neiging der rollen, de ringen zodanig bewogen, dat hun hartlijnen in elkaars verlengde komen te liggen. Het gevolg hiervan is, dat de ringen t.o.v. de trommel gaan schranken en zich hierin vastklemmen.
- één der drie spieën(12) draagt de ringen niet. Door het ontbreken van wrijvingskrachten tussen deze spie en de ringen, zullen deze daar gemakkelijker, dus eerder, uit elkaar worden gedrukt. Het gevolg is schranken van de ringen t.o.v. de trommel en dus vastklemmen. Omdat de uitgaande as onbelast was en de wrijvingskrachten dus zeer klein moeten zijn, lijkt dit niet waarschijnlijk.
- indien er teveel speling tussen de ringen en de spieën is, kunnen de ringen ten opzichte van elkaar draaien. Hierdoor worden de veerpennen geklemd. Dit belemmert het vrij van elkaar gaan der ringen. Opboren dezer pengaten hielp inderdaad, hoewel daarmee niet veel verbetering in de werking van de variator werd bereikt.
- de onderlinge afstand van de pengaten is nooit precies gelijk te maken. De totale fout dezer afstanden kan de nodige speling tussen de pennen en de gaten opheffen, waardoor de pennen gaan vastzitten. Hoe groter het aantal pennen, des te groter is de kans dat bovengenoemd geval zich voordoet. Dit vermoedende, werd het aantal veren weer op zes teruggebracht, maar ook daarna functioneerde de variator niet.

Zeer opvallend was, dat na slechts ca. 10 uren te hebben gedraaid de rollen en ringen een merkwaardig slijtageverschijnsel vertoonden. Op foto I is te zien, dat op het roloppervlak in tangentiële zin een golving is ontstaan. Opgemerkt zij, dat als materiaal voor de rollen en ringen inzetstaal is gebruikt. Na de verspanende bewerking zijn deze delen ingezet en gehard met een inzetdiepte van 1,5 tot 3 mm. De hardheid van het oppervlak varieerde van 50 tot 60 R_c.

Bij de pogingen om de variator weer op gang te krijgen, werd het volgende door het kijkgat(21) waargenomen:

De ringen en de veerpennen trilden heftig.

De trilling der ringen is te ontleden in twee bewegingen(zie fig.7)

- een beweging van de ringhelften t.o.v. elkaar
- een beweging van het ringpakket als geheel

De eerstgenoemde beweging gaf de indruk alsof de rollen niet continu met de loopvlakken der ringen in contact waren, maar periodiek er vanaf sprongen. Indien dit inderdaad het geval was, dan moet de amplitude dezer trilling zeer klein zijn geweest. Pogingen om met behulp van een stroboscoop dit verschijnsel waar te nemen, zijn niet gelukt. Wel is het gelukt de rol in een ogenschijnlijke stilstand te krijgen, maar de trillingen zijn niet waargenomen.

De tweede beweging is heel gemakkelijk waar te nemen door de variator zeer langzaam te laten draaien. De oorzaak dezer beweging is bekend en is als volgt te verklaren:

Tengevolge van onvermijdelijke fabricage-fouten zijn de maten der drie rollen onderling niet 100% gelijk. Hierdoor zijn de axiale afstanden van de raakpunten der rollen met de ringen niet gelijk. Zijn deze afstanden respectievelijk a_1 , a_2 en a_3 , dan is $a_1 \neq a_2 \neq a_3$. De afstand der ringpakketten onderling op een bepaalde lijn varieert dus met een amplitude, die gelijk is aan het verschil tussen de grootste waarde van a en de kleinste.

Tweede uitvoering (type II)

Nadat alle pogingen om de variator, type I bevredigend te doen werken tevergeefs bleken, werd besloten om een tweede type te maken. In verband met de bij type I vermoede fouten werden alleen de ringen met bijbehorende veren en de rollen gewijzigd. Verder werd gebruik gemaakt van de onderdelen van type I.

Beschrijving van type II (fig. 8, foto E,F,G,H)

De pennen(11) van type I zijn vervangen door meervoudige spieassen(15). Deze zijn in de armen(19) gelagerd door middel van de kogellagers(18). Op de assen(15) kunnen konische schijven(13) en cilindrische schijven(17) axiaal vrij bewegen. De schijven(13) en (15) zijn geklemd tussen cilindrische, respectievelijk konische ringen(16). De veren(20) zorgen ervoor, dat de schijven altijd, ook bij stilstand, in de door de ringen gevormde goot worden gedrukt.

De basishoek α van de konus is veel kleiner genomen dan de door ir. Polak voor type I gekozen hoek. Dit is gedaan om de volgende redenen:

- de rollen kunnen worden vervangen door veel dunnere schijven.
- de massa van deze schijven is klein en daarmee samenhangend de centrifugaalkracht.
- in verband met het voornoemde zal de variator bij gelijke voorspanning der veren pas bij hogere toeren van de ingaande as gaan werken. Dit wordt ten dele teniet gedaan doordat, tengevolge van de kleine hoek α de axiaal ontbondene der centrifugaalkracht relatief veel groter is geworden.
- omdat de schijven en de ringen dun zijn, kunnen meerdere schijven en ringen per ringstel worden toegepast. Hiermee wordt bereikt, dat met een zelfde contactdruk per contactpunt, een groter moment kan worden overgebracht. Men kan bij deze uitvoering spreken van een schijvenpakket en een ringenpakket.
- door de kleine hoek α is de axiale verplaatsing der ringen ten opzichte van elkaar veel kleiner geworden. Hierdoor kunnen stijvere compactere veren worden toegepast.

DOORSNEDE TEKENING

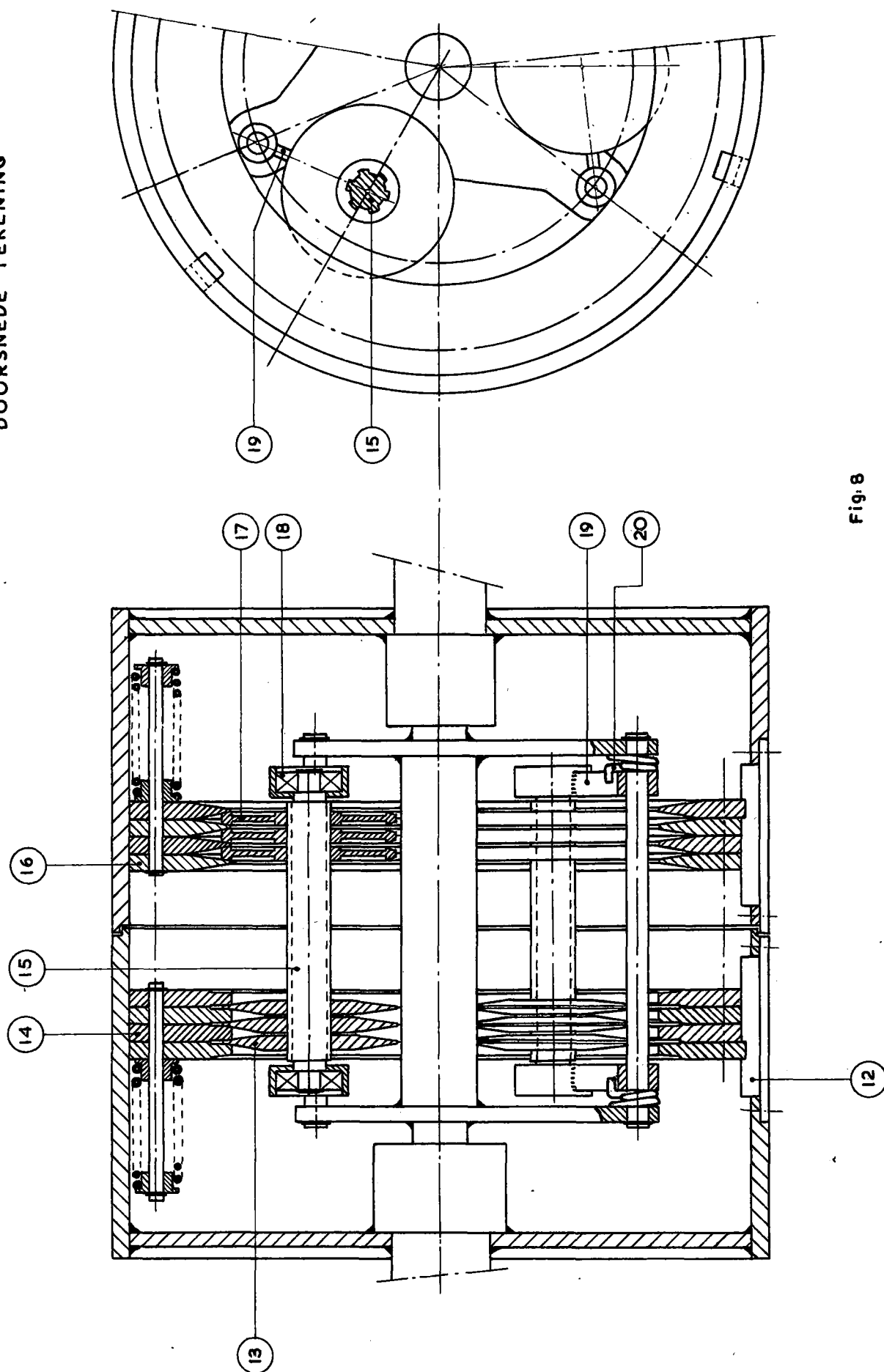


Fig. 8

De gekozen maten zijn: $R_2 = 97,5$ mm; $r_1 = 37,5$ mm en $x_{\max} = 15$ mm. Hierbij hoort een maximale overbrengingsverhouding $i_{\max} = \frac{4}{13}$

Per ringpakket worden 6 veren gebruikt met de volgende afmetingen:

- veerdiameter $D = 18$ mm
- draaddikte $d = 3$ mm
- aantal windingen $= 10,5$
- veerconstante $c_v = 1,33$ kg/min.
- lengte in onbelaste toestand $l_0 = 72$ mm

De door de verenfabriek afgeleverde veren hadden een lengte in onbelaste toestand $l_0 = 70,5$ mm. Hierdoor is de indrukking bij de voorspanning $f_v = 13,5$, terwijl het in de bedoeling lag $f_v = 15$ mm te maken. De massa m der schijven plus assen is door weging bepaald. Deze bedraagt $m = 0,46$. Het volgens berekening gevonden toerental n_i waarbij de voorspanning wordt overwonnen is $n_{i\min.} = 778/\text{min.}$, terwijl de $n_{i\max} = 966$. Deze waarden zijn gevonden met behulp van de vergelijking

$$n_i^2 = \frac{3600 \cdot p \cdot k \cdot f \cdot c_v \cdot \tan \alpha}{4 \pi^2 (\varphi + x)m} \quad (7)$$

voor $n_{i\min.}$ is $f = f_v$ $x = 0$ waarin f_v = de voor-indrukking van de veer.
 voor $n_{i\max}$ is $f = f_t$ $x = X$ " f_t = de totale indrukking van de veer

Beproeving:

Opstelling (zie foto D)

De variator werd opgesteld op een brandstofpomp - testbank. Het toerental van de testbank is traploos regelbaar. De trommel(2) werd tegen draaiing geborgd door middel van een riem B, die aan een unster(U_3) was verbonden. De op de unster(U_3) af te lezen waarde was de op trommel(2) werkende omtrekskracht. De uitgaande as, tevens trommel(9) werd afgeremd door een riem L, die aan twee unsters(U_1) en (U_2) was verbonden. De op de trommel(9) werkende omtrekskracht is $U_2 - U_1$. Met behulp van de schroeven S kon de riemspanning van de riem L worden geregeld.

Waarnemingen

De loopeigenschappen

Type II liep veel rustiger en maakte veel minder lawaai dan type I. De ringen schommelden en trilden niet zo heftig als bij type I.

Het verband tussen het n_i en n_u

De metingen werden verricht, zonder dat de variator was belast. De resultaten zijn weergegeven in fig. 9. Ook hier blijken de gemeten waarden af te wijken van de berekende.

Het verband tussen het M_u en toerental n_u

De grootte van het uitgaande moment $M_u = R_u (U_2 - U_1)$

Hierin is:

R_u = de werkstraal van de omtrekskracht

U_2 = de op de unster (U_2) afgelezen waarde

U_1 = de op de unster (U_1) afgelezen waarde

De metingen werden als volgt uitgevoerd. Bij een bepaalde waarde van n_i werd de n_u afgelezen, terwijl de belasting op de as (9) trapsgewijze werd opgevoerd, totdat uit de afgelezen waarde van n_u duidelijk bleek, dat er in de variator slip optrad. Hierbij bleek de n_i ook af te nemen. In fig. 10 zijn uitgezet:

- het verband tussen M_u en n_i
- het verband tussen M_u en n_u
- het verband tussen M_u en i

De waarden van i werden verkregen door de gemeten waarden van n_i op de daarbij behorende n_u te delen.

Een andere meting werd verricht, waarbij ervoor werd gezorgd, dat n_i constant bleef bij toenemende M_u . Dit werd bereikt door eerst M_u op te voeren en dan de n_i bij te regelen op de oorspronkelijke waarde. De gevonden resultaten zijn in fig. 11 weergegeven.

VARIATOR

Type: II

η

VERBAND TUSSEN n_1 EN n_2
AANTAL VEREN PER RINGPAKKET: 6

300

250

200

150

100

50

BEREKEND

GEMETEN

Fig. 9

800

900

1000

n_1

Het rendement η

Het rendement η is te vinden uit de vergelijking

$$\eta = \frac{n_u}{n_i} \cdot \frac{U_2 - U_1}{U_2 - U_1 - U_3} \quad (8)$$

Tengevolge van trillingen in de variator schommelde de waarde U_3 zeer sterk. Deze waarde-variantie was groter dan de waarde $U_2 - U_1 - U_3$, zodat een gebruik van de afgelezen U_3 niet verantwoord leek. De oorzaak en de aard der trillingen waren niet bekend, waardoor de mogelijkheid tot het wegwerken dezer trillingen niet aanwezig was. Daarom werd van een verdere rendementsbepaling afgezien.

