

RAPPORT Nr: A4

BESCHOUWINGEN EN ONTWERP VAN EEN
BEWEGINGSMECHANISME VOOR EEN ARMPROTHESE

door

D. Dekker

TECHNISCHE HOGESCHOOL DELFT
LABORATORIUM VOOR
WERKTUIGKUNDIGE MEET- EN REGELTECHNIEK

TECHNISCHE HOGESCHOOL DELFT

LABORATORIUM VOOR
WERKTUIGKUNDIGE MEET- EN REGELTECHNIEK

RAPPORT Nr:

Schrijver: D. Dekker.
Titel: Beschouwingen en ontwerp van een bewegingsmechanisme voor een armprothese.

Datum: juni 1964.

Samenvatting: Uit de energiebeschouwingen blijkt, dat bij prothesebesturing alleen CO₂ onder hoge druk in elektriciteit, opgeslagen in zilver-zink accu's, in aanmerking komen als energiebron. De keuze uit deze twee mogelijkheden kan eerst gedaan worden nadat voor beide energievormen een bewegingssysteem gemaakt en getest is.

Voor het gebruik van CO₂ is een bewegingsmechanisme ontworpen, bestaande uit draaispoelmeter, versterker, roterende plaatklep en dubbelwerkende perscilinder. Essentieel voor alle onderdelen is een geringe lek. Voor de plaatklep betekent dit spelingen van ongeveer 5 µm, hetgeen bij de ontworpen uitvoering niet te realiseren bleek. Voor dit onderdeel zal verder onderzoek noodzakelijk zijn.

Uit eenvoudige proeven aan het ontworpen draaispoel-versterker systeem blijkt, dat dit onderdeel, na het aanbrengen van enkele verbeteringen, zeker aan de gestelde eisen kan voldoen. Een goede afdichting en toch geringe wrijving, nodig voor de goede werking van de perscilinder zijn verkregen door het toepassen van teflon O-ringen.

laboratorium voor werktuigkundige
meet- en regeltechniek
Mekelweg 2
Delft.

Opdracht 5e en 6e jaars laboratoriumwerk voor de heer D. Dekker,
Adr. Pauwstraat 92, Delft.

Voor de besturing van een armprothese wordt gevraagd een electro-pneumatisch systeem te ontwikkelen bestaande uit de volgende elementen.

- 1e. Een electrisch te besturen ingangselement. Ingangse-energie ≤ 15 mW; ingang laagohmig. Gedacht kan worden aan een draaispoelsysteem.
- 2e. Een of meer pneumatische versterkertrappen.
- 3e. Een pneumatische cylinder.

Vermogens en afmetingen moeten zo gekozen worden dat inbouw in de prothese mogelijk is.

Als energiebron kan gedacht worden aan CO_2 onder hoge druk (b.v. 60 atm).

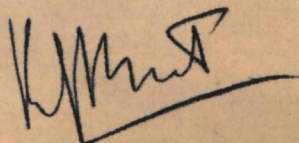
Een zo zuinig mogelijk gebruik van deze energie is een eerste vereiste. De onderdelen moeten dus zo veel als mogelijk is lekvrij zijn.

Als eerste deel van deze opdracht wordt van U een verslag verwacht met de volgende punten:

- 1e. Een kritische beschouwing of CO_2 onder hoge druk een aanvaardbare energiebron is. Zo niet, dan zullen duidelijk alternatieven gesteld moeten worden.
- 2e. Een uitwerking van de onderdelen in principe. Daarbij dient vooral de onderlinge aanpassing bezien te worden.
- 3e. Een uitwerking van de onderdelen in ontwerp, resulterende in zodanige tekeningen en fabricagevoorschriften dat de onderdelen gemaakt kunnen worden.
- 4e. Een voorstel voor door U aan de onderdelen te verrichten metingen.

Aan de hand van dit verslag en metingen (of een deel van de metingen) zal eventueel een vervolg opdracht worden gemaakt.

Delft, 25 februari 1964,



(Prof. ir R.G. Boiten)

INLEIDING.

De bestaande uitvoeringen van bewegingsmechanismen van de armprothesen zijn over het algemeen eenvoudige aan- en uit systemen, waarbij de aan- en uit puls door de drager zelf geregeld wordt. Dit zal vooral bij meerdere bewegingsmogelijkheden een te zware' belasting voor de mens zijn. Om dit te voorkomen zal een systeem ontworpen moeten worden dat een zekere mate van zelfstandigheid heeft. Hiervoor is een bewegingsmechanisme nodig, dat de eigenschappen van een volgsysteem heeft. Als hulpenergie komt elektriciteit of een gecompriëerd gas in aanmerking. Het verrichte onderzoek houdt zich bezig met het ontwerp van een bewegingsmechanisme, dat een elektrisch ingangssignaal en CO_2 onder hoge druk als hulpenergie heeft. Hiervoor zijn van de verschillende elementen, die dit systeem opbouwen prototypen gebouwd die verder gedeeltelijk beproefd zijn.

Hoofdstuk 1 behandelt de vraag of CO_2 een aanvaardbare energiebron is. In het tweede hoofdstuk wordt de opbouw van het mechanisme behandeld, terwijl in de volgende drie hoofdstukken de componenten behandeld worden. Aangezien over het systeem in z'n geheel nog niets bekend is, moeten de conclusies, die aan het eind van ieder hoofdstuk zijn vermeld, zich beperken tot de componenten zelf.

INHOUDSOPGAVE.

1. ENERGIEBESCHOUWINGEN.

- 1.1. Inleiding.
- 1.2. Veronderstellingen en beschouwingwijze.
- 1.3. Resultaten, beschouwingen en conclusies.
- 1.4. Elektrische energie.
- 1.5. Gecomprimeerde gassen.

2. DE OPBOUW VAN HET BEWEGINGSMECHANISME.

- 2.1. Beschouwingen.
- 2.2. Uitvoering.
- 2.3. Draaispoelmeter.

3. PLAATKLEP.

- 3.1. De werking van de plaatklep.
- 3.2. Beschouwing van de klep.
- 3.3. Uitvoering en fabricage.
- 3.4. Metingen en resultaten.
- 3.5. Conclusies en beschouwingen.

4. OMVORMER-VERSTERKER.

- 4.1. De opbouw in principe.
- 4.2. Ontwerpbeschouwingen.
- 4.3. Uitvoering.
- 4.4. Dynamische beschouwingen.

1. ENERGIEBESCHOUWINGEN.

1.1. Inleiding. (Lit. 8 en 9)

Van belang voor het medium, dat energie levert voor prothesebesturing, zijn de volgende punten:

- a) Het moet veilig zijn, d.w.z. niet brandbaar en niet giftig.
- b) De energie per eenheid van de totale massa ($= \epsilon_M$), d.w.z. massa van het medium plus het omhulsel.
- c) De energie per eenheid van het totale volume ($= \epsilon_V$).
- d) De prijs.
- e) Hoe worden de vorm afmetingen en prijs van de omzetter(s).

In verband met bovenstaande lijken alleen in aanmerking te komen; elektrische energie opgeslagen in accu's of batterijen en gecomprimeerde gassen, samengeperst in cilindervormige containers. Voor deze media wordt ingegaan op de punten b) en c). Met a) wordt automatisch rekening gehouden door gassen die niet veilig zijn buiten beschouwing te laten. De punten d) en e) zullen slechts bij voor- en nadelen van verschillende media naar voren komen.

1.2. Veronderstellingen en beschouwingwijze.

1.2.1. Elektrische energie (Lit. 9 en 11).

Indien alleen elektrische energie gebruikt wordt voor de aandrijving van de prothese komen voor de opslag hiervan alleen accu's in aanmerking. Batterijen zullen niet in staat zijn de benodigde stroom te leveren (200 mA is reeds veel voor een batterij).

De ϵ_M en ϵ_V zijn bepaald met behulp van catalogi voor een zilver-zink, een nikkel-cadmium en een lood accu.

1.2.2. Gecomprimeerde gassen (Lit. 9 en 10).

Hierbij kan onderscheid gemaakt worden tussen gassen, die bij opslag (hogedruk) vloeibaar zullen zijn, en die welke hierbij gasvormig blijven.

Er wordt vanuit gegaan dat:

- a) Het gas bij een temp. van 30°C. (hoger dan omgevings-temp. i.v.m. de lichaamstemp.) en onder hoge druk opgeslagen is.
- b) De arbeid geleverd wordt door expansie vanaf 30 atm. en $T_{\text{omg}} = 20^\circ\text{C}$ tot 1 atm.

De toestand onder b) wordt uit die onder a) verkregen door smoren en eventuele warmtetoevoer uit de omgeving.

De maximale arbeid die een gas per kg kan leveren wordt bepaald door:

$$E = W_1 - W_0 - T_0(s_1 - s_0) \quad (121)$$

E = energie in J/kg of Nm/kg.

W = enthalpie in J/kg.

S = entropie in J/kg.

T_0 = omgevingstemp. in °K.

index 1 = toestand 1: temp. 20°C, druk 30 atm.

index 0 = omgeving.

Voor een ideaal gas is de maximale arbeid
(= isotherme expansie):

$$E = RT_1 \ln p_1/p_0 \quad (122)$$

R = de gasconstante.

Voor de container is aangenomen dat de vorm cilindrisch is. Verder worden de gewichten van de uiteinden verwaarloosd t.o.v. de rest.

Voor ϵ_M geldt nu:

$$\epsilon_M = \frac{E}{1 + M_c} \quad \text{Nm/kg.} \quad (123)$$

waarbij "1" = 1 kg gas en M_c = de massa van de hiervoor benodigde container.

Voor de bepaling van ϵ_V is nodig het volume van het container materiaal, hetgeen echter te verwaarlozen is t.o.v. het volume van het gas (zie 1.5.1.). Voor

ϵ_V geldt dan:

$$\epsilon_V = E \cdot \rho_g \quad \text{Nm/m}^3 \quad (124)$$

ρ_g = s.m. van het gas.

1.3. Resultaten, beschouwingen en conclusies.

Voor de ϵ_M (in Nm/kg) is gevonden (zie 1.3. tot 1.5.)

Elektrische energie in accu's	{	zilver-zink	$40 \cdot 10^4$
		nikkel-cadmium	$6 \cdot 10^4$
		lood	$2 \cdot 10^4$

gecomprimeerde gassen	{	CO ₂ (vloeibaar)	$14 \cdot 10^4$
		Freon 13 (vl)	$6 \cdot 10^4$
		stikstof (niet vl)	$8 \cdot 10^4$

Voor de ϵ_V (in Nm/m³)

zilver-zink accu	$200 \cdot 10^7$
nikkel-cadmium accu	$6,5 \cdot 10^7$
CO ₂	$10 \cdot 10^7$
stikstof	$7 \cdot 10^7$

Uit bovenstaande tabellen blijkt dat, bij beschouwing van alleen ϵ_M en ϵ_V , elektrische energie opgeslagen in zilver-zink accu's het beste is. Bij de keuze van het te gebruiken medium, dienen echter ook de volgende punten in rekening gebracht te worden.

1) De omzeters voor het verkrijgen van een rotatie.

Bij een elektrische energiebron kan uitgegaan worden van een snellopende motor met een klein koppel of een langzaamlopende met een groot koppel. In het eerste geval zal de constructie vrij omvangrijk en zwaar worden door de benodigde vertraging, in het tweede geval door het benodigde "ijzer". Voor ge-comprimeerde gassen is een rotatie te realiseren waarbij het mechanisme compacter en lichter zal zijn.

- 2) Problemen bij de uitvoering en werking van het bewegingsmechanisme.

Bij gebruik van elektrische energie dient de constructie van een rem voorzien te zijn, teneinde geen energie in de ruststand te verliezen. Dit is een constructieve complicatie, welke bovendien de "soepelheid" van de beweging niet ten goede zal komen. Verder zal een "snelloper" met overbrenging veel lawaai veroorzaken.

Gecomprimeerde gassen hebben de moeilijkheid van het vullen van de container, dat niet eenvoudig gevaarloos te maken is. Verder ontstaat bij CO_2 de mogelijkheid van "vastvriezen", terwijl N_2 een zeer hoge opslagdruk vereist.

- 3) Het rendement van het gehele systeem.

Bij kleine elektromotoren met een overbrenging zal het rendement hooguit 25 % zijn. Van de recent ontwikkelde "langzaamloper" met hoog koppel de zg stero motor is dit bijna 40 %. *

Bij het gebruik van gecomprimeerde gassen zal het rendement zeker niet boven de 40 % liggen ten gevolge van het feit dat de expansie zeker niet isotherm zal zijn en bovendien smoorverliezen op zullen treden.

Over de ϵ_M van de gecomprimeerde gassen valt nog op te merken dat deze waarden afhankelijk zijn van de toelaatbare trekspanning ($\bar{\sigma}$) en de dichtheid (ρ_c) van het containermateriaal. Bij de beschouwingen is uitgegaan van staal met $\bar{\sigma} = 5 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ ($= 5000 \text{ kgf/cm}^2$) en $\rho_c = 8000 \text{ kg/m}^3$. Indien echter uitgegaan kan worden van een materiaal waarvan $\rho_c/\bar{\sigma}$ een factor tien lager ligt kan de massa van de container verwaarloosd worden ten opzichte van de massa van het gas.

* Opgave catalogus van berg & burg.

De ϵ_M voor CO_2 wordt dan $20 \cdot 10^4 \text{ Nm/kg}$; dus niet veel hoger dan de beschouwde ϵ_M ($14 \cdot 10^4$). Voor stikstof ontstaat dan echter $30 \cdot 10^4 \text{ Nm/kg}$ ($8 \cdot 10^4$), hetgeen het medium zeer interessant kan maken. De vraag is dan in hoeverre een opslagdruk van ongeveer 200 atm., die nodig is om het volume binnen de perken te houden, een bezwaar is.

Uit het voorgaande kan geconcludeerd worden dat, de keuze tussen elektrische energie en gecomprimeerd gas als energie bron eerst gedaan kan worden, als van beiden een bewegingssysteem gerealiseerd en getest is. De genoemde voor- en nadelen hebben n.l. te veel onzekerheden. Bovendien zullen bij een realisering nog wel meer voor- en nadelen te voorschijn komen.

Wel kan gesteld worden dat, bij het toepassen van elektrische energie gebruik gemaakt moet worden van zilverzink accu's en een motor met een hoog koppel en laag toerental. Als gecomprimeerd gas komt op het ogenblik alleen CO_2 in aanmerking terwijl stikstof in overweging genomen kan worden, wanneer lichte zeer trekvraste materialen beschikbaar zijn.

Uit de energiebeschouwingen blijkt verder dat het voor CO_2 niet zinvol lijkt een werkdruk te kiezen die hoger dan 30 atm. is (zie 1.4.).

De in Lit. (8) voorkomende aanwijzing om bij een werkdruk van ongeveer 6 atm., het gebruik van Freon 12 te onderzoeken lijkt onjuist. Hoewel het smoren van CO_2 tot die druk veel energie kost, is de ϵ_M van CO_2 toch nog altijd twee maal beter (zie 1.5.3. en 1.5.4.), terwijl ze verder nagenoeg dezelfde voor- en nadelen hebben.

