INSTITUUT VOOR LANDBOUWTECHNIEK EN RATIONALISATIE

Rapport 123 Juni 1968

DE TOEPASSINGSMOGELIJKHEDEN VAN HYDRAULISCHE AANDRIJVINGEN OP AARDAPPELROOIMACHINES

P. Nolen

4126
48c

Dr. S. L. Mansholtlaan 12 - Wageningen tel. 08370-3041

2287153

Rapport 123 Juni 1968

DE TOEPASSINGSMOGELIJKHEDEN VAN HYDRAULISCHE AANDRIJVINGEN OP AARDAPPELROOIMACHINES

P. Nolen

Overneming alleen toegestaan na overleg met de schrijver

Stno. 302-200-13-5-'68
vdE.

2287153

I N H O U D

	blz.
1. SAMENVATTING EN CONCLUSIES	1
2. INLEIDING	2
3. VERMOGENSBEHOEFTE VAN DE MACHINE	3
3.1. Aandrijfvermogen afvoerkettingen	3
3.2. Aandrijfvermogen zeefketting	3
4. DE KEUZE VAN HET HYDRAULISCHE SYSTEEM	4
4.1. Aandrijvingen met regelbare pompen en/of motoren	4
4.2. Aandrijvingen met vaste pompen en motoren. Regeling d.m.v. ventielen	5
5. BESCHRIJVING VAN HET GEKOZEN SYSTEEM	7
5.1. De regelmogelijkheden van het systeem	8
6. BESCHOUWING MEETRESULTATEN	11
6.1. Aandrijving zeefketting	11
6.2. Aandrijving afvoerkettingen	11
6.3. Koeling	12
7. KOSTENBEGROTING	20
7.1. Het uitgevoerde systeem	20
7.2. Systeem met regelbare pomp	21
8. HET EFFECT VAN EEN GROTERE OLIEVOORRAAD	23
8.1. Systeem met kleine olievoorraad	24
8.2. Systeem met grote olievoorraad	25

1. SAMENVATTING EN CONCLUSIES

Een Amac C-2 aardappelrooimachine van het proefbedrijf de "Oostwaardhoeve" werd met een hydraulische aandrijving uitgerust. De machine heeft in het rooiseizoen van 1967 normaal als produktiemachine dienst gedaan en in de praktijk goed voldaan.

De bediening was simpel en van de regelmogelijkheden werd ruim gebruik gemaakt. Het beschikbare vermogen van 14 pk en 2 pk voor aandrijving van resp. zeefketting en afvoerkettingen, bleek voldoende om ook onder ongunstige omstandigheden nog te kunnen werken.

Voor een eventueel nieuw te ontwerpen machine zijn de volgende punten van belang:

- Om trillingsverschijnselen te voorkomen dienen in de persleiding tussen pomp en hydromotor stukken slang met een lengte van ca. 0,5 m te zijn opgenomen, direct na pomp en voor hydromotor. Door uitzetting van de slang kunnen pulsaties in de oliestroom worden opgenomen.
- Een oliekoeler kan niet worden gemist. Het gekozen koelsysteem met aangeblazen koeler is echter duur. In plaats daarvan kan met ribbenbuis worden gekoeld, bijv. ribbenbuis 27 x 32 met een buitenoppervlak van 1 m^2/m, met een totale lengte van 13,5 m.
- Een systeem met regelbare pomp komt aanzienlijk duurder uit dan een systeem met stroomregeling en zal daarom, gezien het beperkte aantal bedrijfsuren van een aardappelrooimachine, waarschijnlijk niet verantwoord zijn.
- Om zeefketting en afvoerkettingen volledig onafhankelijk van elkaar te laten werken, verdient het aanbeveling twee gescheiden systemen op te bouwen en dus iedere aandrijving zijn eigen pomp en hydromotor te geven.

2. INLEIDING

Aardappelrooimachines zijn in het algemeen zo ingericht, dat de snelheid van de zeefketting in een aantal trappen regelbaar is. Hiertoe is de mogelijkheid aangebracht de overbrengingsverhouding tussen aftakas en zeefketting aan te passen, bijv. d.m.v. een versnellingsbak of verwisselbare riemschijven. Zo beschikken de meeste machines over een aantal snelheden (4 à 6) waaruit men, afhankelijk van de rooi-omstandigheden, een keuze maakt. Wil men tijdens het rooien de snelheid aanpassen, dan moet men echter, alvorens te kunnen omschakelen, de machine stoppen.