Beoordeling der resultaten

De loopeigenschappen

De rustiger loop van type II ten opzichte van type I kan de volgende oorzaken hebben:

- het waggelen (zie pag. 17) kan bij type II niet optreden, omdat de schijven axiaal vrij langs de as(15) kunnen bewegen, terwijl één der ringen axiaal is geborgd. Dit geschiedt door de spiegleuf in deze ring minder diep te maken dan in de andere ringen (zie foto G) en in de spie een uitsparing te maken.
- het gebruikte materiaal voor de schijven en ringen is ongehard mangaan-metaal dat door koude vervorming zelfhardend is. Doordat alleen de loopvlakken hard zijn en de rest van de rollen en schijven zacht, treedt vermoedelijk een zekere geluidsdemping op.

Het verband tussen n_i en n_u

Hoewel de gemeten waarden afwijken van de berekende vertoont de gemeten curve toch eenzelfde verloop als de berekende. Waarschijnlijk hebben de op pag. 15 vermelde wrijvingskrachten geen noemenswaardige invloed op het verloop van de curve, maar wel op de plaats ervan in het diagram.

Het verband tussen M_u en n_u en n_i

De afname van n_i bij toenemende belasting zou kunnen zijn veroorzaakt door slip der V-snaren van de Flender-variator en door een afname van het toerental van de electromotor. De electromotor levert bij vollast 4 tot 5 pk, waarbij het toerental 4% tot 5% afneemt. Daar wordt geschat dat het van deze motor gevraagde vermogen ca. 2 tot 2,5 pk is, zou de afname van n_i slechts 2% bedragen, indien de snaren niet slippen.

Bij bovenvermeld gevraagd vermogen was de afname van n_i echter ca. 5%, zodat mag worden aangenomen, dat de resterende 3% toerenafname werd veroorzaakt door slip der V-snaren.

Uit fig. 10 is op het eerste gezicht te zien, dat de variator zich gedraagt volgens de verwachtingen. Ten einde na te gaan in hoeverre dit waar is, werd daarom de proef waarbij n_i constant werd gehouden, bij toenemende belasting genomen,

VARIATOR

Type: II

LANDBOUWHOGESCHOOL

AFD. WERKTUIGKUNDE

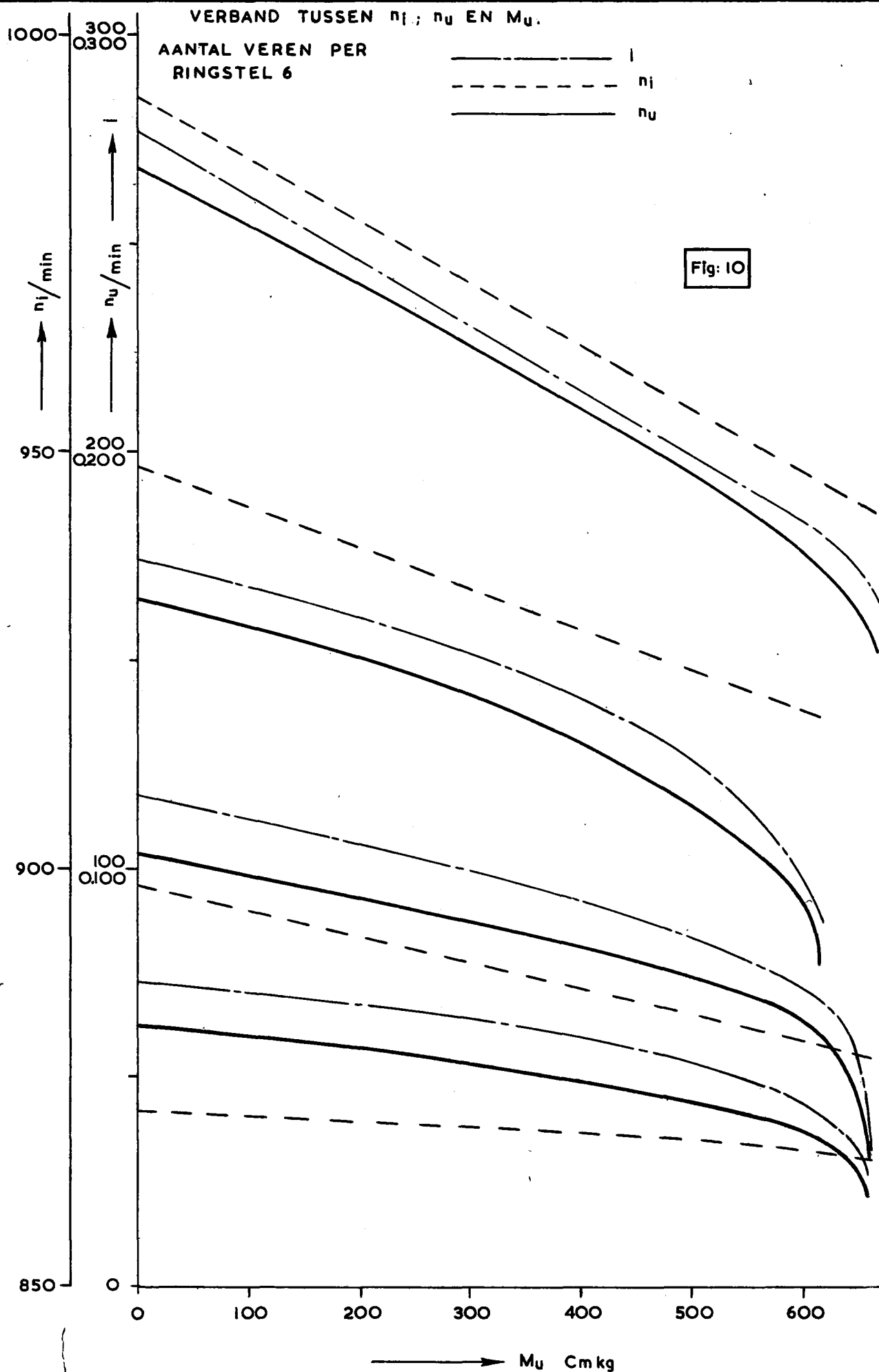


Fig. 11

VERBAND TUSSEN
 N_v EN M_v BIJ
 CONSTANT GEHOUDEN N_h

M_v / cm.kg

1

0.8

0.6

0.4

0.2

0

0

100

200

300

400

500

600

700

800

900

1000

1100

1200

1300

1400

1500

1600

1700

1800

1900

2000

2100

2200

2300

2400

2500

2600

2700

2800

2900

3000

3100

3200

3300

3400

3500

3600

3700

3800

3900

4000

4100

4200

4300

4400

4500

4600

4700

4800

4900

5000

5100

5200

5300

5400

5500

5600

5700

5800

5900

6000

6100

6200

6300

6400

6500

6600

6700

6800

6900

7000

7100

7200

7300

7400

7500

7600

7700

7800

7900

8000

8100

8200

8300

8400

8500

8600

8700

8800

8900

9000

9100

9200

9300

9400

9500

9600

9700

9800

9900

10000

10100

10200

10300

10400

10500

10600

10700

10800

10900

11000

11100

11200

11300

11400

11500

11600

11700

11800

11900

12000

12100

12200

12300

12400

12500

12600

12700

12800

12900

13000

13100

13200

13300

13400

13500

13600

13700

13800

13900

14000

14100

14200

14300

14400

14500

14600

14700

14800

14900

15000

15100

15200

15300

15400

15500

15600

15700

15800

15900

16000

16100

16200

16300

16400

16500

16600

16700

16800

16900

17000

17100

17200

17300

17400

17500

17600

17700

17800

17900

18000

18100

18200

18300

18400

18500

18600

18700

18800

18900

19000

19100

19200

19300

19400

19500

19600

19700

19800

19900

20000

20100

20200

20300

20400

20500

20600

20700

20800

20900

21000

21100

21200

21300

21400

21500

21600

21700

21800

21900

22000

22100

22200

22300

22400

22500

22600

22700

22800

22900

23000

23100

23200

23300

23400

23500

23600

23700

23800

23900

24000

24100

24200

24300

24400

24500

24600

24700

24800

24900

25000

25100

25200

25300

25400

25500

25600

25700

25800

25900

26000

26100

26200

26300

26400

26500

26600

26700

26800

26900

27000

27100

27200

27300

27400

27500

27600

27700

27800

27900

28000

28100

28200

28300

28400

28500

28600

28700

28800

28900

29000

29100

29200

29300

29400

29500

29600

29700

29800

29900

30000

30100

30200

30300

30400

30500

30600

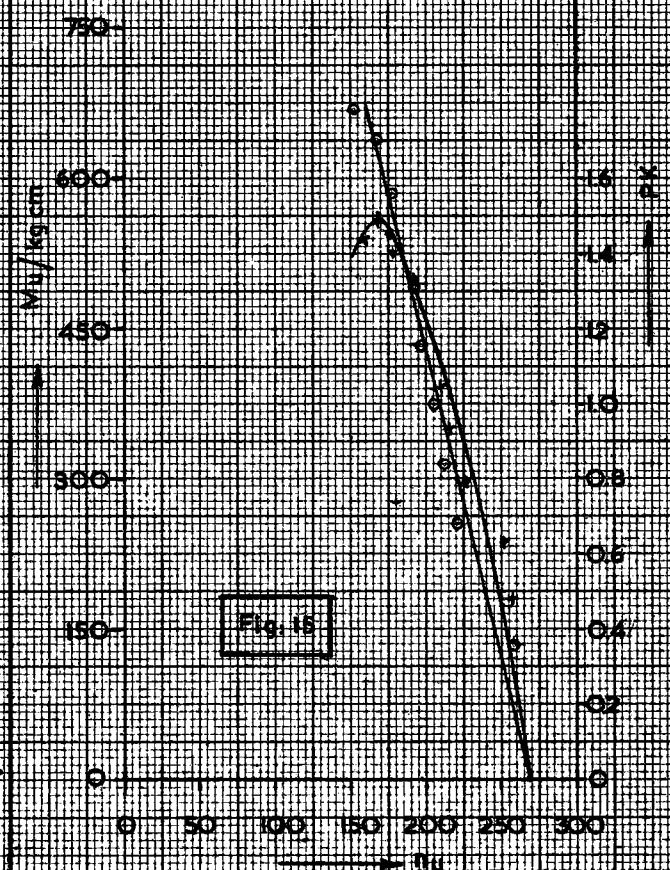
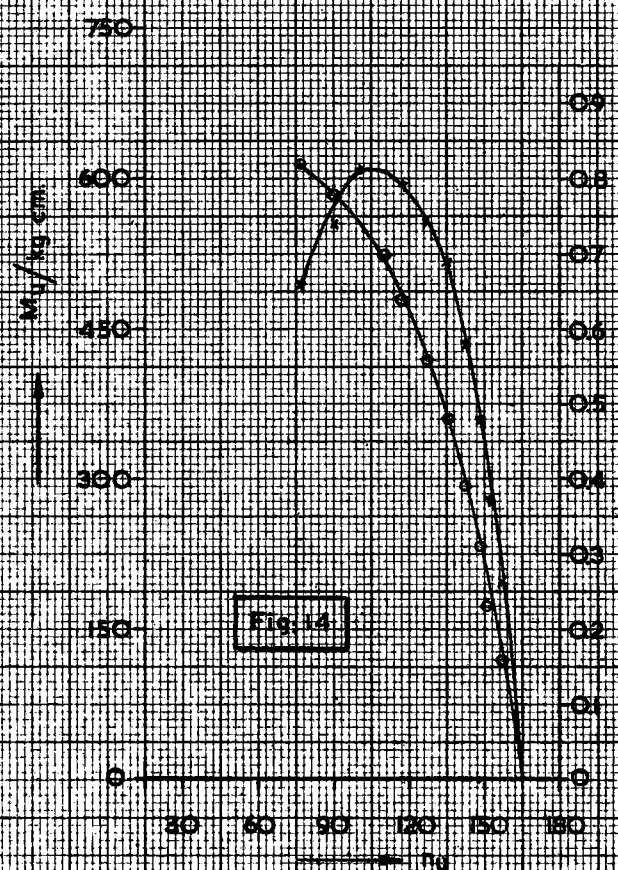
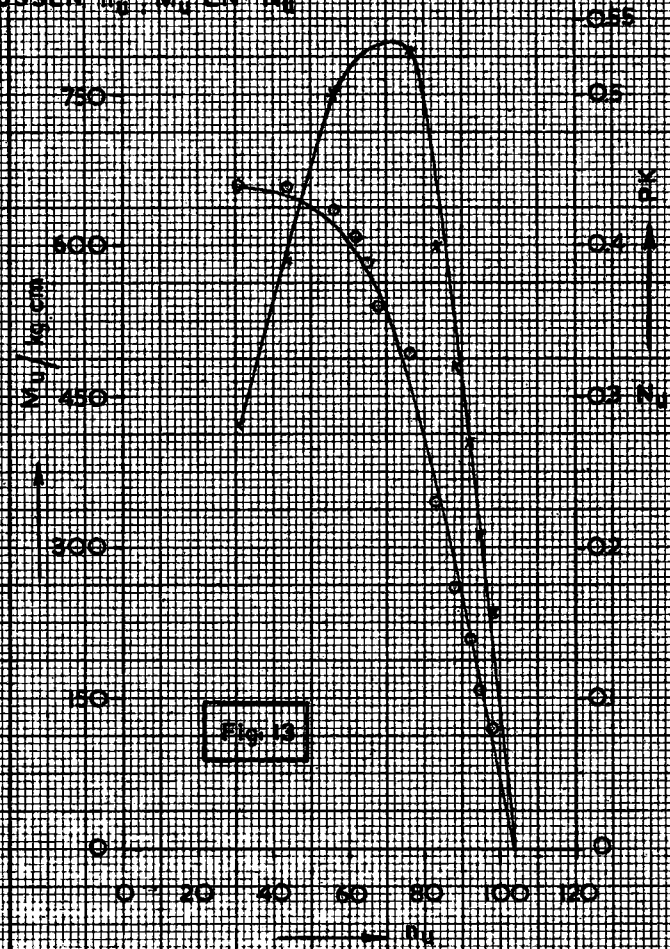
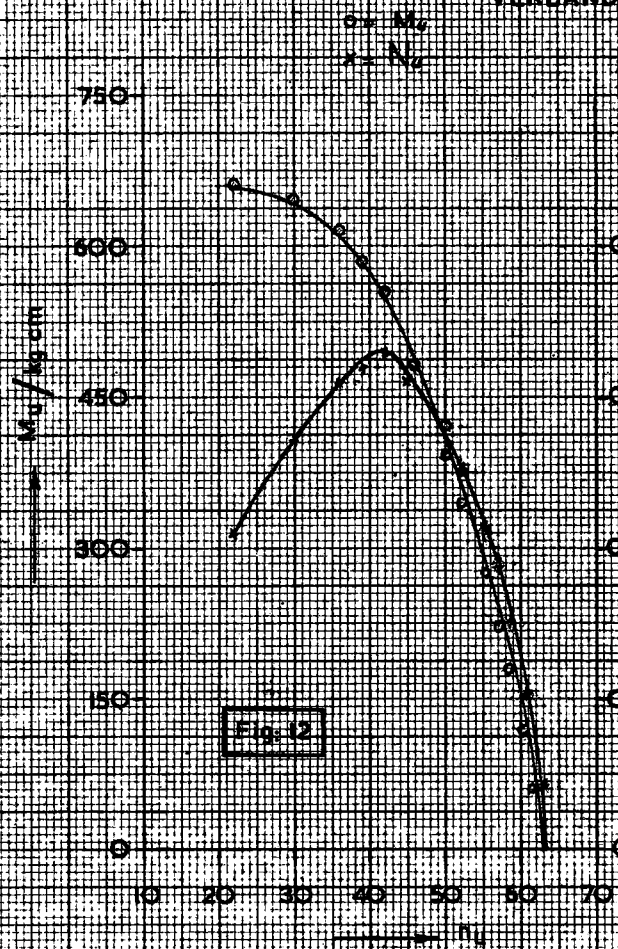
30700