1.4. Elektrische energie.

Met behulp van catalogi zijn de ϵ_M en ϵ_V berekend voor de volgende type accu's.

Zilver-zink accu:

opgave catalogus Venner

$$\epsilon_M = 400.000 \text{ Nm/kg.}$$

$$\epsilon_V = 20 \cdot 10^8 \text{ Nm/m}^3.$$

Lit. (9) geeft:

$$\epsilon_M = 440.000 \text{ Nm/kg.}$$

Nikkel-cadmium accu:

fabrikaat Deac, opgave catalogus:

$$\epsilon_M = 60.000 \text{ Nm/kg.}$$

$$\epsilon_V = 0,65 \cdot 10^8 \text{ Nm/m}^3.$$

Voor een normale loodaccu werd gevonden

$$\epsilon_M = 20.000 \text{ Nm/kg.}$$

Voor een accu laat zich de volgende beschouwing opzetten.*

Veronderstel dat, de platen opgebouwd zijn uit een tweewaardig element, de lading van een gramatoom is dan $2 \cdot 10^5$ Ws. Indien de spanning tussen de twee platen 2 volt bedraagt, dan is de maximale arbeid die geleverd kan worden $2 \cdot 10^5 \cdot 2 = 4 \cdot 10^5$ W/grat. Wordt nu uitgegaan van een atoomgewicht van 50 gr. voor de materialen van de platen en worden het gewicht van omhulsel e.d. verwaarloosd, dan ontstaat

$$\epsilon_M = \frac{4 \cdot 10^5}{2 \cdot 50} \cdot 1000 = 4 \cdot 10^6 \text{ Nm/kg.}$$

* De gedachtengang hiervan is ontleend aan een gesprek met de heer Keller (KEMA).

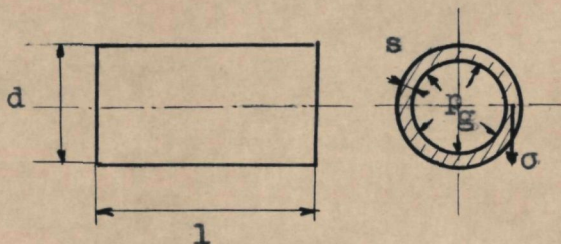
Vergelijking van deze waarde met de ϵ_M van de zilver-zink accu doet vermoeden dat de ϵ_M van de accu's in de toekomst niet veel meer zal toenemen.

Het grote voordeel van de elektrische energie is dat het zo eenvoudig en goedkoop te verkrijgen is.

1.5. Gecomprimeerde gassen.

1.5.1. De container.

Er wordt verondersteld dat het gewicht van de uiteinden van de container verwaarloosd kan worden. Voor de berekening van de wanddikte e.d. wordt uitgegaan van de formules voor z.g. dunwandige buis.



Er kunnen nu de volgende vergelijkingen opgesteld worden:
Het volume (V_c) van de container:

$$V_c = \Pi d s l \quad (151)$$

De massa (M_c) van de container:

$$M_c = \Pi d s l \rho_c \quad (152)$$

ρ_c = s.m. containermateriaal.

De bepalende trekspanning (σ):

$$\sigma = \frac{p_g d}{2 s} \quad (153)$$

De inhoud (V_g) van de container, dus het volume van het opgeslagen gas:

$$V_g = \Pi / 4 d^2 l \quad (154)$$

De massa M_g van het gas in de container:

$$M_g = \Pi / 4 d^2 l \rho_g \quad (155)$$

Bij de beschouwingen wordt uitgegaan van de energie per eenheid van volume en massa, dus $V_g = 1 \text{ m}^3$ en $M_g = 1 \text{ kg}$.

Invullen van (153) en (154) in (151) geeft nu:

$$V_c = \frac{p_g}{\sigma/2} \quad (156)$$

Evenzo (153) en (155) in (152):

$$M_c = \frac{p_g}{\sigma/2} \frac{\rho_c}{\rho_g} \quad (157)$$

Voor de container zijn de volgende grootheden aangenomen:

De toelaatbare spanning $\bar{\sigma} = 5000 \text{ kgf/cm}^2 = 5 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ en soortelijke massa $\rho_c = 8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$.

Uit deze waarden volgt direkt dat V_c , zeker voor drukken tot 200 atm., te verwaarlozen is ten opzichte van het volume van het gas zelf.

1.5.2. Stikstof. (N_2)

Voor de beschouwingen kan stikstof opgevat worden als zijnde een ideaal gas. De afwijking van de ideale gaswet is bij ongeveer 20°C tot een druk van 250 atm. kleiner dan 5 %. (zie Lit. 10).

Bij expansie tot 1 atm. ontstaat bij een temp. van 20°C :

begindruk:	max energie E:
Ø 30 atm.	300.000 Nm/kg.
Ø 50 atm.	340.000 Nm/kg.

Voor de massa van de container geldt formule (147) n.l.

$$M_c = \frac{p_g}{\rho_g} \frac{\rho_c}{\sigma/2} \quad \left(\begin{array}{l} g = \text{gas.} \\ c = \text{container} \end{array} \right)$$

Voor een ideaal gas wordt dit:

$$M_c = RT \frac{\rho_c}{\sigma/2}$$

Dit is onafhankelijk van de opslagdruk, d.w.z. dus zolang het vat opgevat mag worden als een dunwandige buis, (zie 1.4.1.).

Er ontstaat dus:

$$M_c = 296 \cdot 293 \cdot \frac{8000}{2500 \cdot 10^5} = 2,8 \text{ kg.}$$

Voor de ϵ_M ontstaat nu 80.000 en 90.000 Nm/kg resp. bij een begindruk van 30 en 50 atm.

De ϵ_V voor een ideaal gas wordt:

$$RT \ln p_1/p_2 \times \rho_c = RT \ln p_1/p_2 \cdot \frac{p_c}{RT_c} \approx$$

$$p_c \ln p_1/p_2 (T \approx T_c).$$

Indien de opslagdruk 200 atm. en de begindruk van de expansie 30 atm. is, komt er voor stikstof:

$$\epsilon_V \approx 7 \cdot 10^7 \text{ Nm/m}^3$$

Een voordeel van het toepassen van b.v. stikstof is dat bij expansie geen nevel kan ontstaan. Een groot nadeel is echter de hoge opslagdruk, die nodig is om een redelijke hoeveelheid energie te kunnen meenemen. Deze hoge druk is niet alleen gevaarlijk, doch zal ook b.v. een veel zwaarder reduceerventiel vereisen.

1.5.3. Kooldioxide (CO₂) (Lit. 10 en 13).

Uit het bijgevoegde druk-entropie (p-i) diagram zijn de volgende gegevens voor CO₂ damp af te lezen.

1) 30°C max. druk 73 atm.

$$i = 141 \text{ kcal/kg.} \quad s = 1,135 \text{ kcal/}^\circ\text{K kg}$$

2) 20°C, 58 atm.

$$i = 151, \quad s = 1,175$$

- 3) 20°C, 30 atm.
 $i = 165$ $s = 1,242.$
- 4) 20°C, 6 atm.
 $i = 172$ $s = 1,334$
- 0) 20°C, 1 atm.
 $i = 172,5$ $s = 1,419$

De E in de verschillende toestanden wordt dan

$$E_1 = 141 - 173 - 293 (1,135 - 1,419) = 51 \text{ kcal/kg}$$

$$= 215.000 \text{ Nm/kg}$$

$$E_2 = 151 - 173 - 293 (1,175 - 1,419) = 49,5 \text{ kcal/kg}$$

$$= 205.000 \text{ Nm/kg}$$

$$E_3 = 165 - 173 - 293 (1,242 - 1,419) = 44 \text{ kcal/kg}$$

$$= 185.000 \text{ Nm/kg}$$

$$E_4 = 172 - 173 - 293 (1,334 - 1,419) = 24 \text{ kcal/kg}$$

$$= 100.000 \text{ Nm/kg.}$$

Voor de vloeistof in de container geldt dat bij een temp. van 30°C de druk 72 atm. is. In verband met de veiligheid mag de container hoogstens voor 80 % met vloeistof gevuld worden, (zie Lit. 8). De dichtheid is in dat geval 500 kg/m^3 ,

Voor de massa van de container volgt dan (zie 147)

$$M_c = \frac{72}{2500} \cdot \frac{8000}{500} = 0,45 \text{ kg.}$$

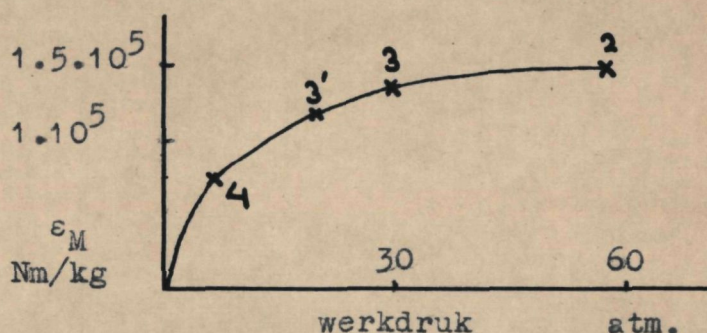
De totale massa wordt dus 1,45 kg.

Voor de ϵ_M volgt hieruit voor de verschillende toestanden:

- 1) 30°C, 73 atm.: $\epsilon_M = 150.000 \text{ Nm/kg.}$
- 2) 20°C, 58 atm.: $\epsilon_M = 142.500 \text{ Nm/kg.}$
 (maatgevend zie opm. a).
- 3) 20°C, 30 atm.: $\epsilon_M = 127.500 \text{ Nm/kg.}$
- 4) 20°C, 6 atm.: $\epsilon_M = 70.000 \text{ Nm/kg.}$

Over de bovengenoemde waarden valt het volgende op te merken.

- a) Toestand 1) is vrij irreëel daar expansie vanuit deze toestand nevel zal doen ontstaan, wat bepaald ongewenst is. De temp. bij de expansie zal n.l. in ieder geval zakken tot de omgevingstemp. 20°C . Wordt uitgegaan van toestand 2) dan behoeft dit niet het geval te zijn. Deze toestand wordt dan ook als maatgevend voor de max. ϵ_M van CO_2 beschouwd.
- b) De energie, die het gas theoretisch kan leveren, bij een hogere druk slechts weinig toeneemt in verhouding met de vergroting van de werkdruk.



Beschouwing van de grafiek leert, dat het weinig zinvol is om uit energie-oogpunt een werkdruk te kiezen, die hoger dan 30 atm. ligt. Verder lijkt het nuttig om te onderzoeken bij welke druk de verhouding energie/massa van het totale systeem en energie/totale kosten optimaal zijn. Het is best mogelijk dat hieruit zou volgen dat het uit energie-oogpunt gunstiger zou zijn om met een druk te werken die lager dan 30 atm. is.

De ϵ_V

Voor de ϵ_V geldt (zie 1.1.)

$$\epsilon_V = E_g \times \rho_g$$

De maatgevende E is 205.000 Nm/kg en $\rho_g = 500 \text{ kg/m}^3$. Dus:

$$\epsilon_V = 205.000 \cdot 500 = 10 \cdot 10^7 \text{ Nm/m}^3.$$

Nadelen van CO₂.

Een groot nadeel van CO₂ is het feit dat bij adiabatische expansie nevel en zelfs vast CO₂ kan ontstaan, waardoor b.v. de klep zal vastvriezen. Dit kan vooral optreden bij een hoge werkdruk, continn gebruik, een snelle beweging en een lage omgevingstemperatuur.

Om dit verschijnsel zoveel mogelijk te vermijden dient bij de constructie gebruik gemaakt te worden van goed geleidende materialen, zodat warmte uit de omgeving opgenomen kan worden.

Voordelen van CO₂

Voordelen van CO₂ zijn, dat het goedkoop is en een zeer hoge ϵ_M verhouding heeft.

1.5.4. FREONEN. (Lit. 13)

Voor werking bij hoge druk komt alleen het z.g. F 13 in aanmerking. De andere Freonen hebben n.l. bij 20°C een te lage kookdruk (beneden de 10 atm.).

Enkele gegevens voor het F 13 zijn:

$$t_k = 28,8^\circ\text{C} \quad p_k = 39,36 \text{ atm.}$$

$$\text{bij } 20^\circ\text{C en } 30 \text{ atm.: } i = 122,5 \text{ kcal/kg.} \\ s = 1,077 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K.}$$

$$\text{bij } 10^\circ\text{C en } 1 \text{ atm. : } i_o = 130 \\ s_o = 1,16.$$

$$\text{De maximaal technische arbeid is dus:} \\ 122,5 - 130 - 293 (0,83) = 17 \text{ kcal/kg} = \\ = 72.000 \text{ Nm/kg.}$$

Voor de vloeistof in de container geldt: temp. 30°C
 $p = 40 \text{ atm. } \rho = 580 \text{ kg/m}^3.$

De massa van de container wordt dus:

$$M_c = \frac{40}{2500} \cdot \frac{8000}{580} = 0,22.$$

Hieruit volgt dus dat:

$$\epsilon_M = \frac{72.000}{1,22} = 60.000 \text{ Nm/kg.}$$

Indien gewerkt wordt bij lage druk zou in aanmerking kunnen komen Freon 12. Hiervoor geldt dat bij 20°C de "kookdruk" 5,75 atm. is. Verder is dan $i = 139,2$ kcal/kg en $s = 1,134$ kcal/°K kg. Bij 20°C en 1 atm. $i = 140,6$ en $s = 1,167$.

De max. arbeid wordt dus:

$$139,2 - 140,6 + 290 (1,167 - 1,134) = 8,5 \text{ kcal/kg.}$$

$$= 36.000 \text{ Nm/kg.}$$

Het gewicht van de container zal bij deze lage drukken te verwaarlozen zijn, dus volgt

$$\epsilon_M = 36.000 \text{ Nm/kg.}$$

Over de Freonen valt verder op te merken dat, hoewel ze niet giftig zijn, er op den duur wel irritatie van de slijmvliezen kan optreden en dat ze aanmerkelijk duurder zijn dan b.v. CO₂.

Een voordeel van Freonen is dat bij adiabatiscche expansie niet zo snel nevel gevormd zal worden als bij CO₂. Dit vindt zijn oorzaak in het bij freon gunstige verloop van de isenthalpen ten opzichte van de dauwlijn.

2. DE OPBOUW VAN HET BEWEGINGSMECHANISME.

2.1. Beschouwingen.

Met een elektrisch stuursignaal en CO_2 als energiebron dient het bewegingsmechanisme aan de volgende eisen te voldoen:

- a) Een voorgeschreven hoekverdraaiing binnen "redelijke" tijd af te leggen, waarna de ingenomen plaats, zonder signaal van buiten af, gehandhaafd moet kunnen worden.
- b) De maximale rotatie ongeveer 90° is.
- c) Een maximaal koppel van 15 Nm verricht kan worden.