Dit leidt ertoe, dat van een eenmaal ingestelde snelheid veelal niet meer wordt afgeweken, afgezien nog dat het aantal mogelijkheden maar beperkt is. In de praktijk blijkt er behoefte aan te bestaan de zeefkettingsnelheid op elk moment, terwijl de machine rooit, te kunnen bijregelen.

De "Ambachtsheerlijkheid Cromstrijen" te Numansdorp heeft bijvoorbeeld reeds een aantal jaren geleden twee aardappelrooiers voor dit doel laten ombouwen. De normale mechanische overbrengingen, die de machines hadden, werden vervangen door hydraulische, waarmee het beoogde doel kon worden bereikt, nl. traploze snelheidsregeling van de zeefketting.

Een theoretische bestudering van de mogelijkheden en moeilijkheden, die een dergelijke hydraulische aandrijving biedt (zie I.L.R.-rapport 82: "Enige theoretische beschouwingen betreffende de eigenschappen van hydraulische installaties", door Ir. P.M. van Bemmel), leidde tot de conclusie, dat het regelsysteem voor de snelheden van zeef- en afvoerketting moeilijkheden zou kunnen geven, in het bijzonder in verband met warmte-ontwikkeling.

In samenwerking met de Technische Afdeling van het I.L.R. (de heer A. Cappon) werd een hydraulische aandrijving ontworpen en aangebracht op een Amac type C-2 aardappelrooier van het proefbedrijf de "Oostwaardhoeve" te Slootdorp. De redenen, die leidden tot een bepaald regelsysteem, worden in dit rapport uiteengezet en aan de hand van de verkregen meetgegevens worden conclusies getrokken, die, naar gehoopt wordt, hun waarde voor de betrokken constructeurs en gebruikers hebben.

3. VERMOGENSBEHOEFTE VAN DE MACHINE

Een verantwoord ontwerp van de hydraulische installatie vereist allereerst een inzicht in de vermogensbehoefte van de machine. Hierbij kan meetrapport 309-7c van het I.L.R. ons van dienst zijn: "Vermogensmetingen Amac C-2 wagenrooier", door M.G. Telle. De metingen werden uitgevoerd aan de mechanisch aangedreven machine. De volgende gegevens zijn uit dit rapport afkomstig:

	Vermogen aftakas	Vermogen opvoerband
Onbelast draaien	4,4 pk	0,22 pk
Rooisnelheid 2,4 km/h	6,8 pk	0,3 pk
Rooisnelheid 3,8 km/h	8,3 pk	0,58 pk

Tijdens het rooien doorlopen de aardappelen achtereenvolgens een zeefketting, een horizontale dwarsafvoerketting en een opvoerketting. Uit het oogpunt van aardappelbeschadiging bezien, is het gewenst de snelheid van de beide afvoerkettingen zo laag mogelijk te houden. De aandrijving hiervan mag daarom niet rechtstreeks worden gekoppeld aan die van de zeefketting, die binnen een ruim traject regelbaar moet zijn. Om deze reden is het noodzakelijk de machine met twee hydromotoren aan te drijven: één voor de zeefketting en één voor de afvoerkettingen.

3.1. Aandrijfvermogen afvoerkettingen

Over de gezamenlijke vermogensbehoefte van de twee afvoerkettingen geeft het bovengenoemde meetrapport geen uitsluitsel; er is echter wel een redelijke schatting van te maken. De opvoerketting alleen vroeg bij 3,8 km/h een vermogen van 0,58 pk. Op grond hiervan kunnen we het benodigde vermogen van de beide afvoerkettingen, onder dezelfde omstandigheden, op 1 pk begroten. Deze waarde zal ca. 50% hoger komen te liggen als we de snelheid regelbaar maken tot 50% meer dan bij mechanische aandrijving. Bovendien rekening houdend met zwaardere omstandigheden dan die tijdens de metingen, kan het maximaal af te geven vermogen op 2 pk worden getaxeerd.

3.2. Aandrijfvermogen zeefketting

Het aftakasvermogen, dus het totale aandrijfvermogen van de machine, bedroeg 8,3 pk bij een rooisnelheid van 3,8 km/h. Hiervan nam de afvoer 1 pk voor zijn rekening. Hieruit volgt dus een vermogen van 7,3 pk voor aandrijving van de zeefketting. Deze laatste waarde zal bij een 50% hogere snelheid en zwaardere omstandigheden wellicht tot ca. 14 pk kunnen oplopen.