30800

VARIATOR

TYPE II

VERBAND TUSSEN n_0 , M_0 EN N_0



Uit de resultaten blijkt nu, dat ondanks constante n_i de n_u afnam bij toenemende belasting. De oorzaak hiervan is niet precies bekend. Zeer waarschijnlijk zal in de Polak-variator een zekere slip optreden. Ook is het mogelijk dat het op pagina 15 vermelde verschijnsel voorkomt, alhoewel de wijze waarop de proef werd uitgevoerd geen aanleiding daartoe kan zijn. De vraag rijst dus in hoeverre de belastingstoename invloed heeft op de en de overbrengingsverhouding i , indien deze "slip" niet zou optreden.

Op fig. 12,13,14 en 15 is voor de verschillende beginwaarden van n_u het verband weergegeven tussen n_u en M_u en tussen n_u en het uitgaande vermogen N_u . Uit deze figuren blijkt, dat het maximum over te brengen vermogen N_u wordt bereikt bij een waarde van n_u die circa 35% lager is. Hierbij is n_i gedaald met een waarde die schommelt tussen 1% en 3%, afhankelijk van het gevraagde vermogen. Houdt men het ingaand toerental n_i constant, dan wordt het maximum vermogen bereikt bij een daling van n_u met circa 27%. Dit betekent dus, dat bij een daling van n_i met 1% tot 3% het uitgaande toerental n_u slechts circa 8% zou dalen, indien in de Polak-variator geen "slip" zou optreden.

Theoretisch is uit fig. 9 af te leiden, dat de afname van n_u bedraagt:

- bij hoge n_u : 9,5 % bij een afname van n_i met 1%
- bij lage n_u : 7 % bij een afname van n_i met 1%

Met een zekere waarschijnlijkheid kan worden aangenomen, dat de gemeten waarden in zekere mate in overeenstemming zijn met de berekeningen.

Enkele praktische en konstruktieve beschouwingen

Het over te brengen moment

Bij de tegenwoordige trekkers bedraagt de totale overbrengingsverhouding tussen wielas en motor circa 0,06 voor de hoogste en 0,01 voor de laagste rijsnelheden. Het over te brengen moment is maximaal wanneer de overbrengingsverhouding minimaal is. Van de beproefde variator bedraagt de maximale overbrengingsverhouding circa 0,3-0,4. Wil men deze variator in een trekker toepassen, dan stuit men op verschillende problemen:

- Men kan de variator zodanig construeren, dat de maximale overbrengingsverhouding circa 0,3 bedraagt, zodat bij gebruik van een differentieel met een overbrenging van 0,2 de vereiste waarde van 0,06 wordt bereikt. Voor de laagste rijsnelheden moet de overbrengingsverhouding van de variator circa 0,05-0,06 bedragen. Dit betekent dat het aan de uitgaande as van de variator werkende moment het 17-20-voudige van het motormoment moet zijn. Bij een motor van circa 15 pk met een toerental van 1500/min. bedraagt het motormoment circa 7 mkg. De variator moet dus kunnen leveren een moment van 120-140 mkg. De beproefde variator (type II) had een maximale $M_u = 6,5$ mkg, waarbij per ringpakket 6 veren werden toegepast. Door het aantal veren per ringpakket te viervoudigen, wordt $M_{u\max} = 26$ mkg, hetgeen circa 1/5 van het gevraagde moment bedraagt. Het toereengebied van de ingaande as wordt dan het dubbele van dat der beproefde variator, dus tussen 1600 en 2000 toeren/min.

- Bij een lage waarde van $\frac{n_u}{n_i} = i$, is het moment dat de variator kan

geven minimaal en bij hoge waarde van i is dit moment maximaal. Dit is in tegenstelling met wat in de praktijk wordt gevraagd. Dit bezwaar kan worden opgeheven, wanneer in plaats van veren een ander middel wordt gebruikt om de ringen tegen elkaar te drukken. De konstruktie moet zodanig zijn, dat de kracht waarmee de ringen tegen elkaar worden gedrukt evenredig toeneemt met het gevraagde moment. Hiermee wordt bereikt, dat de overbrengingsverhouding niet alleen van het ingaande toerental, maar ook van het gevraagde moment afhankelijk is, terwijl de contactdrukken zich ~~aangepassen aan de belasting.~~

Zoals in bijlage I vermeld, bestaat een dergelijke konstruktie reeds. Men kan het aan de achterwielen afgegeven moment bij lage rijsnelheden ook vergroten door tussen de variator en de achterbrug een vertragingsbak te plaatsen met twee trappen namelijk 1 : 1 en 1 : 2. Het voordeel dat een vertragingsbak niet nodig is, vervalst hiermee.

Het vermogen

Door de lage waarde van de overbrengingsverhouding is het uitgaande toerental relatief zeer laag en dientengevolge het over te brengen vermogen. Door het principe van de konstruktie is vergroten van de overbrengingsverhouding $\frac{n_u}{n_i} = i$ praktisch niet mogelijk. Wil men het vermogen

opvoeren, dan moet het moment M_u groter worden. Nu is:

$$M_u = \frac{(\varphi+x) m \cdot 4 \pi^2 \cdot n_i^2 \cdot \mu_r R_2}{\sin \alpha}$$

(9)

M_u en dus N_u kan worden opgevoerd door:

- de massa m groter te maken. Dit geeft grotere centrifugaalkrachten.
- de straal R_2 groter te maken. Het bezwaar hiervan is de grote afmetingen, die men krijgt, terwijl de waarde van φ en x ook groter moet worden gemaakt, want volgens vergelijking (1) zou bij gelijkblijvende φ en x en een grotere waarde van R_2 de grootheid

$$i = \frac{\varphi x + x^2}{R_2 r_1}$$

afnemen. Bekijkt men de vergelijkingen (1) en (9) naast elkaar, dan ziet men dat door verandering van R_2 alleen geen verandering van N_u wordt verkregen.

- de hoek α kleiner te maken. Dit kan tot een zekere grens gebeuren, omdat bij te kleine α de schijven niet meer lossend zijn in de goot.

De slijtage

Bij een lijn- of puntcontact tussen twee oppervlakken kan de belasting zo hoog zijn, dat het materiaal vlak onder het oppervlak plastisch wordt vervormd. Na een bepaald aantal vervormingen treedt slijtage op, hetzij vlak onder het oppervlak (schilfervorming) of op het oppervlak. Dit aantal is omgekeerd evenredig met de derde macht van de contactdruk

$$m.Q^3 = \text{constant}$$

Zoals hierboven is vermeld, kan men het uitgaande vermogen N_u opvoeren door de massa m groter te maken. De hierdoor verkregen grotere contactdruk Q vermindert de levensduur aanzienlijk. Dit kan men verhelpen door de Q over meerdere contactpunten te verdelen, dus door toepassing van meerdere schijven. In de variator treedt bovendien ook "slip" op, hetgeen de slijtage verergert. Draait men langdurig met een constant toerental, dan treedt groefvorming in het konische gedeelte van de ringen en schijven op. Dit is zeer ongunstig voor de vrije radiale verplaatsing der schijven t.o.v. de ringen. Immers, nu moet niet alleen een wrijvingskracht worden overwonnen, maar ook een hoogteverschil. Voor het verkrijgen van een radiale verplaatsing heeft men dan een grotere n_i nodig, dan normaal het geval zal zijn. De $n_i - n_u$ curve vertoont een discontinuïteit.

Tengevolge van slijtage treedt verandering van afmetingen op, waardoor het nulpunt zich verplaatst en zelfs kan verdwijnen. Dit probleem bestaat voor de in bijlage I besproken "Beier Gear" niet.

Door een juiste keuze van materiaal en contactdruk kan de slijtage waarschijnlijk tot een minimum worden beperkt.

Conclusie

- Uit de proeven kan niet met zekerheid worden geconcludeerd, dat de karakteristieken der Polak-variator in overeenstemming zijn met de berekeningen. Wel kan dit met een zekere waarschijnlijkheid worden gedaan.
- Om de berekende karakteristieken te verkrijgen, moet de variator met zeer grote nauwkeurigheid worden gemaakt. Dit vereist kostbare fabricagemethoden, waardoor de variator zeer duur zal zijn.
- De variator veroorzaakt veel lawaai. Het feit, dat type II veel minder lawaai maakte dan type I wijst erop, dat door juiste keuze van materiaal en vormgeving dit lawaai zeer sterk kan worden gereduceerd. Of de variator geruisloos kan worden gemaakt, is niet met zekerheid te zeggen.
- De afmetingen zijn, in verhouding tot het geleverde vermogen, zeer groot. Door konstruktieve verbetering kunnen deze worden verkleind, maar zeer waarschijnlijk zal de verhouding tussen afmeting en vermogen ongunstig blijven afsteken bij bestaande overbrengingsmechanismen.
- Door de grote slijtage zal de variator geen grote levensduur hebben. Vernieuwen van onderdelen zal vaak moeten gebeuren.

Resumerend kan worden gezegd, dat de variator, ondanks zijn gunstige karakteristiek, niet geschikt is voor toepassing in landbouwtrekkers. Daar waar het gevraagde vermogen geen rol speelt en een automatische traploze overbrenging nodig is, zal de Polak-variator zeker toepassingsmogelijkheden vinden.

Enkele bestaande variatoren

In de automobieltechniek is, reeds bij het begin van haar ontwikkeling, gezocht naar een traploze overbrenging tussen de motor en de voortbewegingsmechanismen. Daarbij streefde men ook naar een overbrengingsmechanisme dat zich automatisch aanpast aan de belasting, waardoor de motor gunstig zou worden belast. Hieronder worden enkele van deze mechanismen in het kort behandeld.

- Palmechanisme

Fig. 16 geeft het principe van een palmechanisme weer. Bij elke omwenteling van de eenparig roterende as I, wordt via een klem-palwerk de aangedreven as II over een zekere hoek gedraaid. Verandert men de grootte van de arm der aan as I bevestigde kruk, dan verandert ook de grootte van de hoek waarover de as II draait, bij één omwenteling van as I. De overbrengingsverhouding wordt dus, bij gelijkblijvende afmeting van de rest, bepaald door de grootte van de aan as I bevestigde kruk. Door meerdere palwerken naast elkaar te plaatsen en de aan as I bevestigde krukken, phase-verschillen te geven, kan men de as II continu laten draaien. De hoeksnelheid is echter niet éénparig, maar pulserend. Het bezwaar waarop dit mechanisme is gestrand, is de zeer grote slijtage.

Enkele experimentele uitvoeringen zijn o.a.

"De Lavaud" en "Clerke Torkondif".

Wrijvingswielen

In fig. 17 is het principe weergegeven van de traploze variatie door middel van wrijvingswielen. De op dit principe gepatenteerde constructies zijn zeer talrijk. Ook deze zijn gestrand op de slijtage, waardoor hun toepassing in de automobieltechniek tot nu toe geen ingang kon vinden. Deze slijtage is te wijten aan het feit, dat men zeer hoge contactdrukken moet toepassen om een redelijke kracht over te kunnen brengen, omdat de wrijvingscoëfficiënt meestal laag is. Voor zeer kleine vermogens en daar waar gedurende korte tijd een groot vermogen wordt gevraagd, heeft deze aandrijving toepassingsmogelijkheden kunnen vinden.

Dat men de gebruiksmogelijkheid voor het motorvoertuig nog niet heeft opgegeven, blijkt uit de pogingen, die na de tweede wereldoorlog nog worden gedaan.