Verder zal het mechanisme, om ingebouwd te kunnen worden in een armprothese licht van gewicht, maar toch veilig moeten zijn, terwijl bovendien de lekverliezen tot het uiterste beperkt zullen moeten worden.

Aangezien een geschikte roterende motor ontbreekt, wordt voor het realiseren van de beweging uitgegaan van een dubbel werkende perscilinder, waarvan de translatie op eenvoudige wijze in een rotatie is om te zetten. Om het systeem aan eis a) te laten voldoen dienen de ingaande gasstromen geregeld te worden. Hiervoor komen in aanmerking een continue regeling met behulp van een of andere stuurschuif en een (zeer snelle) discontinue regeling met een driestanden klep. Indien gedacht wordt aan een bandbreedte van 0,5 Hz van het gehele systeem dan dient de open-dicht cyclus van een discontinue regeling toch zeker te geschieden met een frequentie van 15 Hz, hetgeen nog al wat energie zal vragen, verder lijkt het dat een dergelijk systeem constructief omvangrijker wordt. Voor de besturing van de perscilinder dient dus naar een of andere stuurschuif gezocht te worden. Hiervoor is een roterende plaatklep genomen, vanwege zijn constructieve voordelen. Bij deze constructie wordt met behulp van een gat in een plaat de gasstromen van en naar de cilinder geregeld.

Wil de regeling voldoende snel en het daarvoor benodigde vermogen niet te hoog zijn, dan dient de maximale rotatie van de klep klein gehouden te worden. Gekozen is een hoekverdraaiing van maximaal 10° . (zie verder hoofdstuk 3).

De aandrijving van de plaatklep dient nu direkt of indirekt te geschieden, met behulp van het elektrische ingangssignaal waarvan $E < 15 \text{ mW}$. Een onzekerheid die hierbij optreedt is wat het maximaal benodigde koppel is, om de plaatklep zodanig aan te drijven, dat de regeling van het gehele systeem aan de gestelde eisen kan voldoen. Er is uitgegaan van een maximaal koppel van ongeveer 250 grfcm , hetgeen voor het sturen van een CO_2 stroom van 30 atm . aannemelijk lijkt.

Uit de beschouwingen van (2.3.) blijkt, dat het niet mogelijk is de gewenste rotatie direkt met een draaispoelsysteem te realiseren; de verbruikte energie zou in dat geval te hoog worden. Indien een draaispoelmeter niet in aanmerking komt lijkt het hoogst onwaarschijnlijk dat een ander elektrisch systeem met dezelfde afmetingen dit wel zal kunnen doen. Conclusie: er moet dus een versterker gebouwd worden, die gebruik maakt van de aanwezige CO_2 energiebron, een rotatie van 10° kan uitvoeren en een maximaal koppel van zeker 250 grfcm kan leveren. Het ingangssignaal van de versterker wordt nu geleverd door een omzetter, die de ingaande stroom omzet in een rotatie. Door de omzetter-versterker te bouwen als een volgsysteem wordt voorkomen, dat de versterker de uiteindelijk gewenste beweging beïnvloedt.

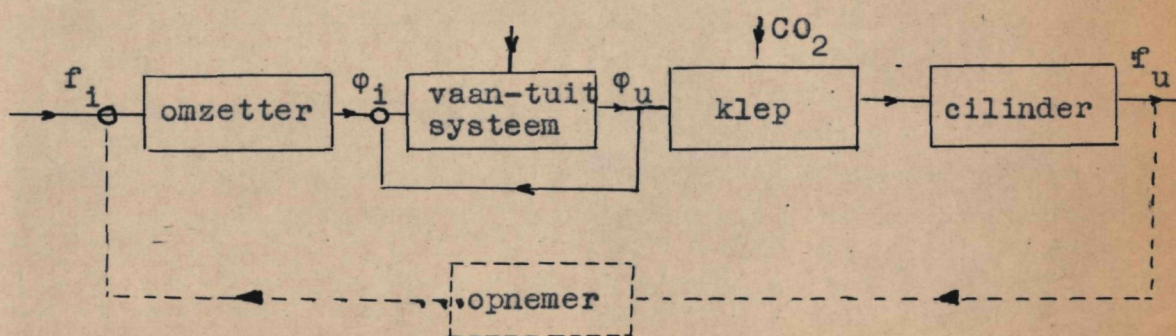
Opdat het systeem een bepaalde stand zonder signaal van buitenaf kan handhaven, dient een tegenkoppeling aangebracht te worden, daar anders f_u steeds toe of af zal nemen (cilinder=integrator).

Als hulpenergie moet gebruik gemaakt worden van CO_2 onder druk. Uit de energiebeschouwingen (1.5.3.) blijkt dat het niet zinvol is om met een hogere druk dan 30 atm. te werken. Het systeem zal dus voor deze druk ontworpen moeten worden. In de container zal de CO_2 een druk van ongeveer 70 atm. hebben, zodat een reduceerventiel gebruikt moet worden. Dit smoren van 70 → 30 atm. geeft het voordeel dat bij het springen van een leiding de stroming beperkt kan blijven door een juiste keuze van de afmetingen van bovengenoemde reduceerinrichting. De drukval over de restrictie is n.l. groter dan de kritische, zodat de stroming alleen afhankelijk zal zijn van de keuze van maximale doorsnede van de reduceer.

2.2. Uitvoering.

Door het ontbreken van bestaande uitvoeringen van het gevraagde bewegingsmechanisme en de onzekerheden over het gedrag ervan, zijn in eerste instantie prototypen van de verschillende onderdelen gebouwd. De componenten kunnen nu afzonderlijk beproefd, getest en eventueel opnieuw gebouwd worden, zonder dat het gehele systeem verandert. De tegenkoppelbaan (of-banen) kan eerst vastgesteld worden indien er voldoende gegevens over de elementen in de rechte keten zijn.

Tot slot volgt een schema van het te realiseren bewegingsmechanisme.

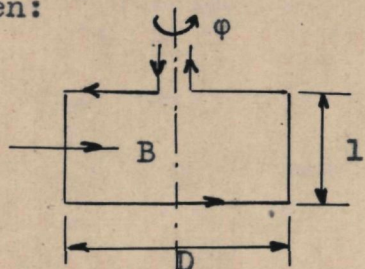


———— = gerealiseerd.

----- = nog te realiseren.

2.3. Draaispoelmeter.

Voor een draaispoelmeter is de volgende beschouwing op te zetten:



n = aantal windingen
 s = opp. draaddoorsnede.

Het moment dat geleverd kan worden:

$$M = n \cdot B \cdot i \cdot l \cdot D.$$

Hiervoor kan geschreven worden:

$$M = ns \cdot B \cdot i/s \cdot l \cdot D = O \cdot B \cdot S \cdot i/s$$

waarbij dus:

O (= ns) totale oppervlak van de draaddoorsnede.

S (= lD) oppervlak van de spoel.

i/s = stroomdichtheid.

Voor het energieverlies kan geschreven worden

$$E = i^2 R = i^2 \rho \frac{2(l+D)}{s} \quad n = (i/s)^2 ns \rho 2(l+D)$$

en met $l = D$:

$$E = (i/s)^2 \rho \cdot 0 \cdot 4 \sqrt{S}$$

De vraag is hoe groot kan M worden, zodat $E \leq 15$ mW is en de afmetingen binnen redelijke grenzen blijven. Als afmetingen worden genomen $O = 10 \text{ mm}^2 = 10^{-5} \text{ m}^2$

$$S = 4 \text{ cm}^2 = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Verder is $\rho = 1,7 \cdot 10^{-8} \Omega \cdot \text{m}$ (koper)

Stel nu $E = 15$ mW dan volgt hieruit dat i/s maximaal $1,2 \cdot 10^6 \text{ A/m}^2$ mag zijn.

Als $B = 1 \text{ Vs/m}^2$ (hoog) gesteld wordt geldt voor het koppel M :

$$M = 10^{-5} \cdot 1 \cdot 4 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 2 \cdot 10^6.$$

$$= 5 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} = 50 \text{ grf.cm.}$$

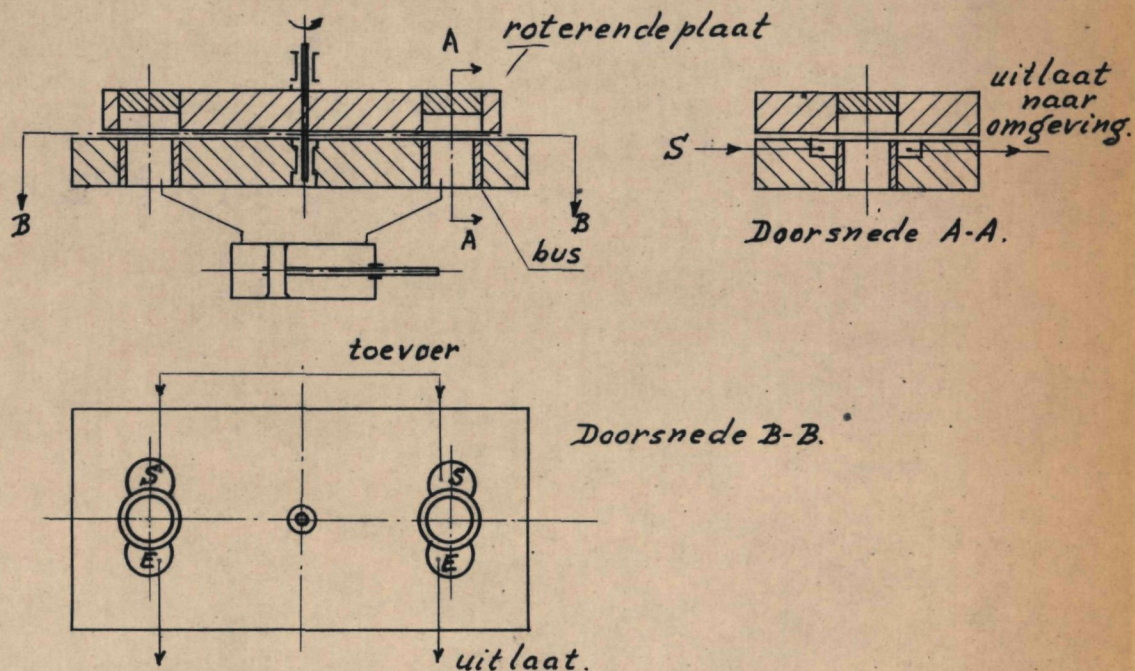
Het blijkt dus dat zelfs bij deze zeer voordelige veronderstellingen het koppel reeds te laag zal zijn, om de klep naar behoren direkt aan te drijven.

Het is ook mogelijk de volgende dynamische beschouwing op te zetten. Het door de draaispoel geleverde vermogen is: Mw (M = moment w = hoeksnelheid). Stel $M = 250 \text{ grf.cm} = 0,025 \text{ Nm}$. Wanneer het rendement 100 % is geldt: $0,025 w = 0,015$ dus $w = 0,6 \text{ rad/sec}$.

Gedacht is aan een maximale rotatie van 10° , welke hoek dus in $1/4 \text{ sec}$ afgelegd kan worden. Hiervan kan niet direkt gezegd worden dat dit ontoelaatbaar is. De beide beschouwingen samen sluiten echter ook de mogelijkheid van een overbrenging tussen draaispoelmeter en uitgaande as uit.

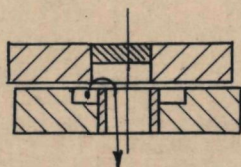
3. PLAATKLEP.

3.1. De werking van de plaatklep.



principeschets van de plaatklep.

De regeling van de gasstroom naar de cilinder blijkt uit onderstaande figuur, waarin de doorsnede A-A is afgebeeld, bij een kleine rotatie van de plaat.

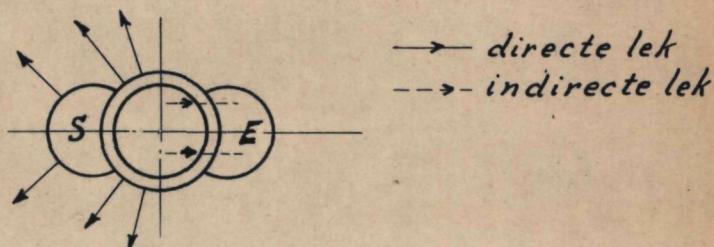


Tegelijkertijd zal aan de andere zijde van de klep stroming vanuit de cilinder kunnen plaats vinden. Bij de in de principeschets getekende constructie zullen vooral bij drukken tot 30 atm., grote krachten op de plaat gaan werken. Om moeilijkheden te voorkomen worden deze krachten nu gecompenseerd door boven de plaat een precies dezelfde constructie aan te brengen als er onder reeds is. (zie verder tek. 0/16-1).

3.2. Beschouwing van de klep.

3.2.1. Lekverliezen.

Een eerste vereiste van de klep is dat de lekverliezen klein moeten zijn. Bij de lek kan onderscheid gemaakt worden tussen hetgeen direkt naar de atmosfeer stroomt (direkte lek) en dat wat via de uitlaatopening gaat (de indirekte lek).



Om de lek te beperken zijn in het algemeen twee mogelijkheden n.l. het vergroten en verkleinen van resp. de hoogte en de lengte van de spleet. Dit geldt echter alleen voor de direkte lek, bij de indirekte lek is het n.l. afhankelijk van de regeleigenschappen van de klep (de mate van "overlap" , beperkt de lengte van de spleet. Uit bovenstaande volgt dat, de indirekte lek bepalend is voor het lekverlies, de hoogte van de spleet zo klein mogelijk gehouden moet worden en onderzocht zal moeten worden hoeveel onderlap toelaatbaar is.

Deze beschouwing geldt in grote lijnen ook voor de in de hydraulica gebruikte cilindrische stuurklep.

De voordelen van de plaatklep boven dit type lijken het eenvoudiger realiseren van kleine spleten en nauwkeurige onder- of overlap maten. In beide gevallen kunnen deze handelingen bij de plaatklep namelijk in dezelfde opspanning verricht worden.

3.2.2. De lagering.

De grote moeilijkheid van de lagering ligt in het feit dat de spelingen bijzonder klein zijn en gehouden moeten worden. Een andere eis die gesteld wordt is dat de wrijving klein moet zijn.

Voor de axiale lagering is een hydrostatisch luchtlager gekozen. Het voordeel van deze lagering lijkt, dat met betrekkelijk eenvoudige middelen, twee kanalen en twee restricties de mogelijkheid ontstaat om zeer kleine spelingen te kunnen aanhouden; de plaat blijft a.h.w. zweven tussen onder- en boven plaat. Bovendien beweegt de plaat nagenoeg wrijvingsloos. Het nadeel is dat een extra lekverlies ontstaat. Dit zal echter ten alle tijden klein zijn t.o.v. de reeds eerder genoemde direkte lek.