Resumerend kunnen we stellen, dat we onder moeilijke rooi-omstandigheden en een op zijn maximumwaarde ingestelde kettingsnelheid een vermogen kunnen verwachten van:

- 2 pk voor aandrijving van de beide afvoerkettingen;
- 14 pk voor aandrijving van de zeefketting.

4. DE KEUZE VAN HET HYDRAULISCHE SYSTEEM

Een traploos regelbare hydraulische aandrijving kan op diverse manieren worden gerealiseerd. We onderscheiden echter de twee volgende hoofdgroepen, die principieel van elkaar verschillen:

4.1. Aandrijvingen met regelbare pompen en/of motoren.

4.2. Aandrijvingen met vaste pompen en motoren. Regeling d.m.v. ventielen.

Van beide systemen zullen hieronder de belangrijkste eigenschappen nader worden bekeken.

4.1. Aandrijvingen met regelbare pompen en/of motoren

De theoretische opbrengst van een verdringerpomp volgt uit het produkt:

$Q = q \cdot n$ waarin:

Q = verplaatste oliehoeveelheid (l/min)

q = verplaatste volume per omwenteling van de pomp (l)

n = toerental pomp (omw./min)

Hieruit volgt, dat de opbrengst van de pomp bij een gegeven toerental kan worden gewijzigd door q te veranderen. Niet ieder type pomp leent zich hiervoor. De meeste regelbare pompen zijn van het axiale plunjertype. Schematisch is een dergelijke aandrijving in afb. 1 weergegeven. De schommelplaat, die de plunjers heen en weer beweegt, maakt een hoek α met het vlak loodrecht op de pompas. Variatie van α betekent dus verandering van de slag van de plunjers en dus ook van de opbrengst van de pomp. Het verband tussen de theoretische opbrengst van de pomp en de hoek α is vrijwel lineair voor kleine α's. In de praktijk is α meestal niet groter dan 25°. Als men dus met een regelbare pomp, waarvan de opbrengst tussen nul en maximum kan worden geregeld, een niet verstelbare hydromotor aandrijft, dan is hiermede het toerental van de hydromotor traploos regelbaar tussen nul en maximum.

De algemene kenmerken van een regelbare hydraulische aandrijving met axiale plunjereenheden zijn:

- Relatief gunstig nuttig effect, dat voor de gehele overbrenging 80% kan bedragen.
- Dientengevolge relatief weinig warmte-ontwikkeling, zodat er ook weinig warmte uit het systeem hoeft te worden afgevoerd.
- Laag aandrijfvermogen (door gunstig nuttig effect) en dus tevens laag energieverbruik.
- Gunstige levensduur.

Het enige bezwaar van dit systeem is de vrij hoge prijs. Een regelbare pomp, geschikt om een Amac C-2 aardappelrooier aan te drijven, kost ongeveer f 2.000,--. Omdat een aardappelrooier slechts weinig bedrijfsuren maakt is een dergelijke hydraulische aandrijving weinig aantrekkelijk. We zullen daarom onze toevlucht moeten nemen tot een goedkoper systeem, waarvan de mogelijkheden uiteindelijk dezelfde zijn. Hieraan voldoet systeem 2, waarvan het principe hieronder wordt uiteengezet.

4.2. Aandrijvingen met vaste pompen en motoren. Regeling d.m.v. ventielen

Schematisch is hiervan een voorbeeld gegeven in afb. 2.
A en B zijn resp. de niet verstelbare pomp en motor. C stelt een drukgecompenseerd tweewegstroomregelventiel voor. De hydromotor bereikt zijn maximum toerental als C dicht staat en er dus geen olie uit het systeem wordt afgetapt. Het ventiel is drukgecompenseerd. Dit houdt in, dat bij een eenmaal ingestelde waarde van C de hoeveelheid olie, die ontsnapt constant blijft, onafhankelijk van de druk in het systeem. Een gewone smoorklep heeft deze eigenschap niet; hier is de doorstromende hoeveelheid afhankelijk van de drukval over de klep.
Het toerental van de hydromotor is dus regelbaar door verstelling van het stroomregelventiel. Wanneer men door dit ventiel meer olie laat ontwijken, dan daalt hiermede het toerental van de hydromotor. De pomp levert dus teveel olie. Het overschot wordt via het stroomregelventiel afgetapt en drukloos teruggevoerd naar het reservoir.