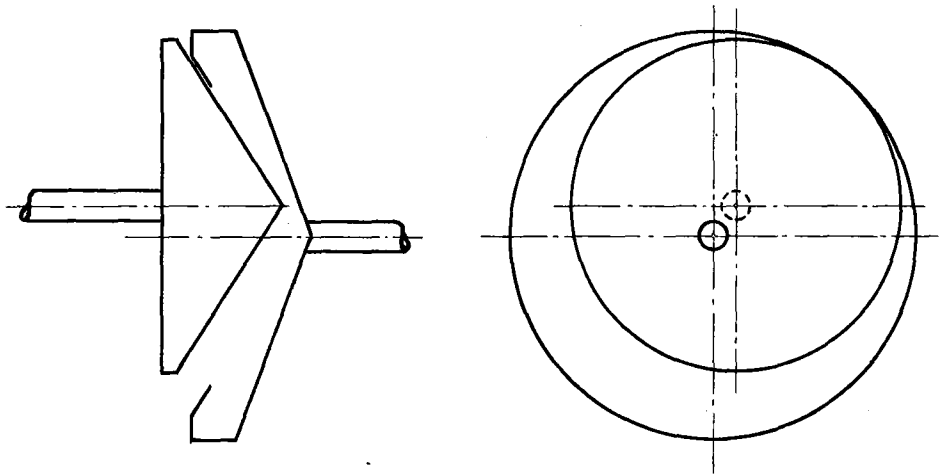


Fig: 17

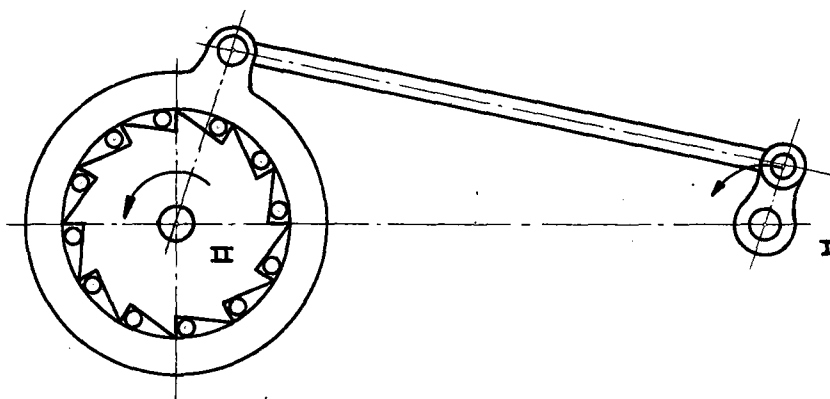


Fig: 16

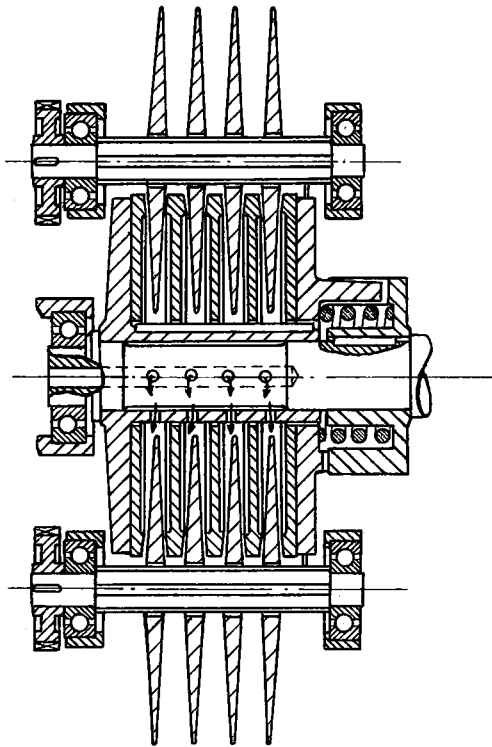


Fig: 18

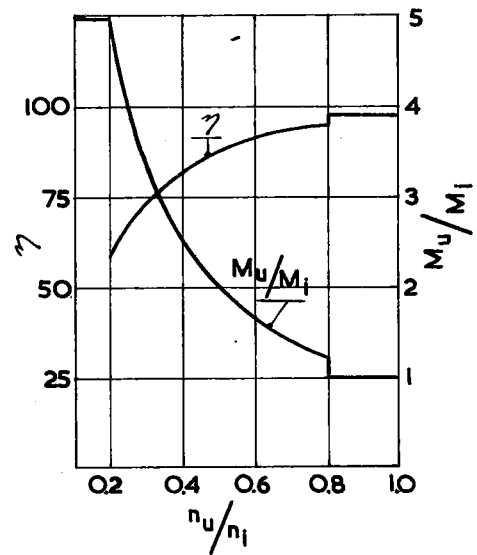


Fig: 19

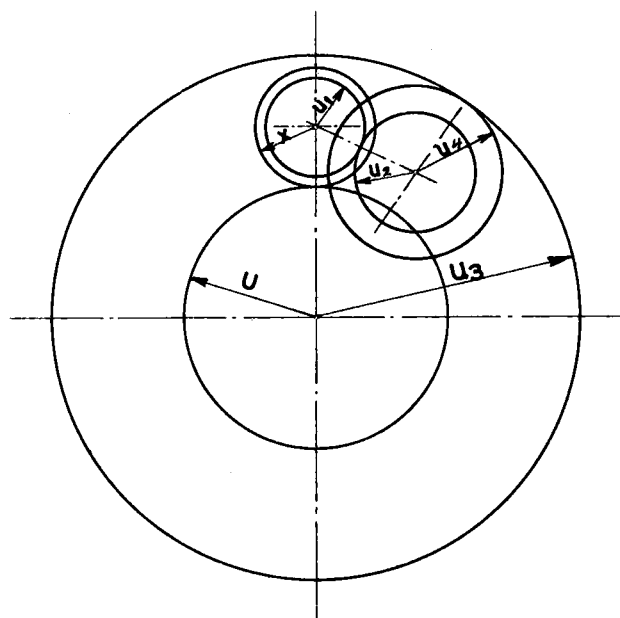


Fig: 20

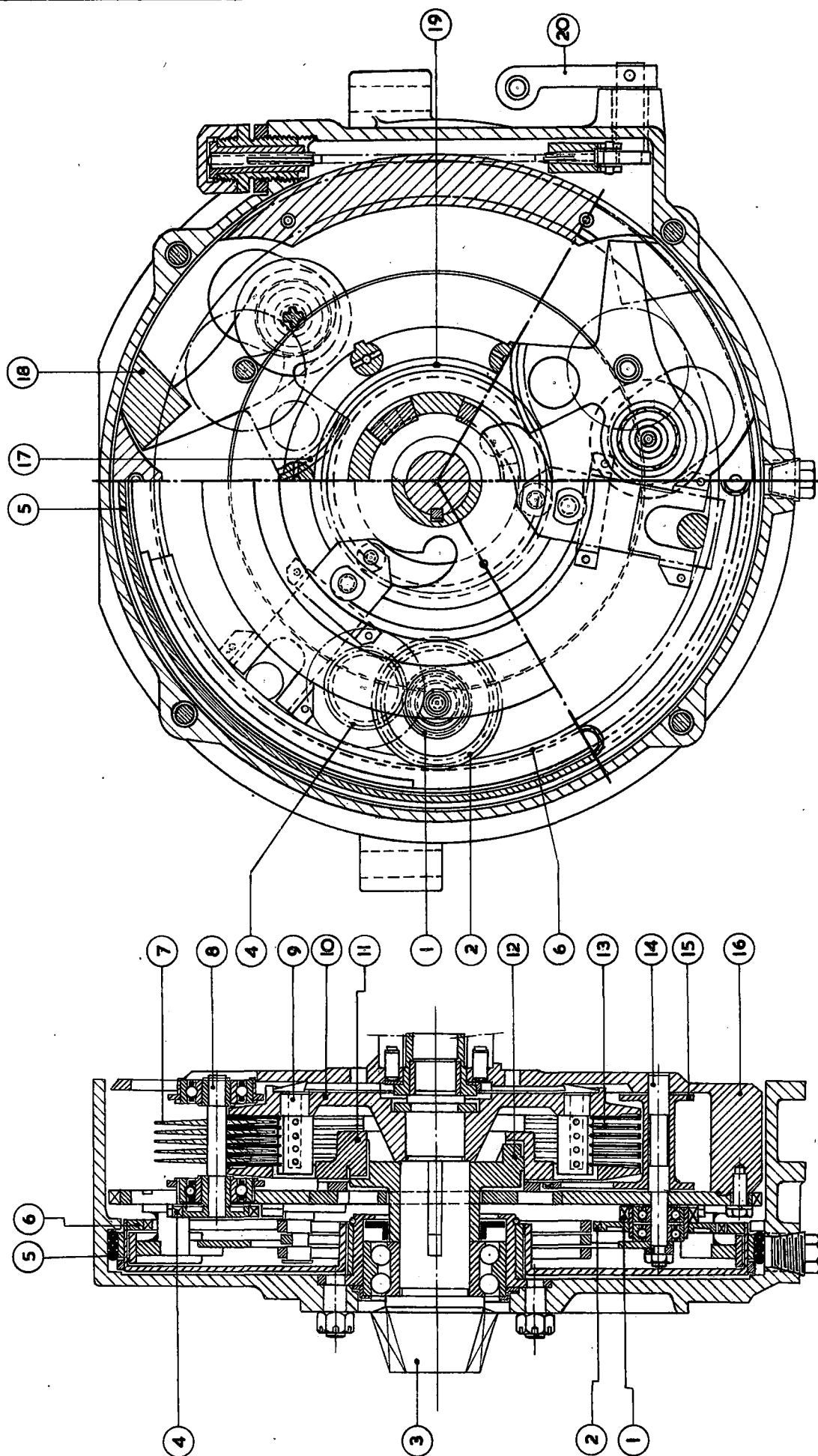


Fig: 21

Tot nu toe schijnt men de sterke slijtage, dus de korte levensduur, nog niet te kunnen verhelpen. Een variator die opvalt door zijn compactheid en een door de maker beweerde grote levensduur is de "Beier Gear". Daarom en ook omdat deze veel overeenkomst vertoonde met de variator van Polak, zal deze variator hieronder uitgebreid worden behandeld.

De "Beier Gear"

Het, volgens de uitvinder beweerde, principe waarop de "Beier Gear" werkt, is dat de over te brengen kracht niet wordt verkregen door de wrijving van twee met elkaar in direct contact zijnde metaaloppervlakken, maar door de schuifspanning in een oliefilm. Om deze schuifkrachten te verkrijgen, moeten de metaaloppervlakken ten opzichte van elkaar bewegen. Tussen aandrijvend- en gedreven wiel treedt dus altijd slip op. Om contact van metaal op metaal te voorkomen, is een oliewig nodig. Dit wordt verkregen door hetzij het aandrijvende of gedreven wiel conisch te maken en het andere cilindrisch.

Fig. 18 illustreert hoe het mechanisme in principe werkt. Door de assen naar of van elkaar te brengen, wordt de overbrengingsverhouding tussen beide assen gewijzigd. Olietoevoer uit één der assen zorgt ervoor, dat de gewenste oliefilm blijft behouden.

Fig. 21 illustreert een uitvoering voor de aandrijving van een personenauto. In de hoofdlijnen is de werking als volgt:

Aan het vliegwiel(16) zijn bevestigd de pennen(14). Op de pennen(14) is de arm(15) gelagerd. Aan deze arm is gelagerd de meerspiege as(8) waaraan de konische schijven(7) en het tandwiel(4) zijn bevestigd. De schijven(7) kunnen axiaal op de as(8) vrij bewegen en zijn geklemd tussen de cilindrische schijven(13). Deze zijn weer op hun beurt geklemd tussen de flenzen(10) en (11). De pennen(9) zorgen ervoor, dat bij rotatie van de schijven(13) de flenzen(10) en (11) worden meegenomen. De flenzen(10) en (11) kunnen vrij roteren om de aangedreven as(3). De aan de as(3) bevestigde tegenflens(12) zorgt er echter voor, dat bij rotatie van de flens(11) de aangedreven as(3) wordt meegenomen. De in elkaar grijpende klauwen van de flenzen(11) en (12) zijn zodanig van vorm, dat bij toenemend koppel de flens(11) axiaal naar de flens(10) toe wordt gedrukt. Deze axiale druk drukt de cilindrische schijven(13) naar elkaar. Hierdoor worden de konische schijven(7) radiaal naar buiten gedrukt. Dit wordt tegengegaan door de centrifugaalkracht van het, aan de arm(15) bevestigde contragewicht(18).

De druk op de contactpunten der schijven is dus evenredig met het gevraagde koppel, waarmee dus ook een evenredig veranderende maximum wrijvingskracht.

Het tandwiel(4) grijpt in het om de pen(14) gelagerde tandwiel(3). Eveneens om de pen(14) gelagerd en aan het tandwiel(3) bevestigd, is het tandwiel(2), dat in de inwendig vertande tandkrans(6) ingrijpt. De tandkrans(6) kan door de kabel(5) aan te trekken ten opzichte van het stilstaand huis worden verankerd. De kabel(5) is zodanig om de tandkrans(6) gewikkeld, dat bij een bepaalde draairichting van de tandkrans de kabel zichzelf om de tandkrans vasttrekt en bij een omgekeerde draairichting los blijft.

Aan de arm(15) is ook het getande segment(17), dat in ingrijping is met het vrij roterende tandwiel(19). Hiermee wordt bereikt, dat de beweging van de armen(15) zijn gesynchroniseerd.

De overbrengingsverhouding (fig. 20)

Wanneer de kabel(5) is aangehaald, is de overbrengingsverhouding

$$\frac{n_u}{n_i} = i = 1 - \frac{x}{U} \cdot \frac{u_2}{u_1} \cdot \frac{u_3}{u_4} \quad \text{waarin}$$

x = variabele werkstraal der schijven(7)

U = straal der schijven(13)

u_1 = steekcirkel van het tandwiel(4)

u_2 = steekcirkel van het tandwiel(1)

u_3 = steekcirkel van het tandwiel(2)

u_4 = steekcirkel van de tandkrans(6)

De grootheden U , u_1 , u_2 , u_3 en u_4 zijn zodanig gekozen, dat bij de maximale waarde van x de overbrengingsverhouding $i < 0$, d.w.z. dat

$$\frac{x}{U} \cdot \frac{u_2}{u_1} \cdot \frac{u_3}{u_4} > 1$$

Vooruit rijden

Wanneer de motor stationnair draait, is de centrifugaalkracht der contragewichten(18) niet groot genoeg en de schijven(7) zijn dan naar buiten gedrukt tengevolge van de axiale druk der flenzen(11) en (12). De as(3) staat stil, omdat het gevraagde moment nog niet is bereikt. De tandkrans(6) draait in dezelfde richting als het vliegwiel(16) met een toerental

$$n_s = n_i \left(1 - \frac{U}{x} \cdot \frac{u_1}{u_2} \cdot \frac{u_3}{u_4} \right) > 0$$

Laat men de motor sneller draaien, dus bij toenemende n_i , dan worden de schijven(7) door de toenemende centrifugaalkracht der gewichten(18) naar binnen gedrukt. Hierdoor neemt de waarde van x af. Op een gegeven ogenblik wordt een waarde van x bereikt, waarbij

$$\frac{U}{x} \cdot \frac{u_1}{u_2} \cdot \frac{u_3}{u_4} = \frac{x}{U} \cdot \frac{u_2}{u_1} \cdot \frac{u_4}{u_3}$$

Het toerental van de tandkrans $n_s = 1 - 1 = 0$. Op dat ogenblik draait de tandkrans dus niet meer mee, maar staat stil. De overbrengingsverhouding is op dat ogenblik

$$\frac{n_u}{n_i} = 1 = 1 - 1 = 0$$

Neemt n_i nog meer toe, dus de waarde x wordt nog kleiner, dan wordt de waarde

$$\frac{U}{x} \cdot \frac{u_1}{u_2} \cdot \frac{u_3}{u_4} > 1 > \frac{x}{U} \cdot \frac{u_2}{u_1} \cdot \frac{u_4}{u_3}$$

$$n_s = 1 - \frac{U}{x} \cdot \frac{u_1}{u_2} \cdot \frac{u_3}{u_4} < 0$$

De tandkrans gaat dus tegengesteld aan het vliegwiel draaien.