De radiale lagering is bij het prototype verkregen met behulp van glijlagers, waarmee op eenvoudige wijze de radiale speling klein gehouden kan worden. Het nadeel van de wrijving lijkt gering, indien de as zo'n klein mogelijke diameter krijgt, waardoor het wrijvingsmoment nooit groot kan worden.

3.3. Uitvoering en fabricage.

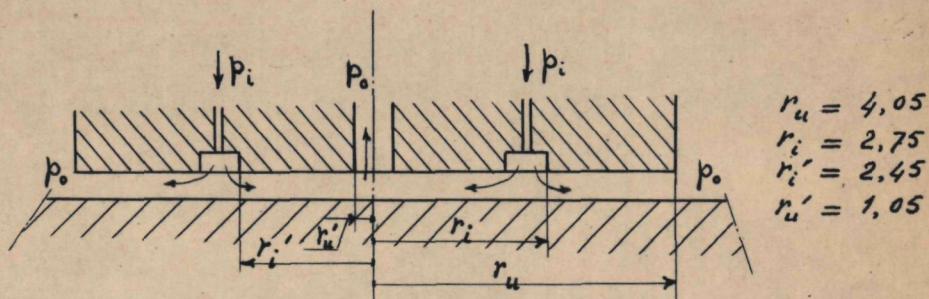
3.3.1. Algemeen.

Voor de orde van grootte van de afmetingen is uitgegaan van een voorbeeld van een dergelijke klep in Lit. (14). Er is in eerste instantie getracht een klep te maken met een totale speling tussen de vaste delen en de bewegende plaat van 7μ , hetgeen niet gelukt is. De moeilijkheid hierbij was om de plaat loodrecht op de as te krijgen (dikte van de plaat en diameter van de as beiden 2 mm). Dit is opgelost door de plaat dikker (3 mm) te nemen. Tegelijkertijd is de speling tussen de delen vergroot van 7 tot 20μ , waarna de klep werkte.

De totale verticale speling blijkt bij opmeten 10μ te zijn, zodat er iets in de constructie moet zijn wat niet geheel loodrecht is of in één lijn ligt.

3.3.2. Luchtlager (zie ook appendix 3)

Het uitgevoerde luchtlager (zie onderstaande figuur) wijkt enigszins af van hetgeen theoretisch in appendix (3) is behandeld.



Het voordeel hiervan is dat de as niet behoeft te worden afgedicht.

Met behulp van de in (A.3.) gegeven formules en de genoemde gegevens is te berekenen dat voor de massastroom van één kant (dus de plaat in een uiterste stand) geldt:

$$\dot{Q}_{m1} = 18,8 \cdot (p_1^2 - p_0^2) \text{ gr/uur.}$$

gebruikte gegevens (voor lucht).

$$c = \rho/p = \frac{1}{RT} = \frac{1}{287 \cdot 293} = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{sec}^2}{\text{m}^2}$$

$$\eta = 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\text{N sec}}{\text{m}^2}$$

$$h = 20\mu = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

r_1 , etc. zie figuur.

Voor het draagvermogen geldt met dezelfde gegevens

$$D = 2,5 \cdot 10^{-5} p_1 \left[\text{N} \right]$$

Opm: Indien i.p.v. lucht CO_2 wordt gebruikt, geldt voor het verbruik van CO_2

$$\phi_{\text{mCO}_2} = 1,9 \phi_{\text{mlucht}}$$

3.4. Metingen en resultaten.

In de eerste plaats zijn enkele metingen verricht aan de luchtlagering teneinde te kunnen vaststellen of de opgezette theorie overeenkomt met de werkelijkheid. Er zijn de volgende metingen verricht:

a) Luchtverbruik:

Hiervoor is gebruik gemaakt van het drukverloop bij het leeglopen van een vat. Wordt een ideaal gas en een isotherme toestandsverandering verondersteld, dan geldt:

$$pv = m RT$$

$$p \frac{dv}{dt} + v \frac{dp}{dt} = RT \frac{dm}{dt} = RT \phi_m$$

$$\frac{dv}{dt} = 0 \quad \text{dus} \quad \phi_m = \frac{v}{RT} \frac{dp}{dt}$$

p = druk, v = volume, m = massa van de aanwezige lucht, R = gasconstante, T = temperatuur.

ϕ_m = massastroom.

Met behulp van V , R , T en het drukverloop als functie van de tijd, kan dus de ϕ_m berekend worden.

De ϕ_m is bepaald bij enkel- en dubbelzijdige lagering, voor enkele waarden van p_i , welke gevarieerd is door middel van een kraan, die buiten de klep is aangebracht.

Voor enkelzijdige lagering is gevonden:

p_i in ata	ϕ_m -gemeten	ϕ_m -berekend
1,9	85 gr/uur	50 gr/uur
1,49	42 " "	25 " "
1,265	24 " "	10 " "

Voor dubbelzijdige:

p_i	ϕ_m -gemeten	ϕ_m -berekend
1,5 ata	46 gr/uur	6 gr/uur
1,25 "	19 " "	2,6 " "

- b) Het draagvermogen voor enkelzijdige lagering:
Een variatie van p_i van 0,1 atm. gaf een verandering van de draagkracht van 20 grf.
- c) Het wrijvingskoppel voor dubbelzijdige lagering:
Hiervoor is gevonden 3 grf.cm welke waarde onafhankelijk van de druk p_i bleek te zijn.

3.5. Conclusies en beschouwingen.

3.5.1. Luchtlagering.

Uit de metingen blijkt dat:

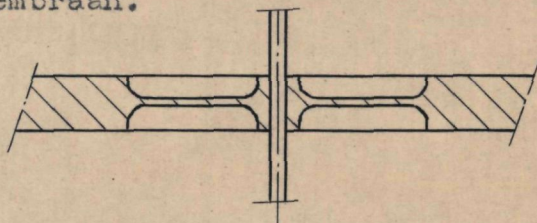
- a) Het mogelijk is om met behulp van theoretische beschouwingen (zoals in A.3.) het gedrag van een luchtlager te bepalen. De bij de dubbelzijdige lagering optredende (grote) afwijking tussen berekende en gemeten waarden wordt veroorzaakt door het feit dat de plaat "scheef" staat, waardoor de spleet veel groter dan de bij de berekening aangenomen 10μ zal zijn. De (kleine) afwijking bij de enkelzijdige lagering wordt vermoedelijk veroorzaakt door afwijkingen van de opgegeven maten.
- b) Het wrijvingskoppel veroorzaakt wordt door vuil, aanzien het onafhankelijk van de druk is.
- c) Voor de instelling van p_i is gebruik gemaakt van een kraan, die zodanig buiten de klep is aangebracht, dat zeker niet aan de in A.3.2. voor stabiliteit gestelde eis van $\tau_1 < \tau_2$ voldaan is. Er was echter wel degelijk

een stabiele stand mogelijk. Bij nadere beschouwing bleek toen dat door de vergroting van de speling het toevoerkanaal vlak bij de lagering als (kleine) laminaire restrictie is gaan werken, waardoor de stabiele stand dus verklaard kan worden. (opm: de drukval over de restrictie is bij 100 gr/uur, 0,02 atm. zodat de andere metingen niet beïnvloedt zijn).

De conclusie uit de metingen is dat de luchtlagering zeker in aanmerking komt voor de lagering van een dergelijk systeem en de hierbij optredende verliezen klein gehouden kunnen worden.

3.4.2. De constructie van de klep.

Door de problemen die opgetreden zijn bij de fabricage van de klep, is de vraag ontstaan of deze constructie wel aangehouden moet worden. Hierbij dient opgemerkt te worden dat de kleine spleet, niet direkt de moeilijkheden gaf, doch de haaksheid van de diverse delen. De enige mogelijkheid om dit te voorkomen is een voor buiging slappe- en voor torsie stijve verbinding tussen as en plaat, zoals b.v. in onderstaande figuur is aangegeven met behulp van een stijf membraan.

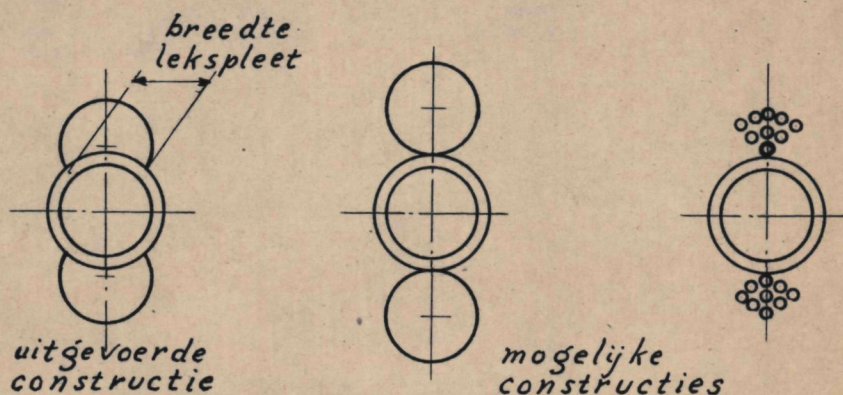


De Plaat dient nu echter weer gelagerd te worden. Bij toepassing van luchtlagering zijn hiervoor twee maal vier uitstroomopeningen, restricties en leidingen nodig, aangezien een luchtlagering niet gevoelig is voor kantelen. Deze uitstroomopeningen dienen dan bij voorkeur aangebracht te worden in de hoekpunten.

3.4.3. Lekverliezen.

Hoewel nog geen meetgegevens beschikbaar zijn (de meetopstelling is nog niet in orde) is het wel zeker dat ze aan de hoge kant zullen zijn, vooral tengevolge van de indirecte lek.

Dit wordt veroorzaakt door de breedte van de lekspleet
(zie onderstaande figuur).



Betere resultaten zijn wat lek betreft te verwachten van constructies waarvan de breedte van lekspleet kleiner is (zie figuur). De vraag wordt nu in hoeverre dergelijke klepvormen regeltechnisch toelaatbaar zijn voor prothesebesturing.

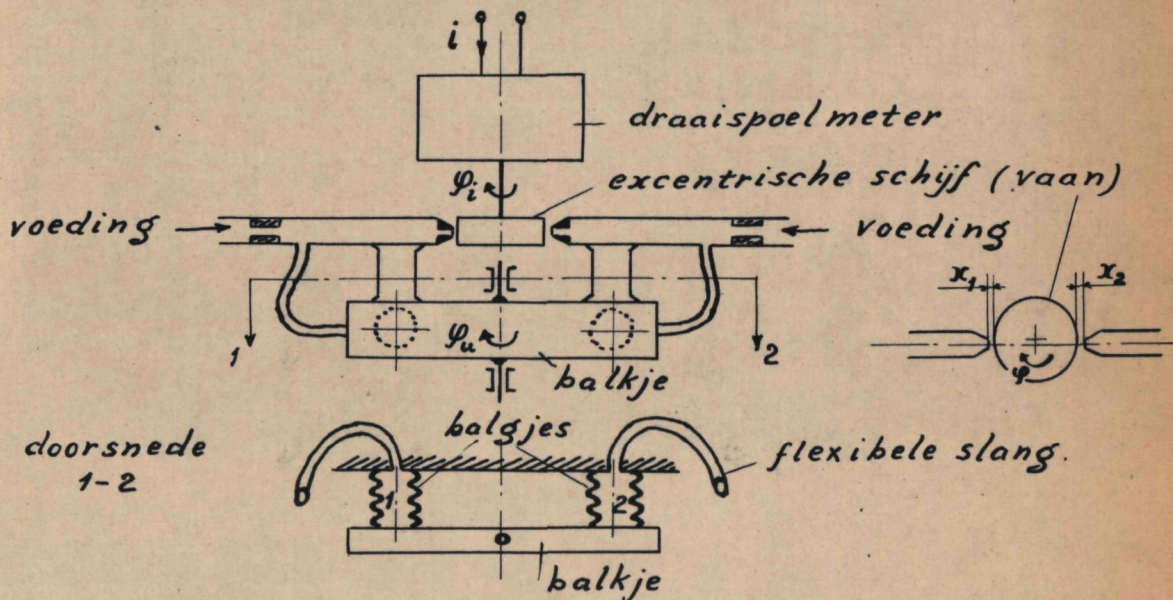
4. OMVORMER - VERSTERKER.4.1. De opbouw in principe.

Fig. 31 principe schets omvormer-versterker.

Beschrijving en werking:

De draaispoelmeter zet de stroom om in een hoekverdraaiing φ . Een dubbel vaan-tuit systeem en hiermee in verbinding staande balgjes vormen een volgsysteem, waarvan de uitgang een veel groter koppel kan leveren dan de ingang. De twee vanen worden gevormd door een excentrische schijf, welke op de as van de draaispoelmeter bevestigd is. Door een kleine verdraaiing zal de uitstroomopening van de ene tuit kleiner en van de andere groter worden (in fig. x_1 groter en x_2 kleiner). De druk in tuit 1 en balg 1, en tuit 2 en balg 2 zal resp. dalen en stijgen. Op het balkje b zal hierdoor een moment uitgeoefend worden. Ten gevolge hiervan zal het balkje met de daaraan bevestigde tuiten eveneens gaan draaien en wel zover tot de druk in het vaan-tuit systeem 1 gelijk aan die in 2 zal zijn.

4.2. Ontwerpbeschouwingen.

4.2.1. Omzetter.

Als de omzetter is gekozen een bestaande draaispoelmeter, waarvan de uitgaande as de vaan aandrijft.

De voornaamste gegevens van de draaispoelmeter zijn:

Type: kernmagneetsysteem "24".

Bereik: 0-10 mA.

Weerstand: 280Ω .

Max. koppel: 1700 mgcm, dit voor draaispoelmeters van dit type, hoge koppel werd verkregen door de spoel geheel vol te wikkelen.

De veer die het koppel omzet in een rotatie, is vanwege zijn afmetingen buiten de draaispoelmeter zelf aangebracht.

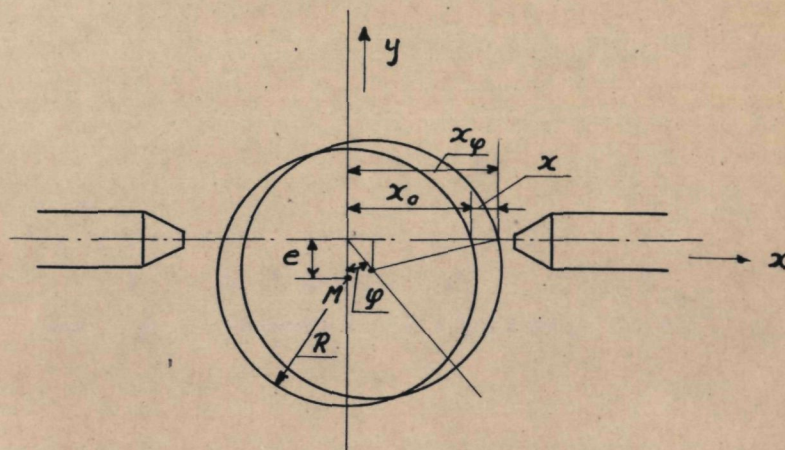
Fabrikaat: Nieaf.

4.2.2. Excentrische schijf.

De eis die aan de vaan gesteld moet worden, is dat bij een rotatie φ , de afstanden x_1 en x_2 (zie fig. 3.1.) resp. groter en kleiner worden.

Hieraan voldoet bij benadering een excentrische schijf.

Het verband tussen x en φ is als volgt af te leiden:



De vergelijking van het middelpunt (x_m, y_m) van de cirkel bij een rotatie φ luidt:

$$x_m = e \sin \varphi, \quad y_m = e \cos \varphi.$$

De vergelijking van de cirkel wordt dan:

$$(x - e \sin\varphi)^2 + (y - e \cos\varphi)^2 = R^2$$

Voor het snijpunt (x_φ) met de x-as geldt dan:

$$x_\varphi^2 - 2e x_\varphi \sin\varphi = R^2 - e^2 = x_0^2$$

Het gaat echter om de verandering van x_φ .

Stel nu $x_\varphi - x_0 = x$. Hiervoor geldt dan:

$$x_\varphi^2 - 2ex_\varphi \sin\varphi = x_\varphi^2 - 2x_\varphi x + x^2$$

Bij kleine φ 's is $\sin\varphi \approx \varphi$. Wordt verder $x_\varphi \gg x$ gekozen dan ontstaat:

$$2x x_\varphi = 2e x_\varphi \varphi$$

$$\text{of } x = e\varphi$$

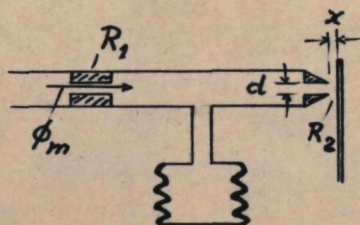
()

Afmetingen.

Gekozen is $e = 1$ mm en $R = 5$ mm. Hiermee is voldaan aan de eis dat $x^2 \ll 2x x_\varphi$ moet zijn, immers $x_\varphi \approx R$ en $x < 0,1$ mm dus indien $x = 0,1$ mm ontstaat.

$\frac{1}{100} \ll \frac{2 \cdot 1}{10} \cdot 5 = 1$, hetgeen ruim voldoende is. De veranderingen van de afstanden x_1 en x_2 is dus nu lineair met φ .

4.2.3. Het pneumatische systeem (zie A.2.)



Uit de beschouwingen van de vaan-tuit versterker volgt dat voor het statisch gedrag nodig is dat $x < d/4$.

Voor het dynamisch gedrag is belangrijk dat de tijdconstante τ van het systeem klein is. Een andere eis die aan het systeem gesteld moet worden is dat de massastroom $\dot{\varnothing}_m$ zo klein mogelijk moet zijn, om de verliezen te beperken (bij prothesebesturing zeer belangrijk). Een kleine τ en een lage $\dot{\varnothing}_m$ zijn echter tegenstrijdig, zodat naar een optimum gezocht moet worden. Hierbij dient dan allereerst τ klein gemaakt te worden door:

- 1^o) Het schadelijk volume te beperken.
- 2^o) De drukval over de eerste restrictie niet te hoog te maken. Hierdoor wordt in formule (A.2.2.) a_1 groter. Weliswaar gaat dit ten koste van de versterking en de lineariteit van p/x , doch deze zijn resp. nog wel voldoende en niet zo belangrijk daar het een volgsysteem is.

4.3. Uitvoering. (zie tekeningen 016/3.....)

Er is bewust vanuit gegaan dat een prototype gebouwd wordt; het ontwerp heeft een grote mate van instelbaarheid, terwijl de afmetingen niet te klein gehouden zijn.

De weerstand R_1 wordt gevormd door een instelbare naaldrestrictie. De diameter (d) van de tuit is 0,4 mm genomen. Om de massa van het draaiende deel te beperken zijn de balgjes en restricties aangebracht in het vaste deel. De verbinding tussen tuit en balg bestaat uit een flexibele plastic slang. Daar de vaan alleen maar mag roteren t.o.v. de tuiten is deze gelagerd op het roterende deel van de versterker. De lagers zijn spelingsvrij gemaakt door het aanbrengen van een veer. De balgen bestaan uit een dun rubber (dikte 0,05 mm) dat geheel opgesloten is om te voorkomen dat het vlies door te grote uitrekking zal scheuren.

4.4. Dynamische beschouwingen.

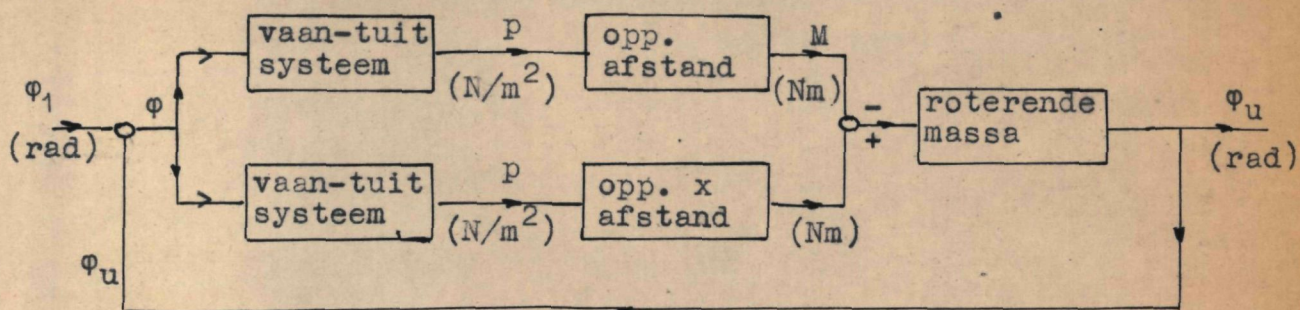
4.4.1. Draaispoelsysteem.

Worden i en ϕ resp. als in- en uitgangssignaal beschouwd, dan geldt voor de overbrengverhouding:

$$H_D = \frac{\phi}{i} = \frac{K}{I_1 s^2 + k_1 s + c_1}$$

4.4.2. Pneumatische koppelversterker.

De werking van de koppelversterker is schematisch in onderstaande figuur weergegeven.



ϕ_1 - verdraaiing van de excentrische schijf

ϕ_u - verdraaiing van de roterende massa

Om tot een blokschema te komen wordt van de volgende gegevens en veronderstellingen gebruik gemaakt:

- De afstand (x) van de vaan tot de tuit = $e\phi$ (zie 3.2.2.), waarbij e de excentriciteit van de schijf is.
- Het vaan-tuit systeem is een eerste orde proces.

$$\frac{p}{x} = \frac{K_2}{1 + \tau_2 s} \quad (\text{zie A.2.})$$

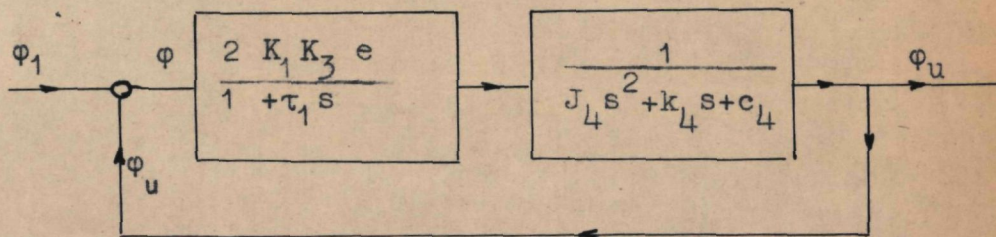
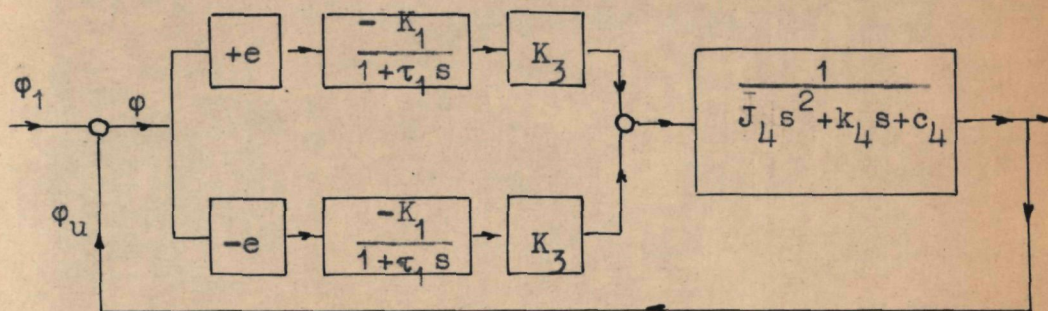
- $M = K_3 p$ waarbij K_3 = oppervlak membraan \times afstand van het middelpunt tot de draaiingsas.

d) De overbrengverhouding van de roterende massa is:

$$\frac{\varphi_u}{M_r} = \frac{1}{J_4 s^2 + K_4 s + c_4}$$

$J_4 \varphi$ is het traagheidsmoment, de demping $K_4 \dot{\varphi}$ en de veerkracht $c_4 \varphi$ worden geleverd door de membranen. Deze beide laatste termen en dus ook de eigenfrequentie van het systeem zullen afhankelijk van de druk zijn.

Het blokschema wordt dan:



3.5. Metingen.

Om een indruk van de eigenschappen van de omvormer-versterker te krijgen zijn enkele statische en dynamische metingen gedaan.

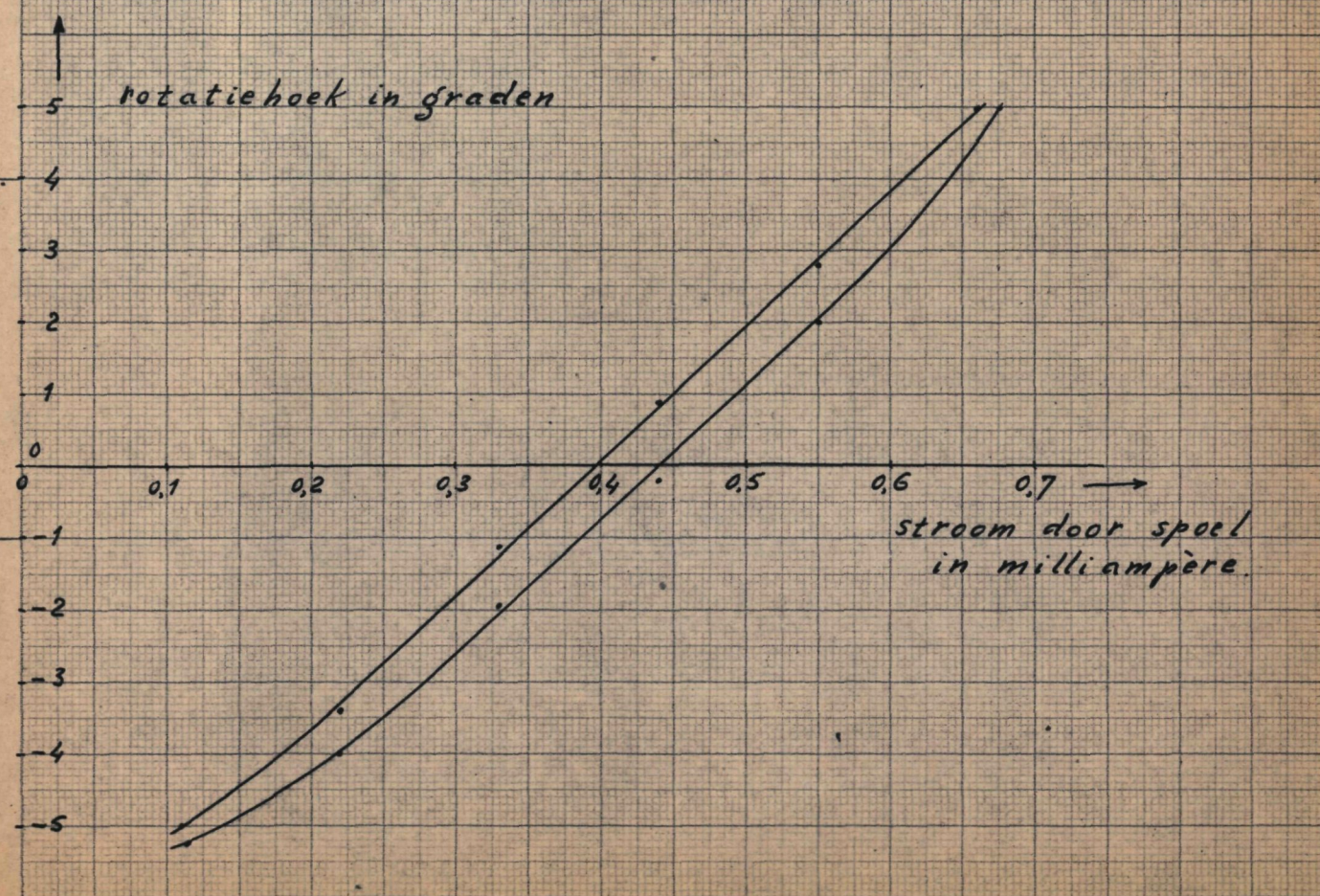
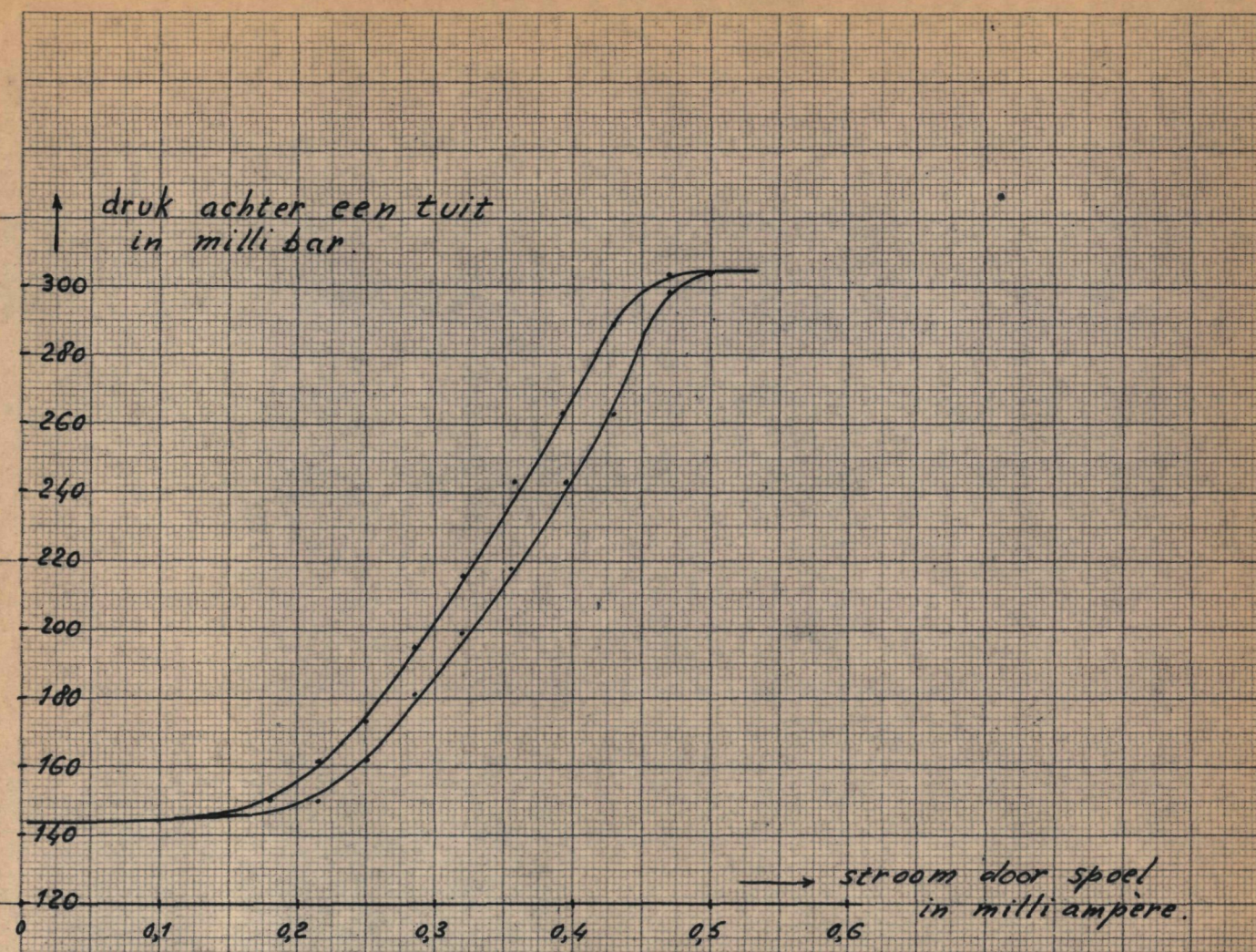
3.5.1. Statisch.