Bij deze draairichting van de tandkrans haalt de kabel zichzelf aan en verankert ten slotte de tandkrans. De overbrengingsverhouding i is intussen dus groter dan nul geworden.

De as(3) wordt nu gedwongen te draaien. Neemt n_1 nog veel meer toe, dan neemt x af, d.w.z. dat de overbrengingsverhouding i toeneemt. Wanneer i de waarde 0,8 bereikt, komt een mechanisme in werking, dat de tandkrans(16) via het tandwiel(19) aan het vliegwiel koppelt en zodoende wordt meegenomen. De hele overbrenging gedraagt zich als één star geheel en de as(3) draait dus even snel als het vliegwiel.

Neemt het gevraagde koppel toe, dan worden de schijven(7) door de toenemende axiale druk tussen de flenzen(11) en (12) naar buiten gedrukt. Hierdoor wordt het tandwiel(19) ten opzichte van het geheel verdraaid en de directe aandrijving wordt uitgeschakeld.

Achteruit rijden

Zoals reeds vermeld, is bij laag toerental van het vliegwiel de waarde x zo groot, dat de overbrengingsverhouding i negatief is. Nu kan men de kabel(5) ook van buitenaf aanhalen met behulp van de hefboom(20). Doet men dit, dan wordt de tandkrans reeds geblokkeerd, terwijl i negatief is. De as(3) draait dus tegengesteld aan de draairichting van het vliegwiel. Een bezwaar hierbij is, dat bij afnemende n_1 de i toeneemt.

Het rendement η en de koppelverhouding $\frac{M_u}{M_i}$ is op

fig. 19 gegeven als functie van de overbrengingsverhouding i . Deze waarden zijn uit publikaties overgenomen.

Dat deze variator, ondanks zijn aantrekkelijke eigenschappen nog steeds niet op de markt is verschenen, is zeer waarschijnlijk te wijten aan een grote slijtage. De bewering, dat op de contactpunten steeds een oliefilm aanwezig is, valt te betwijfelen.

Hydrostatische aandrijving

De hydrostatische overbrenging werkt in principe als volgt:

Een door de verbrandingsmotor aangedreven verdringingspomp brengt een vloeistof onder hoge druk. Deze vloeistof laat men door een hydraulische verdringingsmotor (in het vervolg kortweg hydromotor genoemd) passeren. In de hydromotor wordt de in de vloeistof aanwezig potentiële energie afgegeven aan een roterende as. De kinetische energie van de vloeistof speelt in de energie-overdracht geen rol, omdat de intree-snelheid van de vloeistof gelijk is aan de uittreesnelheid.

De regeling van de overbrengingsverhouding berust op de verandering van het "slagvolume" van de pomp (pompregeling) of van de hydromotor (motorregeling).

Tussen de pomp en de hydromotor bestaat de volgende betrekking:

$$Q_p \cdot n_p = Q_m \cdot n_m \quad \text{of} \quad i = \frac{n_m}{n_p} = \frac{Q_p}{Q_m} \quad \text{waarin}$$

Q_p = de opbrengst van de pomp per omwenteling

Q_m = het verbruik van de motor per omwentelingen

n_p = pomptoeental

n_m = hydromotortoeental

i = overbrengingsverhouding

Bovenstaande vergelijking toont het voordeel van de pomp-regeling, nl. dat men in staat is de waarde i van positief naar negatief over te laten gaan via de waarde nul. Een zwak punt van de hydrostatische aandrijving is de zeer sterke afhankelijkheid van het rendement van het toerental en de vloeistofdruk. De verliezen in het systeem zijn te verdelen in twee groepen:

- snelheidsverlies

Deze wordt veroorzaakt door lekkage en onvolkomen vulling (compressibiliteit). De lekkage speelt een grote rol bij zeer hoge drukken. De maximum werkdrukken zijn de laatste tijd door de verbeterde afdichtingstechniek aanmerkelijk hoger geworden.

Wanneer in de vloeistof gassen aanwezig zijn, kan de samendrukbaarheid sterk toenemen. De door de pomp afgeleverde hoeveelheid Q is dan aanmerkelijk minder dan de theoretische.

- wrijvingsverliezen

Deze vinden hun oorzaak in mechanische- en hydraulische wrijving. De mechanische wrijving is tot een minimum te brengen door goede smering. De vloeistofstroom in het circuit is turbulent. In een turbulente stroom varieert het energieverlies met het kwadraat van de vloeistofsnelheid (d.w.z. de per tijdseenheid omlopende hoeveelheid).

Het over te brengen vermogen $N = \frac{Q \cdot p}{450} \cdot \eta$ waarin

$Q = \text{l/min.}$

$N = \text{pk}$

$p = \text{kg/cm}^2$

$\eta = \%$

Bij toenemend toerental, dus toename van Q zal tengevolge van de toenemende turbulentieverliezen, het rendement η sterk dalen. Laat men daarentegen p toenemen, dan kan met een kleinere Q worden volstaan om hetzelfde vermogen over te kunnen brengen. De turbulentieverliezen nemen af, waardoor het rendement η stijgt. Bij te hoge drukken echter, wordt dit teniet gedaan door de sterk toenemende lekverliezen. Het totale rendement van de overbrenging wordt bepaald door het rendement van de pomp, de leidingen en de hydromotor.

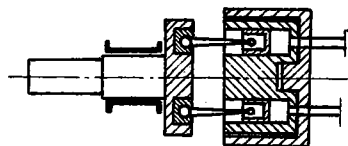
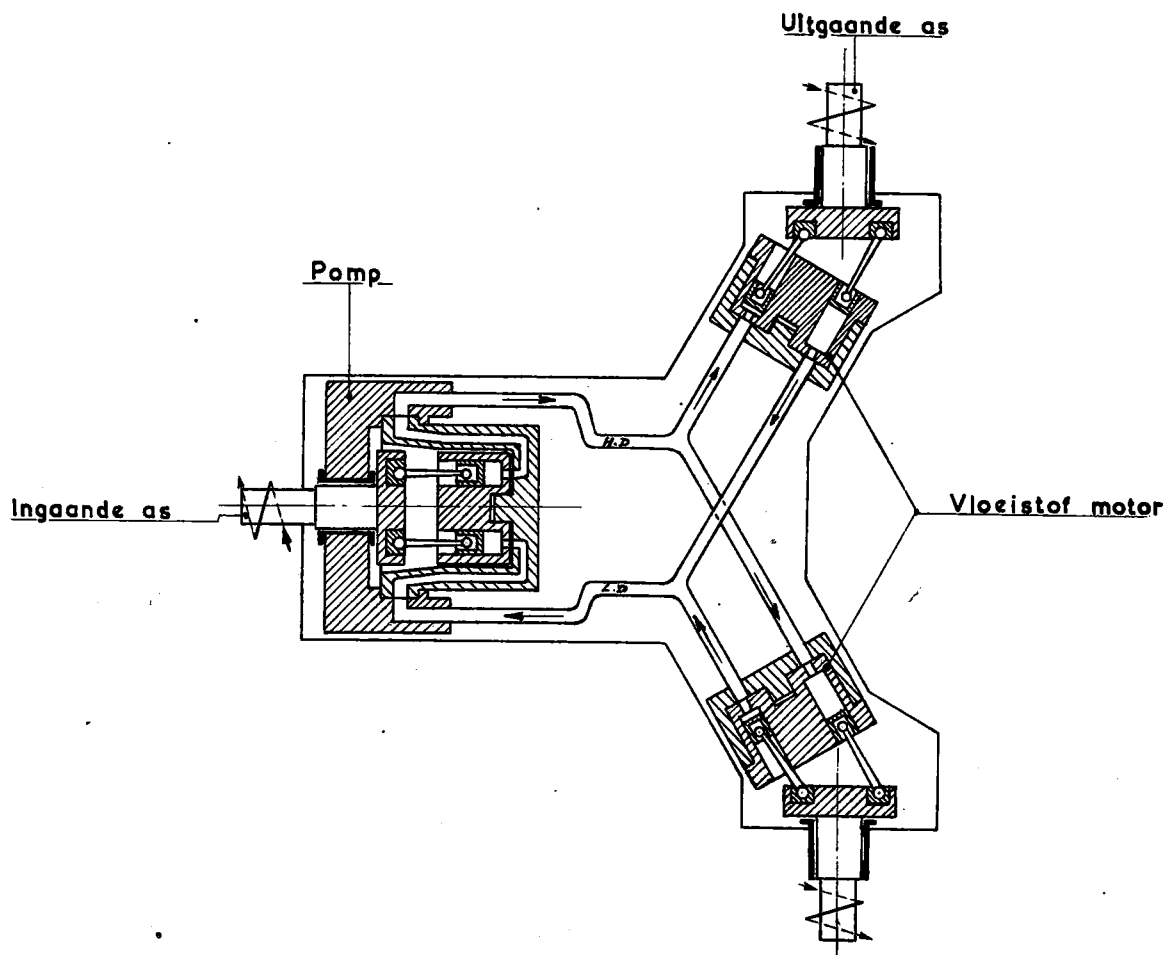
Uitvoeringsvormen

Als verdringercellen worden bij voorkeur, zowel in de pomp als hydromotor, zuigers of plunjers toegepast, omdat een betere afdichting, dus hogere persdruk, mogelijk is. De zuigerpompen en motoren werken volgens twee methoden, namelijk radiaal en axiaal. De slagvolume-regeling geschiedt door verstelbare tuimelschijf voor de axiaal werkende en door verstelbare excentriciteit bij de radiaal werkende pomp en motor.

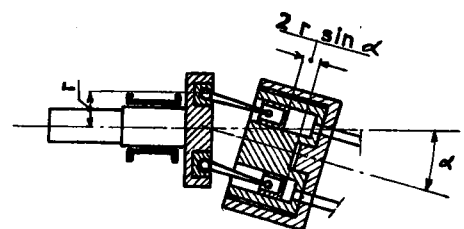
In fig. 22 is schematisch weergegeven een axiaal werkende hydrostatische overbrenging voor een voertuig met vaste tuimelschijven voor de motor en verstelbare voor de pomp. Aangenomen dat het toerental van de pomp-as constant blijft, is de opbrengst evenredig met $\sin \alpha$. Vanuit de nulstand kan men de overbrenging positief of negatief maken.

Toepassing in de landbouw

Door het National Institute of Agricultural Engineering te Silsoe, Engeland, is een hydrostatisch aangedreven trekker ontwikkeld. De pomp is een axiaal werkende plunjerpomp. De hydromotor is een radiaal werkende motor, ingebouwd in de achterwielen. De cilinders van de motor vormen de spaken der wielen. Het toerental van de hydromotor is dus laag, wat een hoog rendement kan betekenen. De grote motorafmeting brengt een hoog gewicht met zich mee. Dit wordt als een voordeel beschouwd, met het oog op de grote achterwieldruk.



Nulstand van de pomp



Werkstand van de pomp

Fig: 22

Volgens de gegevens heeft de overbrenging een totaal rendement van 70% - 85%.

In Duitsland is men echter geneigd sneldraaiende pompen en oliemotoren toe te passen. Een geperfectioneerde combinatie van de Hydromatic G.m.b.H. heeft bij een overbrenging tussen 0,2 en 1 een rendement van 80% - 90% bij een pomptoeental van 1500/min.

De bij de hydrostatische aandrijving heersende problemen zijn:

- het lucht- of gasvrij houden van de vloeistof. De samendrukbaarheid van olie is circa 1% per 200 at. druk. Een kleine hoeveelheid lucht in de olie kan deze waarde reeds tot 5% brengen. Het rendement wordt sterk beïnvloed door deze samendrukbaarheid.
- het gevaar van beschadiging van het systeem door drukgolven in de vloeistof wanneer de pomp plotseling tot nulopbrengst wordt gebracht.
- het lekverlies. Met de tegenwoordige afdichtingstechniek is dit tot een minimum gereduceerd.
- voor een constante belasting van de aandrijvende motor moet de opbrengst van de pomp omgekeerd evenredig met de vloeistofdruk zijn. Om dit te bereiken, is een regelapparaat nodig. Dit heeft het nadeel een zekere traagheid te hebben.

De voor- en nadelen zijn:

voordelen

- soepele werking en regeling mogelijk
- mogelijkheid tot soepele bewegingsomkering
- grote dispositievrijheid door afzonderlijke opstelling van pomp en hydromotor.

nadelen

- bijzonder hoge prijs, die bij massafabrikage misschien binnen redelijke grenzen kan liggen.

- laag rendement. Dit is te verbeteren door met hoge drukken te werken. Hiervoor zijn echter goede afdichting en sterke leidingen nodig.
- de beweging is theoretisch niet éénparig. Door gebruik van meerdere verdringercellen (oneven aantal) is een praktisch rustige beweging mogelijk.

Hydrodynamische overbrenging (Torque converter)

De torque converter bestaat in principe uit een centrifugaalpomp en een vloeistofturbine. Pomp en turbine zijn in één huis ondergebracht, zodat geen leidingen nodig zijn. Hiermee is energieverlies in leidingen uitgesloten en krijgt men een compact geheel. In de torque converter speelt de in de vloeistof aanwezige kinetische energie de overwegende rol bij de energie-overdracht.