Bij een voedingsdruk van 0,5 atm. zijn met behulp van lucht de volgende metingen verricht.

- a) De druk achter de tuit als functie van de ingangsstroom. Hierbij is de versterker vastgezet, zodat alleen de excentrische schijf een beweging uit kan voeren. De gemeten waarden zijn uitgezet in de bijgevoegde grafiek.
- b) De hoekverdraaiing als functie van de ingangsstroom; zie grafiek.
- c) Het maximale koppel, dat ongeveer 100 grf.cm bedraagt.
- d) Het luchtverbruik; gevonden is een gebruik van 60 l/uur bij een druk van ongeveer 220 mbar (= de "ruststand" van zodanige instelling, dat de druk varieert van 150 tot 300 mbar) achter de tuit. Bij 55 mbar (25 - 85) was het verbruik 22 l/uur.

3.5.2. Dynamisch.

Hierbij is het verband tussen i en ϕ als functie van ω bepaald. Om de hoekverdraaiing te kunnen meten is een draaicondensator op de uitgaande as bevestigd, de capaciteitsverandering hiervan, die een maat is voor de hoekverdraaiing wordt gemeten met behulp van een Δc meter.



Er zijn de volgende metingen verricht:

- 1) Bij een ingangsstroom met een amplitude van ongeveer 0,5 mA overeenkomende met een hoekverplaatsing van 8° . De druk achter de tuit, kon hierbij variëren van 150 tot 310 mbar.
- 2) Bij een ingangsstroom van 0,2 mA overeenkomende met een rotatie van 3° .
De druk achter de tuit was dezelfde als die bij 1).
- 3) Idem als bij 2) met een variërende tuitdruk van 15 tot 90 mbar.

De gevonden resultaten zijn afgebeeld op bijgevoegde Bode-diagrammen.

3.6. Beschouwing van de meetresultaten.

3.6.1. Statisch.

Beschouwing van de $i-\varphi$ karakteristiek leert dat het systeem een te grote hysteresis vertoont, ongeveer 10 % van de gevraagde maximale rotatie. Verder blijkt uit de grafiek, dat bij het toe- en afnemen van i , het verband met φ nagenoeg lineair is.

Uit het verband tussen de druk achter de tuit en de stroom bij stilstaande versterker blijkt dat ook hier hysteresis optreedt. Vergelijking van de beide karakteristieken toont aan dat de hysteresis van het totale systeem voor ongeveer 75 % (overeenkomende met 0,03 mA) afkomstig is van het draaispoelsysteem. Een mogelijke oorzaak kan de wrijving van het systeem zijn. Het wrijvingsmoment zou in dat geval $\frac{0,03}{10} \times 1700 \text{ mgcm} = 5 \text{ mgcm}$ moeten bedragen. Bij een wrijvingscoëfficiënt van 0,005 en een asdiameter van 2 mm, wordt dit een kracht van 10 grf, hetgeen wel mogelijk is.

Een ander punt is, dat de meter ontworpen is voor een maximale stroom van 10 mA.

Dit betekent, dat 0,03 mA (0,3 %) zeker in de buurt van de nauwkeurigheid van het instrument zal liggen en de magnetische hysteresis ook een rol zal gaan spelen. Naast de hierboven genoemde hysteresis is er ook nog een gedeelte in de versterker zelf, vermoedelijk voor het grootste deel veroorzaakt door de balgen.

Uit het verband tussen de stroom en de druk achter de tuit blijkt verder, dat het verschil tussen mini- en maximale druk niet zo groot als in eerste instantie te verwachten zou zijn, (voedingsdruk 500 mbar). De oorzaak hiervan ligt in het feit dat de excentrische schijf, door zijn ronde oppervlak, de tuit nooit helemaal af kan dichten. Dit kleine verschil tussen de uiterste drukken is een beperking voor het koppel en is dan ook de oorzaak van het (te) lage maximum moment van de versterker. .

Het luchtverbruik, in het geval van de hoge tuitdruk, is 60 l/uur = 80 gr/uur. Dit is nog veel te veel; Bij de beoordeeling moet echter wel bedacht worden dat bewust een tamelijk grote tuitdiameter gekozen is, om het geheel goed instelbaar te houden.

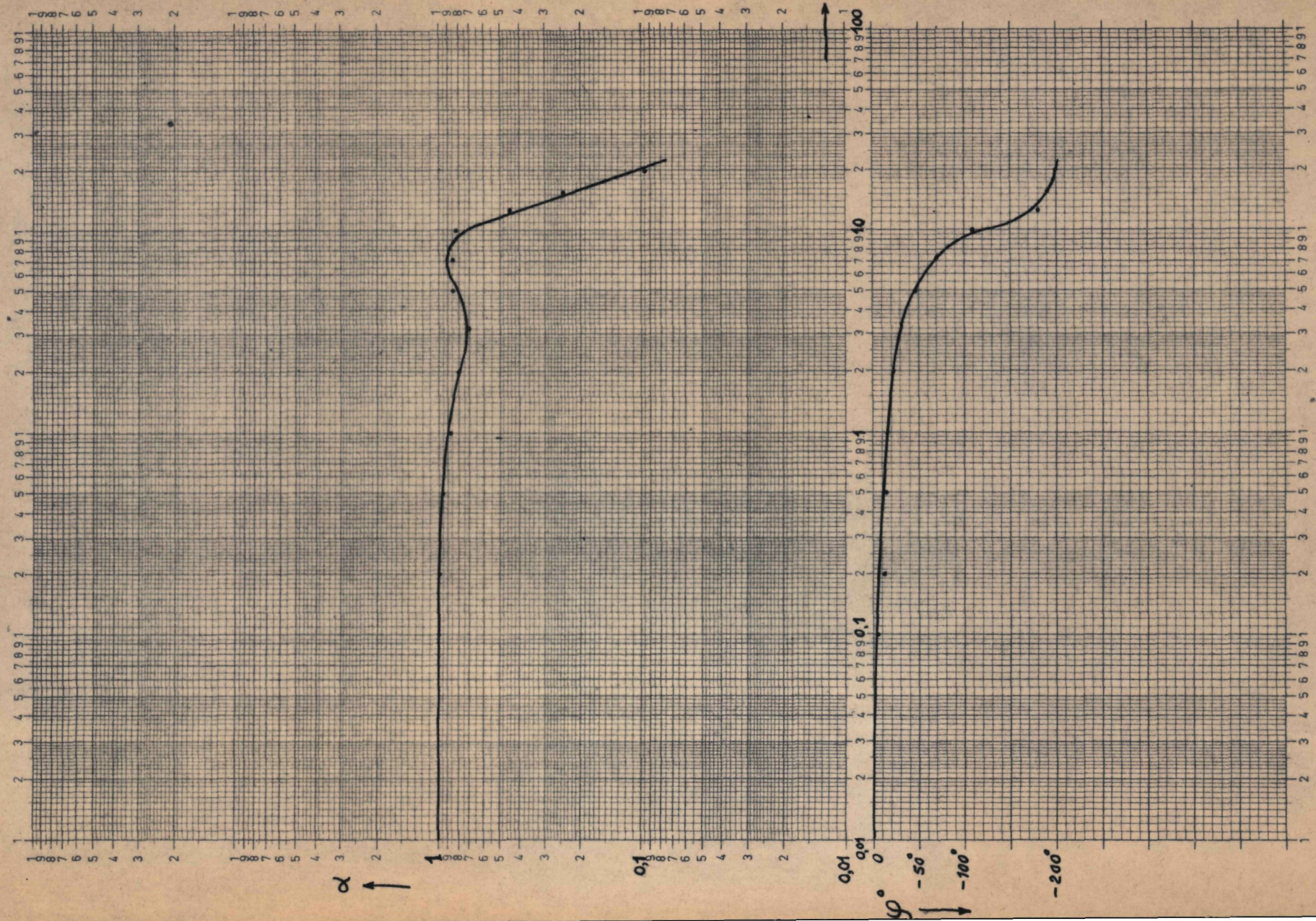
Voor CO_2 komt deze hoeveelheid overeen met een gebruik van $0,08 \cdot 150.000 = 12.000 \text{ Nm/h} = 0,3 \text{ w.}$ ("150.000" = de energie van 1 kg opgeslagen CO_2 , zie 1.5.3.)

3.6.2. Dynamisch.

Uit de beschouwing van de frequentiekaracteristieken blijkt dat we te maken hebben met een cascade schakeling van een eerste en een tweede orde systeem. Waarbij het eerste orde systeem wel en het tweede niet afhankelijk van de druk in de versterker is. Uit een vergelijking met de theoretische beschouwingen blijkt nu dat:

- 1) Het tweede orde systeem gevormd wordt door het draaispoelsysteem.
- 2) De versterker benaderd kan worden door een eerste orde systeem, wat gevormd wordt door de vaan-tuit versterker.

Meting 1.