Fig. 23 illustreert het principe van een torque converter. De stator dient om de olie die uit de turbine stroomt om te leiden en onder de juiste hoek in de pomp te laten stromen.

Omdat de schoepen van de pomp, turbine en stator een vaste vorm hebben, d.w.z. vaste intree- en uitreehoeken, heeft de torque converter zijn maximale rendement slechts bij één bepaald verband tussen de in- en uitgaande toerentallen. Bij lage toerentallen van de turbine t.o.v. de pomp, is de absolute snelheidsvector van de olie die de turbine verlaat, tegengesteld aan de rotatierichting van de turbine gericht. De olie drukt dus de stator ~~tegen~~ de draairichting van turbine en pomp in. Naarmate de overbrengingsverhouding toeneemt, wordt deze snelheidsvector hoe langer hoe vlakker tot op een bepaald moment deze vector dezelfde richting uitstroomt als de turbine en dus tegen de achterkant van de statorschoepen zal drukken. Wanneer de stator in deze richting kan draaien, zal deze worden meegenomen. De converter is een vloeistofkoppeling geworden met een andere karakteristiek.

Fig. 24 geeft grafisch enkele karakteristieken van deze torque converter. Zolang de stator stilstaat, gedraagt de converter zich volgens de getrokken lijn. Zodra de stator meedraait, volgt deze de gestippelde lijn.

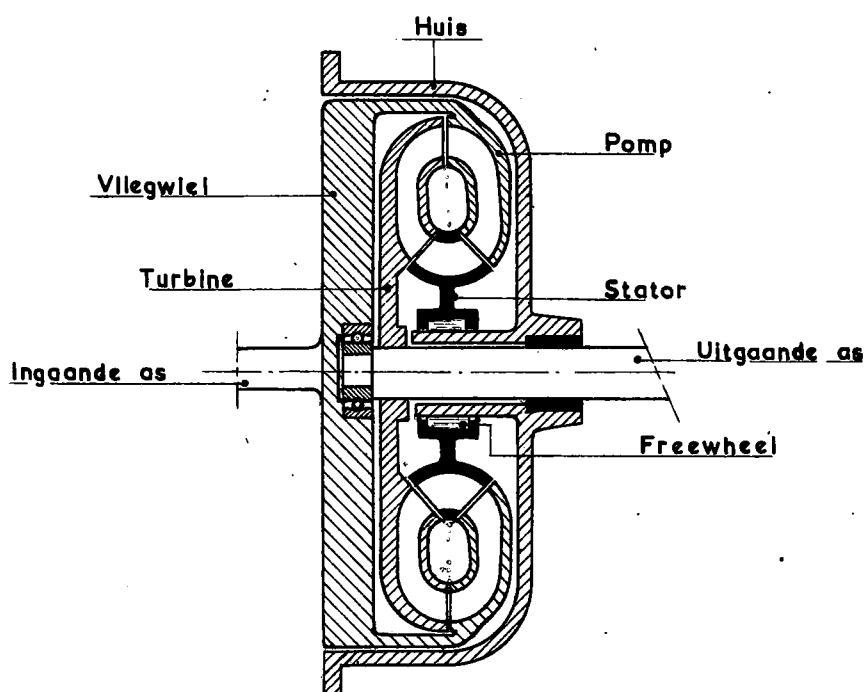
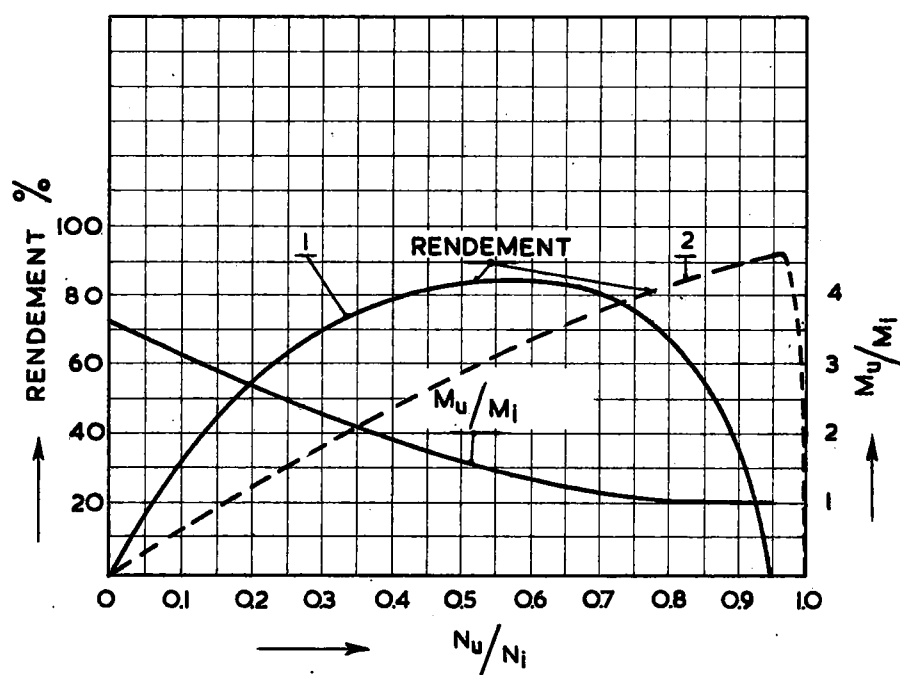


Fig: 23



- 1 Stator staat still
- 2 Stator draait mee

Fig: 24

De voor- en nadelen van de torque converter zijn:

voordelen:

- de overbrengingsverhouding regelt zich automatisch naar het gevraagde koppel.
- de overbrenging geschiedt uitsluitend door middel van een vloeistof, waardoor slijtage tengevolge van metallisch contact is uitgesloten.
- de verbinding tussen de aandrijvende- en de gedreven as is elastisch, waardoor een soepele werking wordt verkregen. Plotseling van vooruit op achteruit schakelen is hierdoor mogelijk, zonder dat voor beschadiging is te vrezen. Hierom heeft de torque converter in grondverzetmachines toepassing kunnen vinden.

nadelen:

- het rendement is laag (max. 85%), waardoor veel warmte in de converter wordt ontwikkeld. Een koeler voor de olie is nodig.
- het gebied waarbij het rendement boven de 80% ligt, is zeer klein. Achter de converter is daarom een extra vertragingsbak nodig.

Elektrische overbrenging

De elektrische overbrenging bestaat in principe uit een door de krachtbron aangedreven generator, die stroom opwekt en een door deze stroom gevoede elektromotor. Voor een zo gering mogelijk verlies bij de regeling zijn ingewikkelde schema's nodig. Het gewicht van de installatie per over te brengen pk neemt af, naarmate het aantal pk toeneemt. Daarom wordt deze overbrenging alleen toegepast bij zeer grote vermogens.

De afleiding van enkele gebruikte vergelijkingen bij de berekeningen.

De overbrengingsverhouding i (afb. 2)

Deze kan het gemakkelijkst worden gevonden door het geheel één omwenteling te laten draaien en vervolgens de trommel(2) bij stilstaande as(1) naar de beginstand terug te draaien. De hiermee korresponderende draaiingen der verschillende assen worden in onderstaande tabel samengevat.

Bewegingen	Aantal omwentelingen van			
	as(1)	trommel(2)	rol(11)	trommel(
Het geheel één omwenteling	+1	+1	+1	+1
as(1) stil, trommel(9) terugdraaien	0	-1	$-\frac{R_1}{r_1}$	$-\frac{R_1 r_2}{R_2 r_1}$
resultaat	1	0	$1 - \frac{R_1}{r_1}$	$1 - \frac{R_1 r_2}{R_2 r_1}$

$$\text{De overbrengingsverhouding is dus } i = 1 - \frac{R_1 r_2}{R_2 r_1} \quad (1)$$

Plaatst men voor $R_1 = R_2 + x$; $r_2 = r_1 - x$ en $R_2 - r_1 = \varphi$

dan wordt:

$$i = 1 - \frac{(R_2 + x)(r_1 - x)}{R_2 r_1} = \frac{(R_2 - r_1)x + x^2}{R_2 r_1} = \frac{\varphi x + x^2}{R_2 r_1} \quad (2)$$

$$\text{De centrifugaalkracht } C = \varphi' m \omega_i^2$$

$$\text{waarin } \varphi' = \varphi + x$$

Deze centrifugaalkracht is gelijk aan de tegenwerkende kracht

$p.F. = q.x + S$, waarin

q = verband tussen de verplaatsing x en de toename van de kracht $p.F.$ dus $q = \frac{\delta (p.F.)}{\delta x}$

S = de te overwinnen radiale kracht teweeggebracht door de voorspanning in de veren.

$$(\varphi + x) m\omega_i^2 = qx + S$$

$$\text{hieruit volgt dat } x = \frac{\varphi m\omega_i^2 - S}{q - m\omega_i^2} \quad (3)$$

door eliminatie van x uit de vergelijkingen (2) en (3) krijgt men:

$$i = \frac{1}{R_2 r_1} \left\{ \left\{ \frac{\varphi m\omega_i^2 - S}{q - m\omega_i^2} \right\} + \varphi \left\{ \frac{\varphi m\omega_i^2 - S}{q - m\omega_i^2} \right\} \right\}$$

$$= \frac{(\varphi q - S)}{R_2 r_1} \cdot \frac{\varphi m\omega_i^2 - S}{(q - m\omega_i^2)^2} = \frac{\theta(\omega_i)}{\phi(\omega_i)} \quad (4)$$

waarin $\theta(\omega_i)$ en $\phi(\omega_i)$ functies van ω_i zijn.

$$\frac{\delta i}{\delta \omega_i} = \frac{\delta}{\delta \omega_i} \frac{\theta(\omega_i) \cdot \phi(\omega_i) - \frac{\delta}{\delta \omega_i} \cdot \phi(\omega_i) \cdot \theta(\omega_i)}{\{\phi(\omega_i)\}^2}$$

$$= \frac{(\varphi q - S) \cdot 2m\omega_i}{R_2 r_1 (q - m\omega_i^2)^3} \left\{ \varphi (q - m\omega_i^2)^2 + 2(\varphi m\omega_i^2) + 2(\varphi m\omega_i^2 - S) \right\} \quad (5)$$

Uit vergelijking(3) is af te leiden, dat voor $x > 0$ geldt $q - m\omega_i^2 > 0$
 want $\varphi m\omega_i^2 > S = \varphi m\omega_i \min$
 bovendien geldt dan $\varphi q > \varphi m\omega_i^2 > S$ Deze voorwaarden
 toegepast op vergelijking (5) geven dat $\frac{\delta i}{\delta \omega_i} > 0$

Veerberekening

Ter vereenvoudiging van de berekeningen is de totale massa m van de rollen gecomprimeerd gedacht in één roldeel, b.v. roldeel(11) (nog algemener schijfpakket (17)). Op fig. 25 is weergegeven het krachten-spel dat zich tussen één schijf en twee ringen afspeelt.

c = centrifugaalkracht van de schijf

K = totale veerdruk

Q = contactdruk

F = radiaal ontbondene van $Q = K \operatorname{tg} \alpha = Q \sin \alpha$

$y = x \operatorname{tg} \alpha$

De totale veerdruk $K = s + p.c.y = s + p.c.x \operatorname{tg} \alpha$
 waarin:

p = aantal contactpunten per schijfpakket

s = totale voorspanning der veren

c = totale veerconstante

$$C = p.F. = p.k.\operatorname{tg} \alpha = p.s.\operatorname{tg} \alpha + p^2.c.x.\operatorname{tg}^2 \alpha = S + qx$$

$$q = \frac{\delta C}{\delta x} = p^2 . c.\operatorname{tg} \alpha = p^2.k.c_v.\operatorname{tg}^2 \alpha \text{ waar } k = \text{aantal veren}$$

Nu geldt ook $C = (\varphi + x) m\omega_i^2$

indien $C_o = \varphi m\omega_i \min^2$ en $C_{\max} = (\varphi + X) m\omega_i \max^2$

en $\omega_{i\max} = u.\omega_{i\min}$ waarbij $X = x_{\max}$ dan is

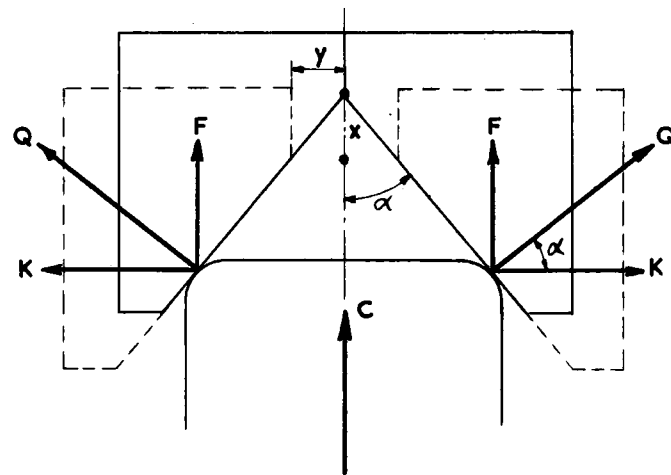


Fig: 25

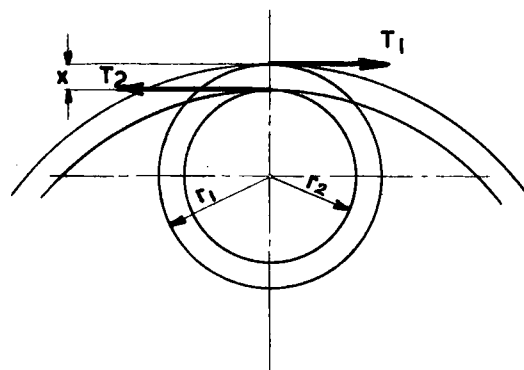


Fig: 26

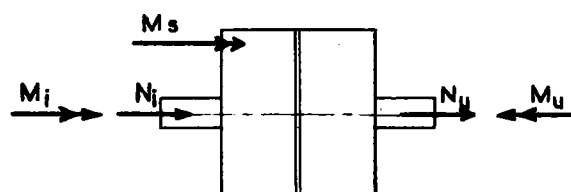


Fig: 28

wanneer men voor $\omega_{imin.}$ schrijft ω_i

$$C_{max} - C_0 = q \cdot X = (\varphi + X) m \cdot u^2 \cdot \omega_i^2 - \varphi m \omega_i^2$$

$$p^2 \cdot k \cdot C_v \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot X = m \omega_i^2 \left\{ u^2 X + (u^2 - 1) \varphi \right\}$$

hieruit volgt dat de vereiste veerconstante per veer

$$C_v = \frac{m \omega_i^2 \left\{ u^2 X + (u^2 - 1) \varphi \right\}}{p^2 \cdot k \cdot X \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha} \quad (6)$$

$$(\varphi + X) m \cdot u^2 \cdot \omega_i^2 = p \cdot k \cdot P \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{waarin } P = \text{maximale veerdruk.}$$

$$P = \frac{(\varphi + X) m \cdot u^2 \cdot \omega_i^2}{p \cdot k \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (6a)$$

$$\text{uit de veerformules } C_v = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot r \cdot D} \quad \text{en } P = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot r}{8 \cdot D}$$

zijn de afmetingen van de veren te kiezen. Omdat de afmetingen van de veren zijn gebonden aan bepaalde maten, krijgt men nieuwe, enigszins afwijkende waarden voor P en C_v . In de verdere berekeningen wordt van de nieuwe waarden uitgegaan:

$$\varphi m \omega_i^2 = k \cdot p \cdot P_v \cdot \operatorname{tg} \alpha = k \cdot p \cdot f_v \cdot C_v \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$\text{de voorindrukking van de veer} \quad f_v = \frac{4 \pi^2 \cdot \varphi \cdot m \cdot n_i^2}{k \cdot p \cdot C_v \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (6b)$$

$$\text{De totale indrukking van de veer} \quad f_t = \frac{P}{C_v}$$

Bepaling van n_i en n_u bij een bepaalde x

De indrukking van de veer $f = p.y. + f_v = p.x.tg \alpha + f_v$

$$(\varphi + x) m \omega_i^2 = k.p.f.v. . tg \alpha$$

$$\frac{(\varphi + x) 4 \cdot \pi^2 \cdot m \cdot n_i^2}{3600} = k.p.(f_v + p.x.tg \alpha) v. . tg \alpha$$

$$n_i^2 = \frac{3600.k.p. (f_v + p.x.tg \alpha) v. . tg \alpha}{v \pi^2 (\varphi + x) m.}$$

De waarde van $n_u = i.n_i$

$$\text{waarin } i = \frac{\varphi x + x^2}{R_2 r_1}$$

Het over te brengen moment M_u

Wanneer de overbrengingsverhouding $i = 0$, dan zijn de op de ringen werkende omtrekskrachten $T_1 = T_2$. Bij $i > 0$ is de omtrekskracht T_1 op de stilstaande ringen kleiner dan de omtrekskracht T_2 op de draaiende ring. Dit is duidelijk wanneer men de rol beschouwt (zie fig. 26). Aangenomen wordt, dat de beweging éénparig is, d.w.z. dat er geen massa-krachten zijn. Tevens wordt ter vereenvoudiging de rolweerstand verwaarloosd

Voor de op de rol werkende krachten geldt, dat de som der momenten ten opzichte van de as van de rol = 0.

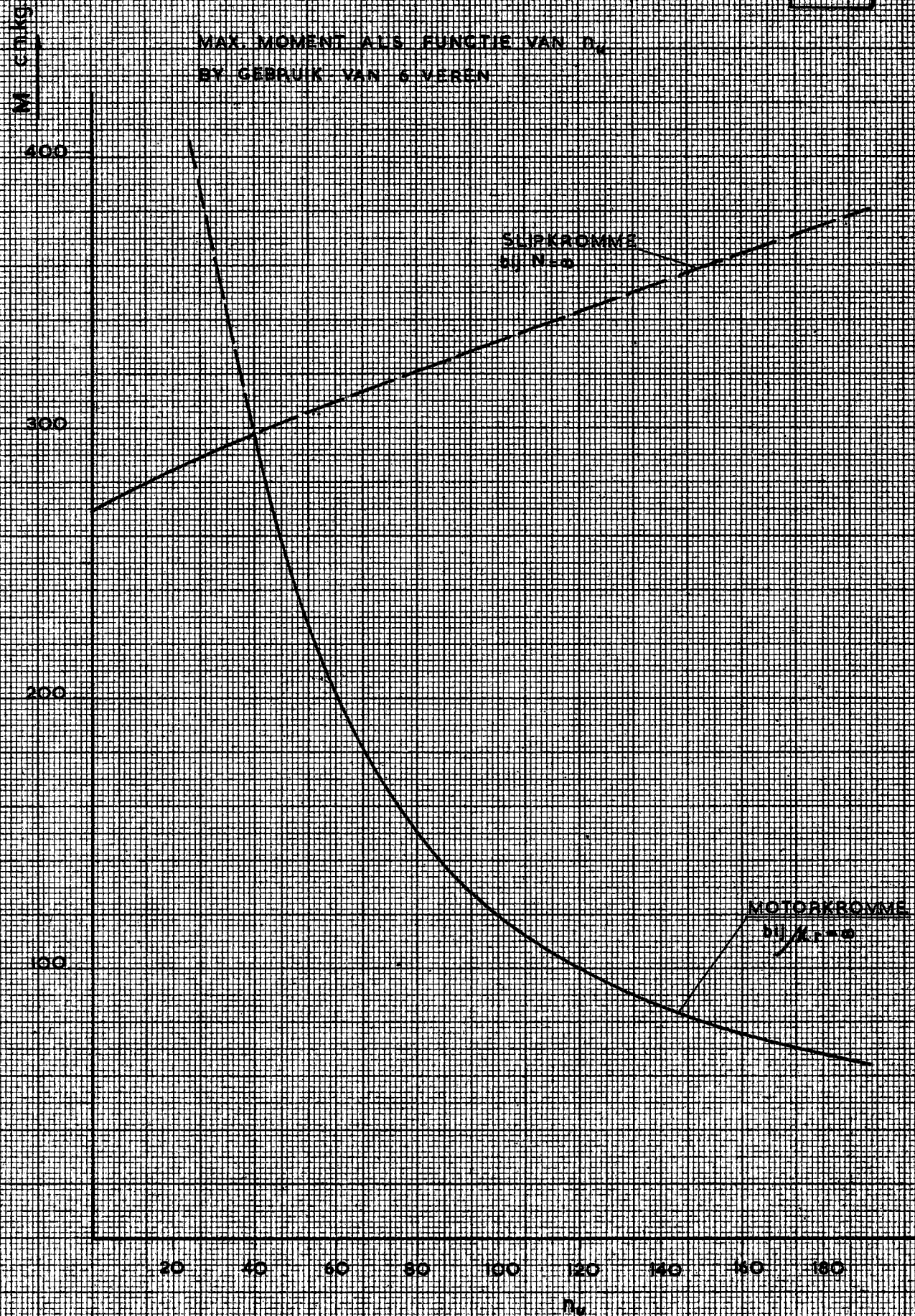
$$\Sigma M = r_1 T_1 - r_2 T_2 = 0$$

$$T_1 = \frac{r_2 T_2}{r_1} = \frac{r_1 - x}{r_1} \cdot T = T_2 \left(1 - \frac{x}{r_1} \right) < T_2$$

VARIATOR type I

Fig. 27

MAX. MOMENT ALS FUNCTIE VAN n_v
BY GEBRUIK VAN 6 VEREN



Slip zal dus eerder bij T_2 optreden, hetgeen dus ook het maximum over te brengen moment $M_{\max}$ bepaalt. Slip zal optreden wanneer $T_2 = \mu_r \cdot Q$

waarin μ_r = wrijvingscoëfficiënt
 Q = contactdruk

Het maximum over te brengen moment $M_{\max} = p \cdot \mu_r \cdot Q \cdot R_2 = \frac{(\varphi + x) m \cdot 4 \pi^2 \cdot n_1^2 \cdot \mu_r R_2}{\sin \alpha}$

Q is afhankelijk van n_1 . Het uitgaand toerental n_u is ook een functie van n_1 , zodat bij eliminatie van n_1 de waarde Q afhankelijk is van n_u . In fig. 27 is weergegeven het theoretisch verband tussen $M_{\max}$ en n_u bij aanname van een bepaalde waarde voor μ_r .

Deze curve geldt voor de variator type I bij gebruik van 6 veren. Hierbij is dus aangenomen, dat het beschikbare vermogen N onuitputtelijk is (slipkromme). Is het beschikbare vermogen N beperkt en neemt men aan, dat $\mu_r \neq \infty$ dan krijgt men een andere curve. Deze is bij benadering een hyperbool (motorkromme). Zijn $\mu_r \neq \infty$ en $N \neq \infty$ dan is het verband tussen M_u en n_u de getrokken curve; de gestippelde curve is niet te verwezenlijken.

Bepaling van het rendement (fig. 28)

Omdat het aandrijvend moment M_i niet bekend is, werd een hulpmiddel toegepast. Hiertoe werd het moment op de stilstaande trommel M_s gemeten.

Voor het evenwicht van momenten geldt:

$$M_i + M_s = M_u$$

$$M_i = M_u - M_s$$

$$M_u n_u = M_i n_i \quad \text{waaruit volgt} \quad \eta = \frac{M_u \cdot n_u}{M_i \cdot n_i} = \frac{n_u}{n_i} \cdot \frac{M_u}{M_u - M_s}$$

De grootte $M_u = (U_2 - U_1) R$ waarin U_2 en U_1

de afgelezen waarden op de unsters U_2 en U_1 zijn en R de werkstraal van U_2 en U_1

$$M_s = U_3 \cdot R \quad \text{dus} \quad \frac{M_u}{M_u - M_s} = \frac{(U_2 - U_1)}{(U_2 - U_1 - U_3)} R = \frac{U_2 - U_1}{U_2 - U_1 - U_3} \quad \text{zodat}$$

voor het rendement kan worden geschreven

$$\eta = \frac{n_u}{n_i} \cdot \frac{U_2 - U_1}{U_2 - U_1 - U_3} \quad (8)$$

Literatuur

Heldt P.M.

Torque converters or Transmission
Hoofdstuk XIV
Variable-throw transmission

Iterson v. F.K.Th.

Voordrachten K.I.V.I. 1950 no. 3
p. 489-504
Rad en Rail in de kraanbouw

Hamblin H.J.

Journal of the I.B.A.E. 1956 no. 3
p. 10 - 28

The Application of Hydrostatic Transmission to tractors.

Lentz Anton

Landtechnische Forschung 1952 no. 1
Arbeitsgeschwindigkeiten der Schlepper

The Beier Gear

Automobile Engineering 1954

De Technische Vraagbaak

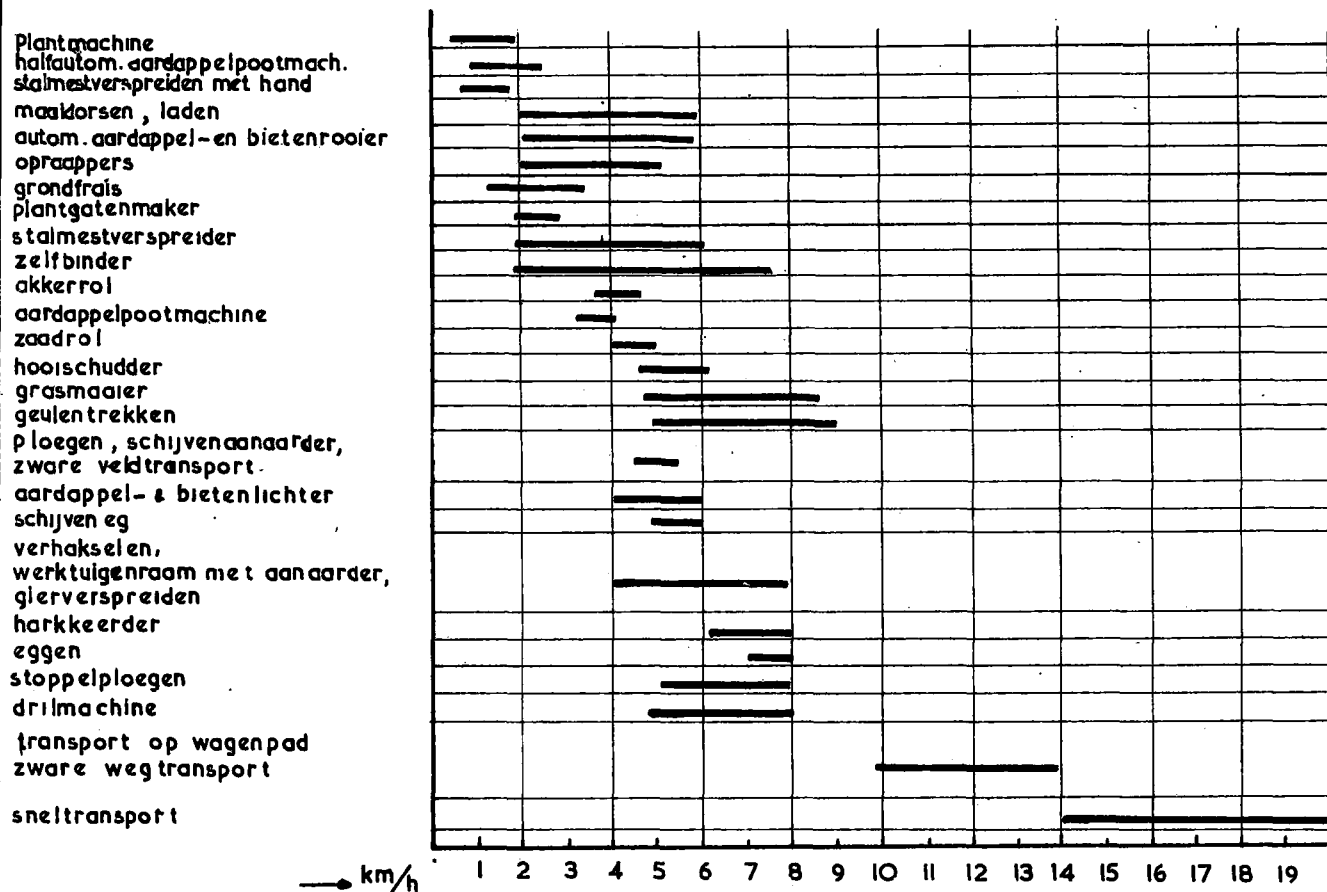
Delen A en M

Palmgren A.