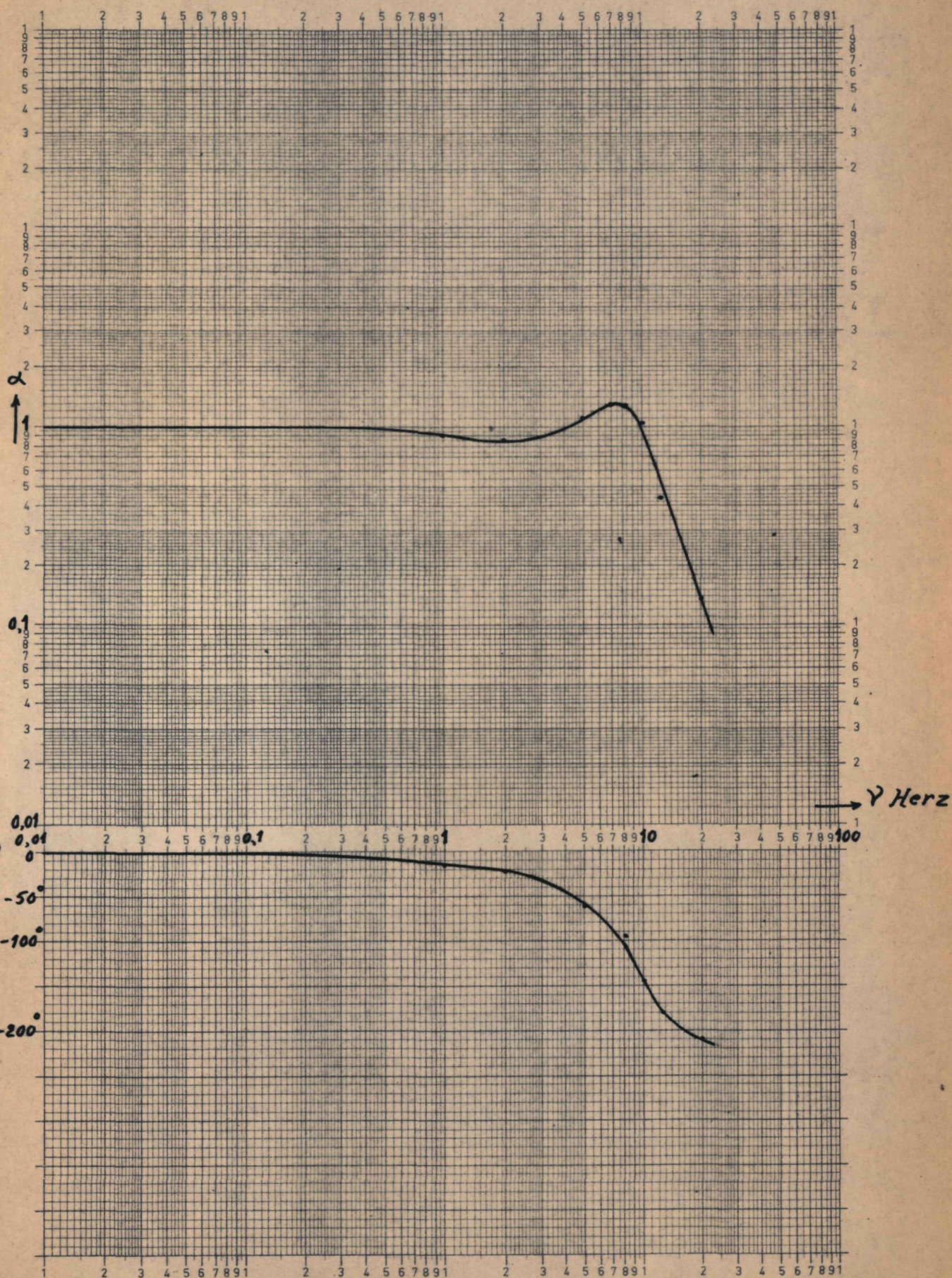


α ↑

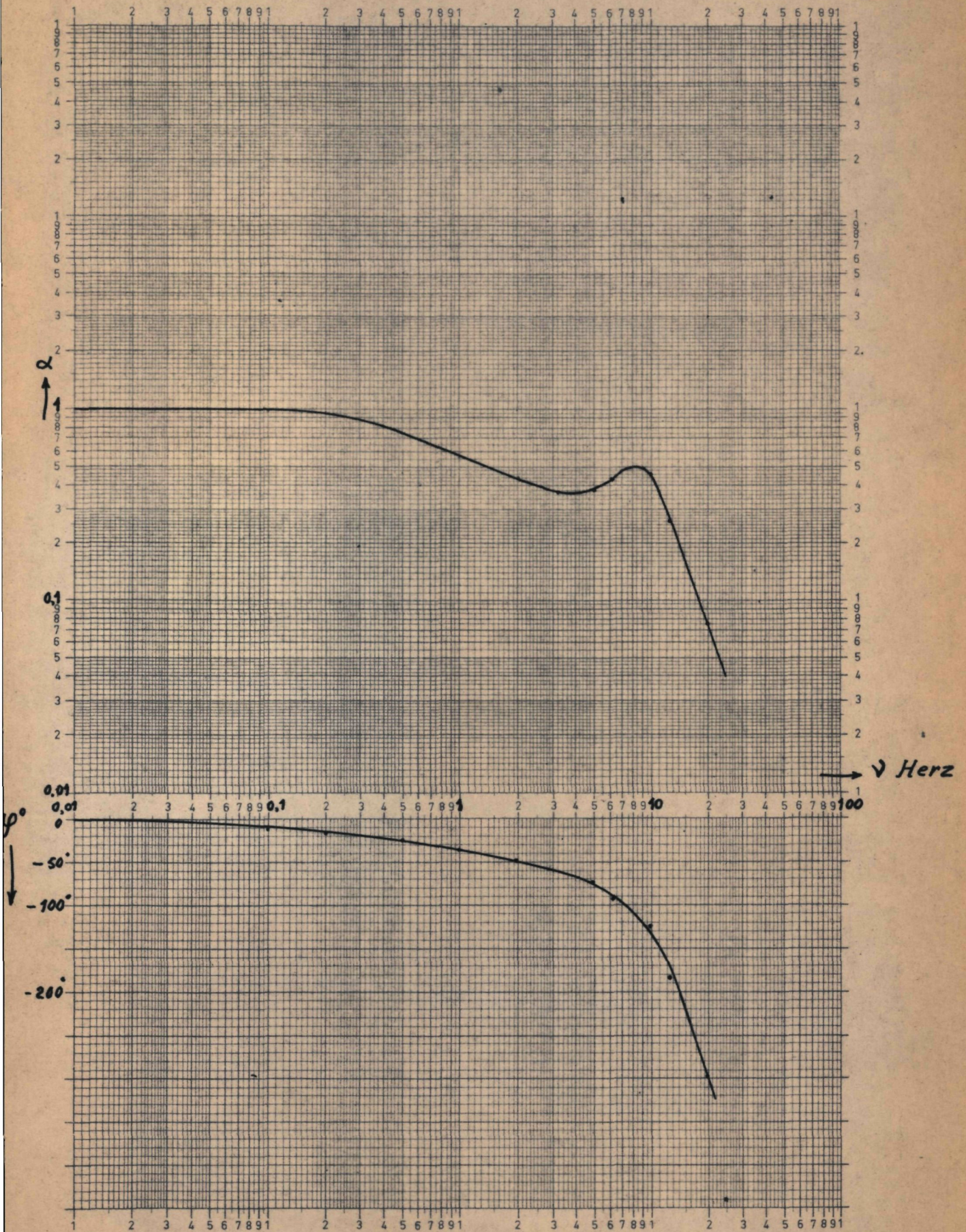
↘ Herz

φ ↓
-50°
-100°
-200°

Meting 2.



Meting 3.



Voor hogedruk blijkt de bandbreedte van het systeem ongeveer 10 Hz te zijn, hetgeen ruim voldoende lijkt voor prothesebesturing. Het feit dat de opslinging bij meting 2 (kleine ingangsstroom) groter is dan bij meting 1 (grote ingangsstroom) wordt veroorzaakt door de hysteresis. Met toenemende verplaatsing wordt de invloed van de hysteresis relatief kleiner, hetgeen gezien kan worden als een extra versterking.

3.7. Conclusies en nader onderzoek.

Uit de globale onderzoeken is gebleken dat het gekozen principe van de versterker zeer goed voldoet. Het gebouwde prototype levert een maximaal koppel van 100 grf.cm bij een verbruik van 60 gr lucht per uur, overeenkomende met 300 mW. De bandbreedte van het systeem was 10 Herz, hetgeen ruim voldoende voor de toepassing is. Voor de verdere vervolmaking van het systeem dienen de volgende punten verbeterd te worden:

- 1) De invloed van de hysteresis in het uitgangssignaal van de omzetter moet verkleind worden.
Mogelijkheden hiervoor zijn: a) een zwaardere veer op de draaispoelmeter. b) een overbrenging tussen de meter en de vaan.
Door deze maatregelen zal het mogelijk zijn, de draaispoelmeter meer in zijn werkgebied van 0 - 10 mA te laten werken.
Een andere mogelijkheid is wellicht het vervangen van het draaispoelsysteem door een of andere torque motor.
- 2) De vorm voor het vaan-tuit systeem dient zodanig te zijn dat de vaan de tuit, volledig af kan dichten, zodat een groter maximaal koppel kan ontstaan.
- 3) De diameter van de tuit dient kleiner gemaakt te worden, zodat het luchtverbruik af zal nemen. Hierbij is echter een grens in verband met het te leveren vermogen.

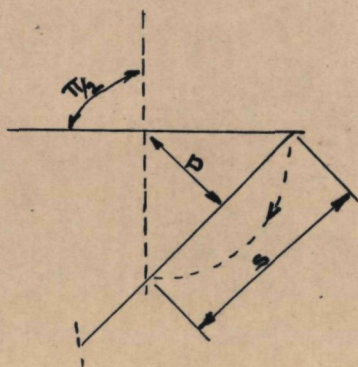
hetgeen weer afhankelijk is van de eisen, die door de plaatklep gesteld worden.

- 4) Het materiaal van de balgen; de gebruikte latex is niet bestand tegen olie en licht. Bij een eventueel ander materiaal dient wel rekening gehouden te worden met de hysteresis van het materiaal, die klein moet zijn.

Met behulp van bovenstaande verbeteringen lijkt het mogelijk dat bij een verbruik van ongeveer 5 gr/uur en een bandbreedte van 5 H zeker een maximaal koppel van 250 grf.cm mogelijk zal zijn.

5. Perscilinder.

De perscilinder dient te voldoen aan de in 2.1. gestelde eisen, hierin is voorzien door de slag en diameter van de cilinder beide 25 mm te maken. Dan is:



$$p = \frac{1}{2} s. \text{ Dus } M = \frac{\pi}{n} 2,5^2 \cdot 30 \cdot 1.25 = 18 \text{ Nm.}$$

De bepalende spanning in de cilinderwand wordt gegeven door

$$\sigma = \frac{dp}{2s}$$

σ = de optredende spanning.

d = de diameter.

p = de maximale druk in de cilinder.

s = de wanddikte van de cilinder.

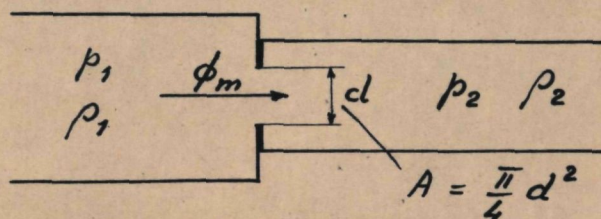
De grote moeilijkheid bij de perscilinder is om de wrijving gering te houden. Volgens Lit. 15 was de beste oplossing een zg dubbele manchet. De uitvoering bleek echter bijzonder veel wrijving te hebben. Daar verder de uitgevoerde constructie met een geschroefd deksel onjuist bleek is overgegaan op een totaal andere constructie (zie tek. 0/16.4). Hierbij wordt voor de afdichting gebruik gemaakt van teflon O-ringen. Deze constructie blijkt na een inlooperperiode van ongeveer 40 uur een zeer geringere wrijving te hebben.

De "problemen" beperken zich nu dus tot het minimaliseren van het gewicht, waarbij gezorgd moet worden dat er zoveel mogelijk warmte van de omgeving naar de cilinder kan stromen voor het verkrijgen van een isotherme expansie (zie hoofdstuk 1).

LITERATUURLIJST.

1. Fluid Power Control.
Blackburn, Reethoff and Shearer Wiley, 1960.
2. Technische Stromingsleer,
naar het college van Ir. L.A. van de Putte, 1958.
3. V.D.I. Durchfluszmessregeln.
4. Wrijving, slijtage en smering,
naar het college van Prof. Ir. H. Blok, 1956.
5. Static and Dynamic Characteristics of Compensated
Gas Bearings,
Herbert H. Richardson,
A.S.M.E. Transactions, oktober 1958.
6. Regeltechniek a.c., Prof. Ir. R.G. Boiten.
7. Progress in Control Engeneering.
8. The Application of External Power in Prosthetics
and Orthotics.
(A report of Conference),
Publication 874. National Academy of sciences - National
Research Council, Washington, D.C. 1961.
9. Transactions of A.S.M.E.; mei 1958.
vol 80 N^o 4., blz 909.
Work capacities of Energy Storage systems on Basis of
Unit Weight and Unit Volume.
L.V. Kline, S.M. Marco and W.L. Starkey.
10. Thermodynamic. H.D. Baehr.
Springer Verlag, 1962.

11. Storage Batteries, G.W. Vinal
Wiley, 1955.
12. Ullman's Encyklopadie der Technische Chemie.
13. Handbuch der Kältetechnik, R. Plank.
14. Proceedings of the national conference on industrial
hydraulics, oktober 1954.
15. Pneumatikfibel, H. Zoebel.

Appendix 1Enkele stromingstechnische beschouwingen.A.1.1. Strooming van een samendrukbaar medium door een vernauwing.

Wordt een isentropische expansie van het gas verondersteld dan geldt voor de massastroom

$$\phi_m = \xi \mu A \sqrt{\frac{2x}{x-1} p_1 \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/x} - \frac{p_2}{p_1} \frac{x+1}{x}} \dots \dots \dots (A.1.1.)$$

ξ is een factor veroorzaakt door stromingsverliezen die enkele procenten beneden de eenheid kan liggen.

μ vertegenwoordigt de invloed van de contractie, bij goed afgeronde openingen zal dit verschijnsel niet optreden en $\mu = 1$ zijn.

x exponent voor isentropische expansie, voor 2 atomige gassen is deze 1,4.

Voor 2 atomige gassen is de formule geldig tot $p_2/p_1 = 0,528$; voor $p_2/p_1 < 0,528$ zal de strooming constant blijven. Er komt dan:

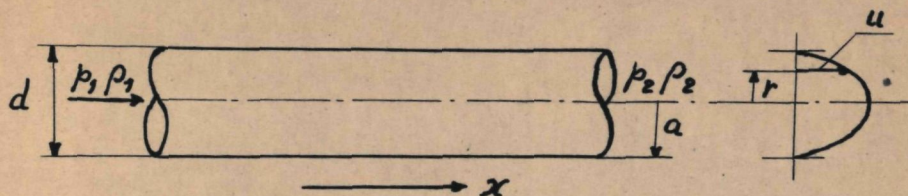
$$\phi_m = 0,685 \xi \mu A \sqrt{p_1} \dots \dots \dots (A.1.2.)$$

Indien $0,8 < p_2/p_1 < 1$ laat (A.1.1.) zich vereenvoudigen tot

$$\phi_m = CA \sqrt{2\rho_1 (p_1 - p_2)} \dots \dots \dots (A.1.3.)$$

Hierbij is C een constante, afhankelijk van de afmetingen en het getal van Reynolds. De waarde van C kan variëren tussen 0,6 en 1 (zie Lit. 3).

A.1.2. Laminaire stroming van een samendrukbaar medium in een leiding.



Er geldt dat:

$$u = - \frac{a^2 - r^2}{4\eta} \cdot dp/dx \quad (\text{zie Lit. 2 blz. 22})$$

$$\dot{Q}_m = \text{constant} = \frac{-\pi a^4}{8\eta} dp/dx \rho_x$$

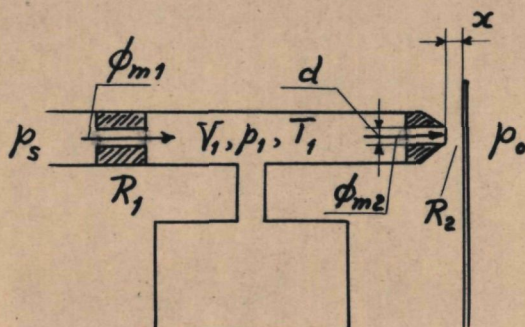
$p/\rho = \text{constant}$. (de toestandsverandering wordt isotherm verondersteld).

Uit bovenstaande formules volgt :

$$\dot{Q}_m = (p_1^2 - p_2^2) \frac{\pi d^4 \rho_1}{256\eta l p_1} \dots \dots \dots \quad (\text{A.1.4.})$$

A.2. Vaan-tuitversterker:

A.2.1. Principe. (zie Lit. 2, 6 en 7).



Weerstand R_1 kan zijn: laminair,
 turbulent met $p_1/p_s > 0,528$ (= kritische drukval)
 turbulent met $p_1/p_s < 0,528$.

Weerstand R_2 moet bepaald worden door de uitstroomopening tussen vaan en tuit. Hieruit volgt dat $\Pi dx < \Pi/4 d^2$ of $x < d/4$ moet zijn. De stroming in R_2 zal turbulent zijn. Hierbij wordt het geval dat $p_0/p_1 < 0,528$ buiten beschouwing gelaten.

De realisering hiervan zou of een te groot verbruik of te kleine afmetingen geven.

Beschouw de stationnaire toestand $x, p_1, \phi_{m1} = \phi_{m2} = \phi_m$ en de kleine uitwijkingen van deze toestand

$\Delta x, \Delta p, \Delta \phi_{m1}, \Delta \phi_{m2}$. Er geldt dan:

$$\Delta \phi_{m1} = \left(\frac{\partial \phi_{m1}}{\partial p_1} \right) \Delta p_1 = - a_1 \Delta p_1$$

$$\Delta \phi_{m2} = \frac{\partial \phi_{m2}}{\partial p} \Delta p_1 + \frac{\partial \phi_{m2}}{\partial x} \Delta x = a_2 \Delta p_1 + b \Delta x$$

$$\Delta \phi_{m1} - \Delta \phi_{m2} = \frac{d}{dt} \rho V = \frac{V}{RT} \frac{d\Delta p}{dt}$$

$$(\text{ideaal gas en } V = \text{constant}) = CD\Delta p$$

Uit bovenstaande vergelijking volgt dat:

$$\frac{f_u}{f_1} = \frac{\Delta p}{\Delta x} = - \frac{b}{a_1 + a_2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{C}{a_1 + a_2}} D = - \frac{K}{1 + \tau D}$$

$$\text{waarbij } K = \frac{b}{a_1 + a_2} \quad (\text{A.2.1.})$$

$$\text{en } \tau = \frac{c}{a_1 + a_2} \quad (\text{A.2.2.})$$

A.2.2. Stromingsvergelijkingen.