Kogel- en rollagertechniek

Fig. 29

RIJSNELHEDEN VAN DE DIVERSE WERKZAAMHEDEN BIJ TREKKERBEDRIJF



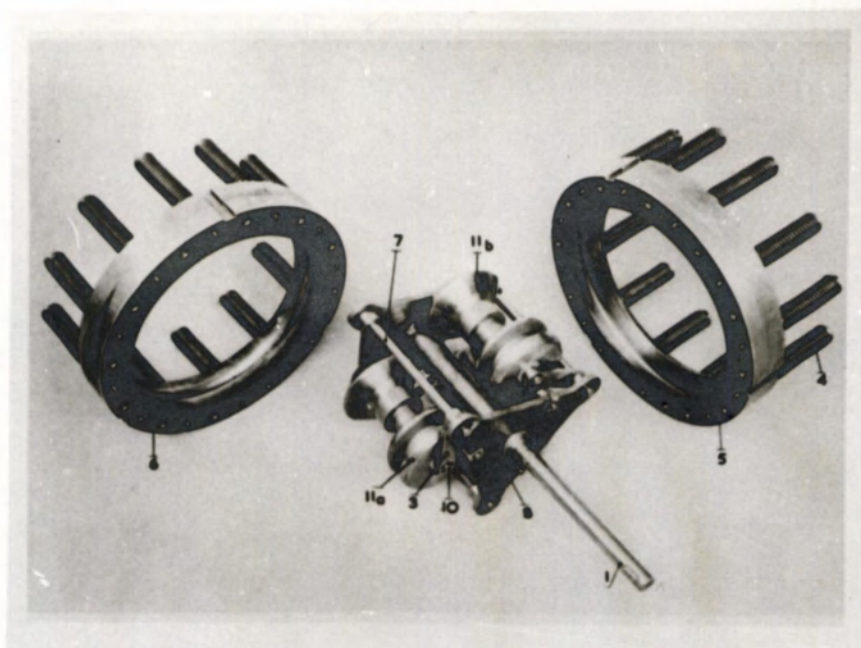


FOTO A

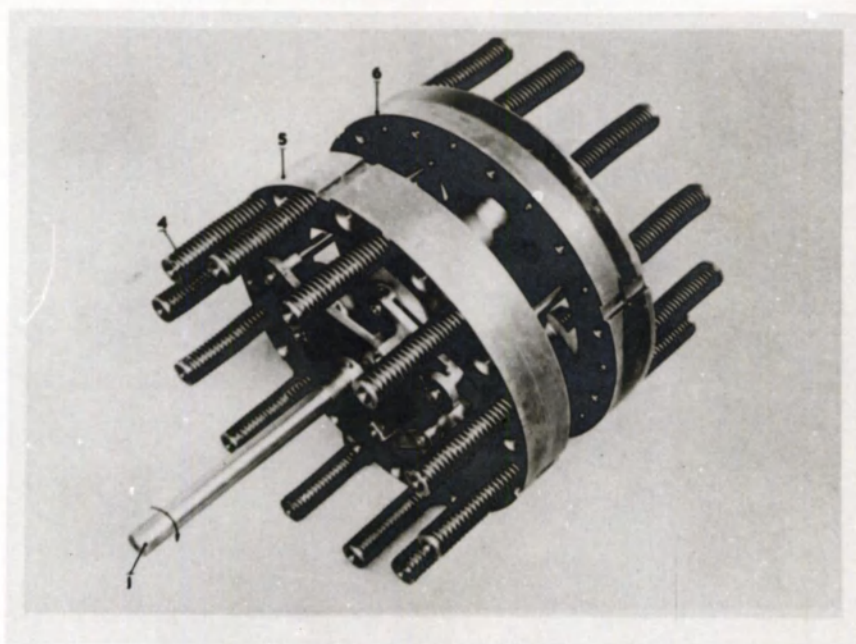


FOTO B

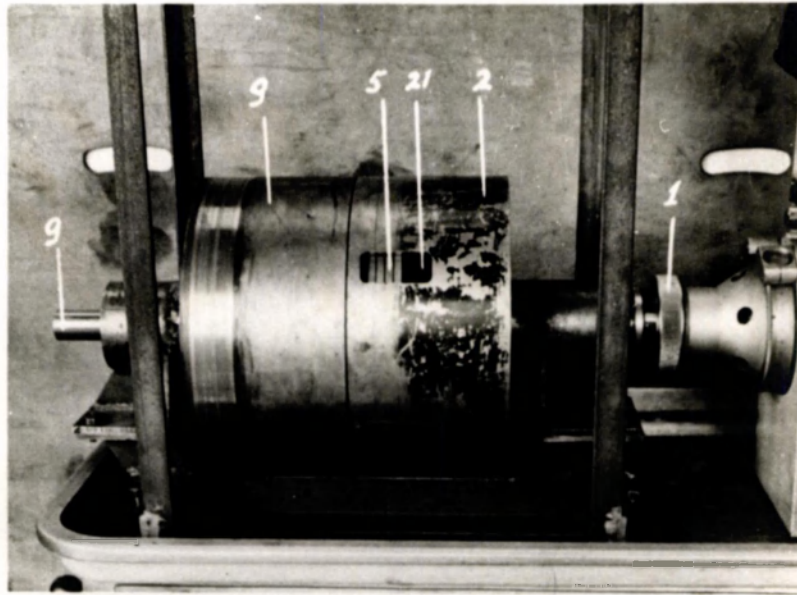


FOTO C

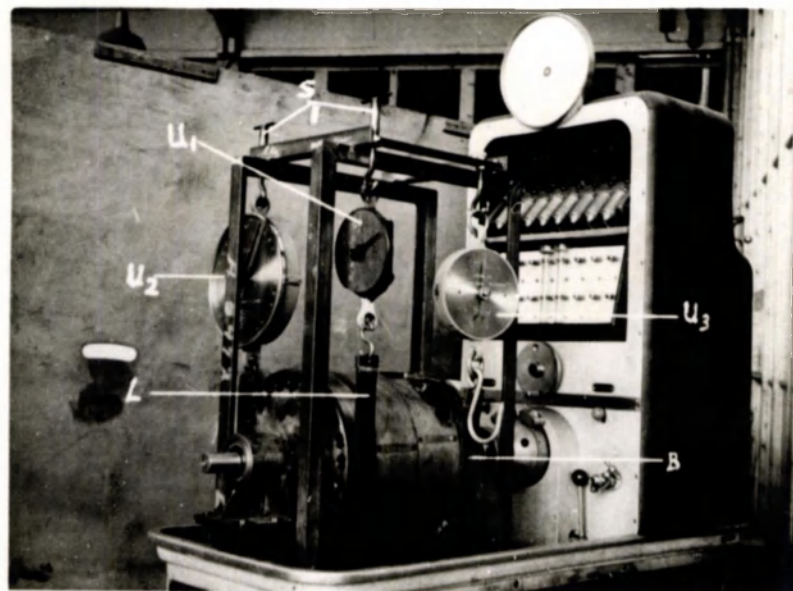


FOTO D

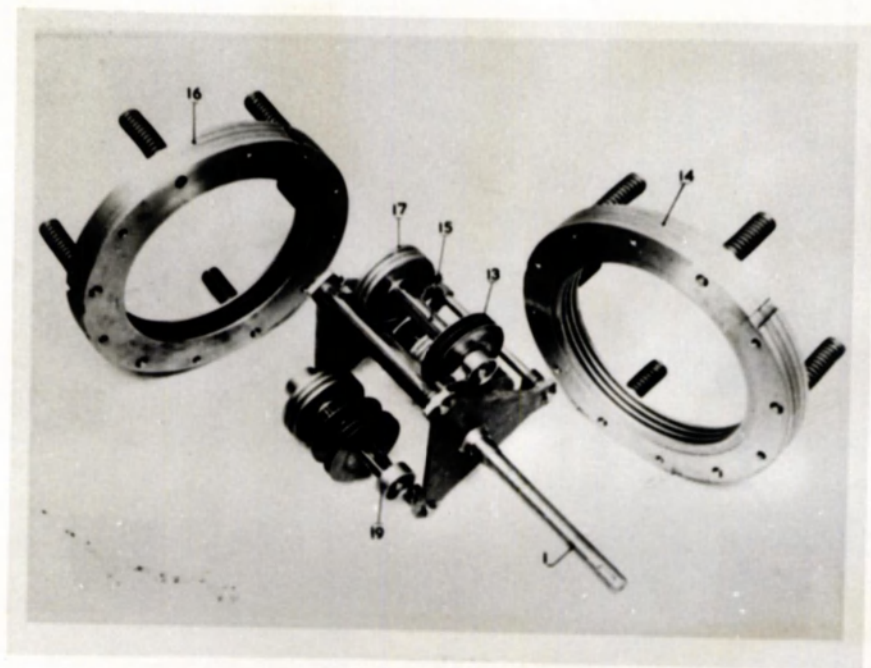


FOTO E

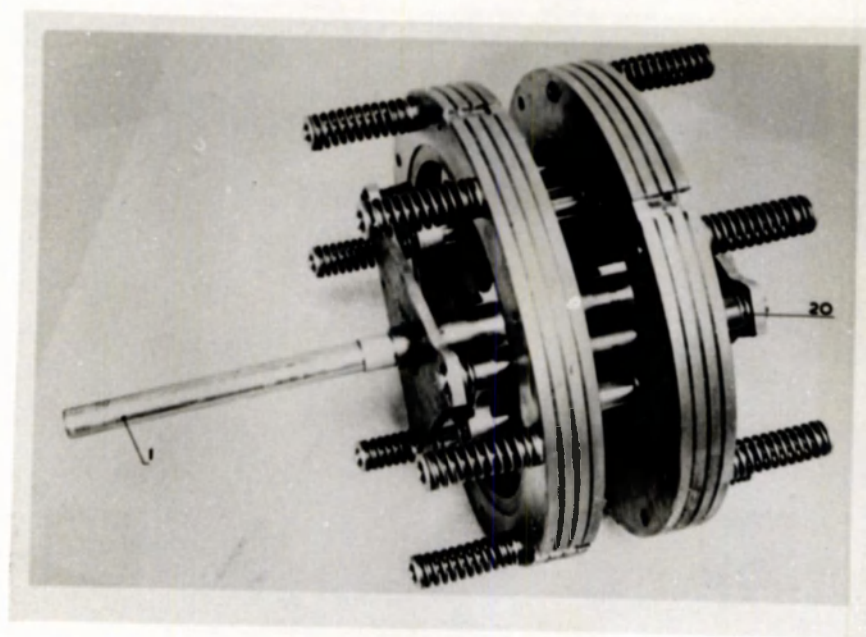


FOTO F

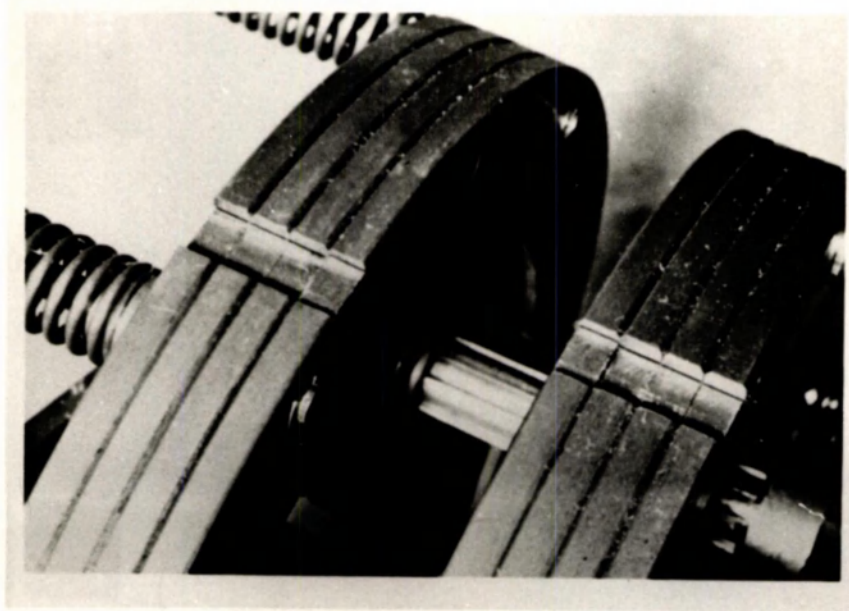


FOTO G

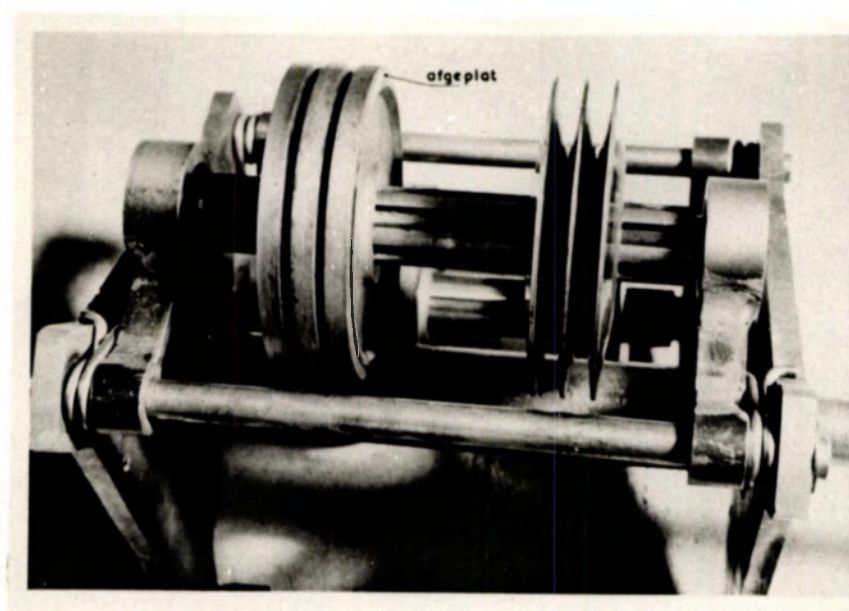


FOTO H