Voor de vaste weerstand R_1 zijn twee mogelijkheden:

1) Laminair: Hiervoor geldt formule (A.1.4) waaruit volgt dat:

$$a_{1 \text{ lam}} = \frac{2 p_1}{p_s^2 - p_1^2} \phi_m$$

2) Turbulent: Hierbij wordt de stroming weergegeven door formule (A.1.1.). Voor $p_1/p_s > 0,8$ laat deze zich vereenvoudigen tot (A.1.3.) waaruit volgt dat

$$a_{1 \text{ t}} = \frac{\phi_m}{2(p_s - p_1)}$$

Indien $p_1/p_s < 0,528$ is ϕ_m onafhankelijk van p_2 en zal $a_1 = 0$ zijn.

Voor weerstand R_2 wordt aangenomen dat de stroming weergegeven wordt door formule (A.1.3.), welke juist is bij niet te hoge drukval. Hieruit volgt dat

$$a_2 = \frac{\phi_m (2p_1 - p_0)}{2(p_1^2 - p_1 p_0)} \quad \text{en } b = \frac{\phi_m}{x}$$

A.2.3. De tijdconstante en de versterking.

In hoofdstuk A.2.1. is afgeleid dat:

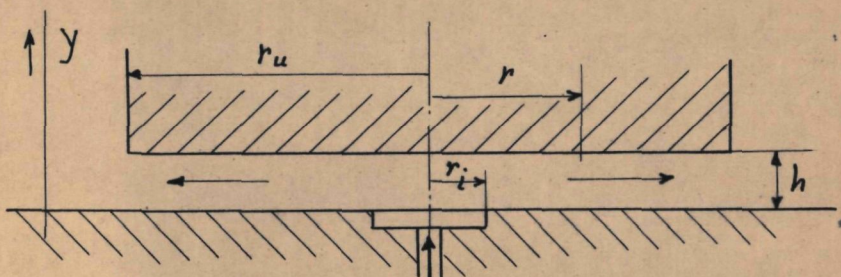
$$K = \frac{b}{a_1 + a_2} \quad \text{en} \quad = \frac{C}{a_1 + a_2}$$

Vergroting of verkleining van $a_1 + a_2$ geeft dus resp. verkleining of vergroting van zowel de versterking als de tijdconstante. Afhankelijk van de eisen die aan het systeem gesteld worden moet nu vastgesteld worden welke waarde a_1 moet aannemen, met andere woorden wat als primaire restrictie het gunstigst is.

A.3. HYDROSTATISCH LUCHTLAGER.

A.3.1. Statische beschouwingen.

A.3.1.1. Drukverloop. (Lit. 2 en 4).



We hebben te maken met een visceuze stroming van een samendrukbaar medium.

Hiervoor geldt:

- a) In iedere cirkelvormige doorsnede op straal r is ϕ_m gelijk. Dus:

$$\phi_m = 2 \pi r h \cdot v_{\text{gem}} \rho_r = \text{constant}$$

$$\text{of } v_{\text{gem}} = \frac{\phi_m}{2 \pi r h \rho_r} \quad (\text{A.3.1.})$$

- b) In y -richting is het snelheidsverloop over de doorsnede parabolisch of:

$$v = ay^2 + by + c \quad (\text{A.3.2.})$$

$$\text{Er geldt: } y = 0 \quad v = 0$$

$$y = h$$

$$v_{\text{gem}} = 1/h \int v dy$$

m.b.v. (A.3.1.) volgt hieruit dat

$$a = - \frac{3 \phi_m}{\pi h^3 \rho_r r} \quad (\text{A.3.3.})$$

c) Voor het drukverloop in r-richting geldt:

$$\frac{dp}{dr} = \eta \frac{d^2 v}{dy^2} \quad (\text{A.3.4.})$$

Wordt een ideaal gas en een isotherme toestandsverandering verondersteld dan geldt:

$$p/\rho = \text{constant dus:}$$

$$\rho_r = c p_r \quad (\text{A.3.5.})$$

$$c = \frac{1}{RT_i} = \rho_i/p_i = \text{als } T_i = T_o = \rho_o/p_o$$

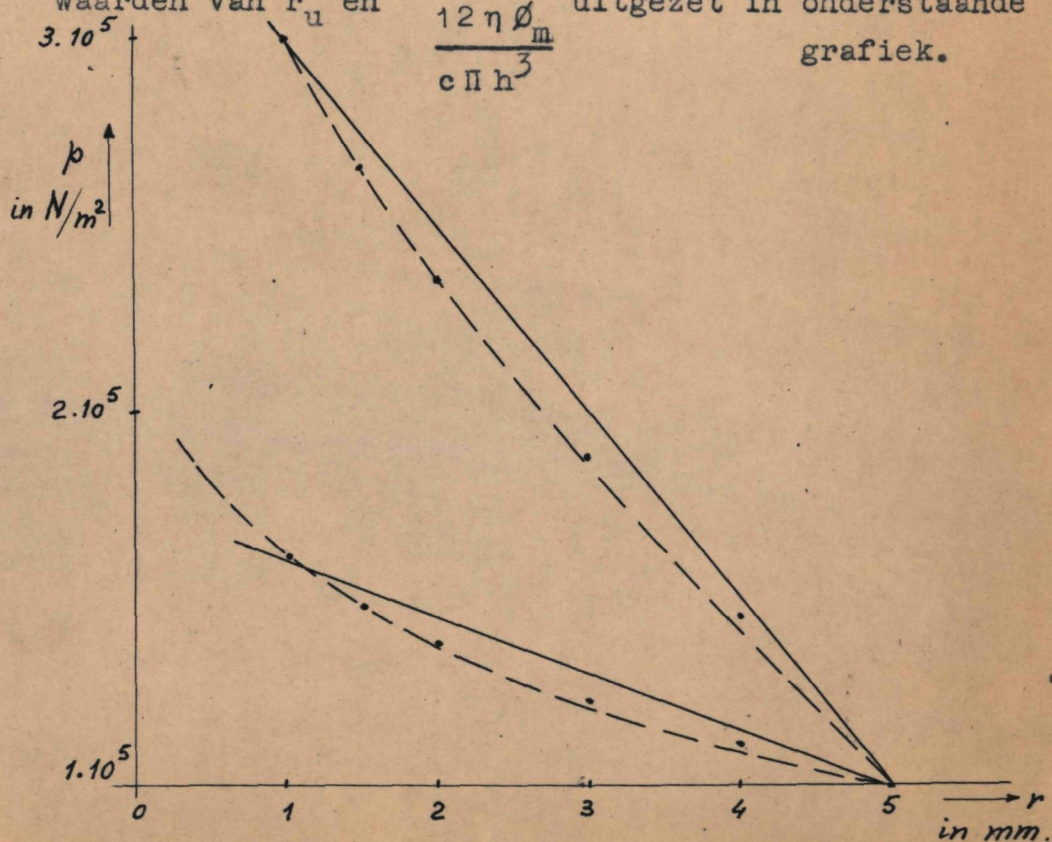
Uit (A.3.2.), (A.3.3.), (A.3.4.) en (A.3.5.) volgt:

$$p dp = - \frac{6\eta \phi_m}{c \Pi h^3} \frac{dr}{r}$$

Met de randvoorwaarde $r = r_u$, $p = p_o$ ontstaat dan:

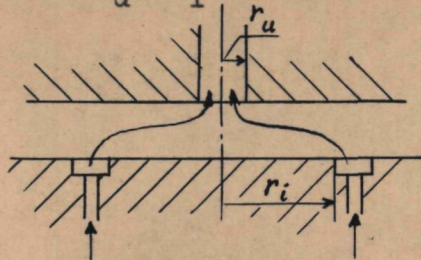
$$p = \sqrt{p_o^2 + \frac{12\eta \phi_m}{c \Pi h^3} \ln r_u/r} \quad (\text{A.3.6.})$$

Dit verloop als functie van r is voor enkele "praktische" waarden van r_u en $\frac{12\eta \phi_m}{c \Pi h^3}$ uitgezet in onderstaande grafiek.



Hieruit blijkt dat het drukverloop over de lagering lineair verondersteld kan worden, indien r_u/r_i niet te groot wordt.

Opm: Indien $r_u < r_i$ is geldt:



$$p dp = \frac{6\eta \phi_m}{c \Pi h^3} \frac{dr}{r}$$

met de randwaarde $r = r_u$ $p = p_0$ volgt hieruit:

$$p = \sqrt{p_0^2 - \frac{12\eta \phi_m}{c \Pi h^3} \ln r_u/r} \quad (\text{A.3.7.})$$

A.3.1.2. Het luchtverbruik.

Bij een bepaalde uitvoering geldt dat voor $r = r_i$; $p = p_i$, ingevuld in (A.3.6.) geeft dit:

$$\phi_m = \frac{c \Pi h^3 (p_i^2 - p_0^2)}{12\eta \ln r_u/r_i} \quad (\text{A.3.8.})$$

A.3.1.3. Het draagvermogen.

Wordt de in (A.3.2.) gevonden waarde voor ϕ_m ingevuld in (A.3.6.) dan ontstaat:

$$p = \sqrt{p_0^2 + \frac{(p_i^2 - p_0^2) \ln r_u/r}{\ln r_u/r_i}} \quad (\text{A.3.9.})$$

$$\Delta \phi_{\text{mu}} = \frac{\partial \phi_{\text{mu}}}{\partial p_i} \Delta p_i + \frac{\partial \phi_{\text{mu}}}{\partial h} \Delta h, \text{ Stel} =$$

$$a_2 \Delta p_i + b_2 \Delta h. \quad (\text{A.4.0.})$$

Verder geldt:

$$\Delta \phi_{\text{mi}} - \Delta \phi_{\text{mu}} = \frac{d}{dt} (\text{massa van de lucht in de lagering})$$

$$= \frac{d}{dt} \{ (v + O_i h) \rho_i + O h \rho_{\text{gem}} \}$$

$$O_i = \pi r_i^2 O = \pi (r_u^2 - r_i^2) \rho_{\text{gem}} = \frac{c p_i}{RT}$$

(c = constante afhankelijk van r_i en r_u)

$$= \frac{d}{dt} \frac{p_i}{RT} \{ v + h(O_i + cO) \} =$$

$$v + \frac{(O_i + cO)h}{RT} D\Delta p_i + \frac{p_i}{RT} (O_i + cO) D\Delta h.$$

$$\text{Stel} = e D\Delta p_i + f' D\Delta h. \quad (\text{A.4.1.})$$

Met behulp van (A.4.0.) ontstaat er

$$\frac{\Delta p_i}{\Delta h} = - \frac{b_2}{a_2 + a_1} \frac{1 + \tau_1 D}{1 + \tau_2 D} \dots \dots \dots (\text{A.4.2.})$$

waarbij $\tau_1 = f/b_2$ en $\tau_2 = 1/a_2 + a_1$

Indien bij het te lagere onderdele geen externe demping aanwezig is, zal $\tau_1 > \tau_2$ moeten zijn voor het verkrijgen van voldoende stabiliteit.

Dus moet $f/b_2 > 1/a_2 + a_1$ of $f/e \gg b_2/a_2 + a_1$

Hieruit blijkt dus dat het drukverloop dus ook het draagvermogen onafhankelijk van h is. Voor de goede werking van een luchtlager is het dus noodzakelijk een restrictie in de toevoerleiding te zetten.

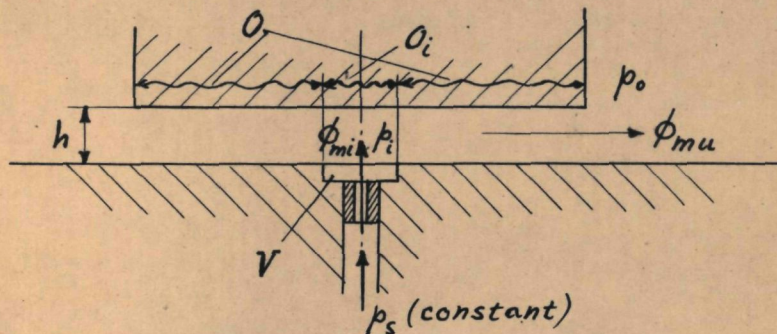
In het algemeen zal voor het draagvermogen gelden:

$$D = \int p(r) 2\pi r dr.$$

$p(r)$ (= de druk als functie van r) wordt $c_1 r + c_2$ zoals aangetoond is in A.3.1.

A.3.2. Dynamische beschouwingen.

A.3.2.2. Theorie (zie Lit. 5 en 6).



Er geldt: $\phi_{mi} = f(p_i)$ ($p_s = \text{constant}$ $\phi_{\mu} = f(p_1, h)$)

Zoals aangetoond is in A.3.1. kan het drukverloop lineair verondersteld worden,

$$\text{dus: } \phi_{\mu} = f(p_1, h) = \frac{c \pi h^3 (p_1^2 - p_o^2)}{12 \eta \ln r_u / r_i} \quad (\text{A.3.2.})$$

Beschouw de stationnaire toestand h, p_1, ϕ_m
 (= $\phi_{mi} = \phi_{\mu}$) en de uitwijkingen uit de evenwichtsstand
 $\Delta h, \Delta p_1, \Delta \phi_m$

Er volgt dan:

$$\Delta \phi_{mi} = \frac{\partial \phi_{mi}}{\partial p_1} \Delta p_1, \text{ stel } = - a_1 \Delta p_1$$

(dan a_1 pos).

A.3.2.3. Gegevens voor de constructie.

Over $f/e \gg b_2/a_2 + a_1$ kan het volgende opgemerkt worden.

De ingangsrestrictie kan laminair of turbulent zijn.

a_1 is in die gevallen resp.

$$a_1 \text{ lam} = \frac{2p_i \varnothing_m}{p_s^2 - p_i^2} = \frac{2 p_i}{(p_s + p_i)} \frac{\varnothing_m}{(p_s - p_i)} \quad (\text{zie A.1.2.})$$

$$a_1 \text{ turb} = \frac{\varnothing_m}{2(p_s - p_i)} \quad (\text{zie A.1.1.})$$

Voor praktische gevallen zal $a_1 \text{ lam} > a_1 \text{ turb}$ zijn.

De laminaire ingangsrestrictie zal dus het gunstigst zijn.

Voor $f/e \gg b_2/a_2 + a_1$ ontstaat nu

$$\frac{\frac{p_i}{RT} (O_i + cO)}{v + (O_i + cO)h} \gg \frac{\frac{3 \varnothing_m}{h}}{\frac{2 \varnothing_m p_i}{(p_i^2 - p_o^2)}} + \frac{2 \varnothing_m p_i}{p_s^2 - p_i^2}$$

$$\text{of } \frac{p_i (O_i + cO)}{v + (O_i + cO)h} \gg \frac{3(p_i^2 - p_o^2)(p_s^2 - p_i^2)}{2 h p_i (p_s^2 - p_o^2)}$$

Hieruit volgt: v zo klein mogelijk en p_i zo dicht mogelijk bij p_s .