Het volgende voorbeeld moge duidelijk maken hoe het met de vermogensbehoefte en warmte-ontwikkeling van een systeem volgens afb. 2 is gesteld:

Een tandwielpomp, met een totaal rendement η_p wordt aangedreven met een vermogen van N_{aandr} pk. De pomp voedt een tandwielmotor, met een totaal rendement η_m, waarvan het toerental traploos regelbaar is tussen 1/3 n_{max} en n_{max}. Het afgegeven vermogen van de hydromotor bij n_{max} omw./min van de hydromotor is N_{afg}, terwijl dit vermogen bij 1/3 n_{max} N^1_{afg} bedraagt.

Bij maximum toerental van de hydromotor geldt:

$$N_{afg} = N_{aandr} \cdot \eta_p \cdot \eta_m$$

Het totale rendement van de hydraulische aandrijving volgt uit:

$$\eta_{tot} = \frac{N_{afg}}{N_{aandr}} = \frac{N_{aandr} \cdot \eta_p \cdot \eta_m}{N_{aandr}} = \eta_p \cdot \eta_m$$

We kunnen stellen, dat $N^1_{afg} = 1/3\ N_{afg}$. Bij constante druk in het systeem (waar we even van uitgaan) is het afgegeven motorkoppel ook constant, zodat het vermogen evenredig is met het toerental.

Nu geldt dus:

$$\eta_{tot} = \frac{N^1_{afg}}{N_{aandr}} = \frac{1/3\ N_{afg}}{N_{aandr}} = \frac{1/3\ N_{aandr} \cdot \eta_p \cdot \eta_m}{N_{aandr}} = 1/3\ \eta_p \cdot \eta_m$$

Tandwielpompen en -motoren hebben een nuttig effect, dat slechts zelden boven 85% ligt. Vullen we deze waarde in, dan blijkt:

$$\eta_{tot} = 0{,}85 \cdot 0{,}85 = 0{,}72$$

$$\text{en } \eta^1_{tot} = 1/3 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}85 = 0{,}24$$

Er wordt dus 28% van het aandrijfvermogen van de pomp in warmte omgezet, als $n = n_{max}$. Bij $n = 1/3\ n_{max}$ is dit zelfs 76%! Bij een laag toerental van de hydromotor wordt de warmteproduktie dus wel bijzonder groot.

Uit de voorgaande berekening volgt meteen het grote bezwaar van deze manier van regelen: het bijzonder ongunstige nuttig effect van de overbrenging. Dit bezwaar wordt groter, naarmate het regelbereik ($= \frac{n_{max}}{n_{min}}$) groter wordt. Het is dus zaak dit regelbereik niet groter te kiezen dan noodzakelijk is.

5. BESCHRIJVING VAN HET GEKOZEN SYSTEEM

Afbeelding 3 geeft schematisch de hydraulische aandrijving weer van de rooimachine. De beide pompen A en B zijn samengebouwd met een tandwielkastje en gemonteerd op de rooimachine. De overbrengingsverhouding van het tandwielkastje bedraagt 3,29, waardoor bij 540 omw./min van de aftakas de beide pompen een toerental van 540 x 3,29 = 1700 omw./min hebben. De opbrengsten zijn dan bij een druk van 120 kg/cm^2 volgens de fabrieksgegevens resp. 66 en 21 l/min. We zien uit het schema, dat de drie hydromotoren C, D en E vanuit dezelfde hoofdleiding worden gevoed. Tevens zien we dat de aandrijving van deze motoren met één of met twee pompen kan geschieden. De kleine pomp B is nl. uitschakelbaar met kogelkraan F. Bij een geopende kogelkraan pompt B drukloos terug in het reservoir. Terugslagklep G voorkomt, dat pomp A hetzelfde doet. Hydromotor C, waarmede de zeefketting wordt aangedreven, levert bij 120 kg/cm^2 en 2500 omw./min een vermogen van ca. 14 pk. Dit toerental is veel te hoog voor een rechtstreekse aandrijving, zodat een overbrenging noodzakelijk is. De overbrengingsverhouding is zodanig gekozen, dat bij het genoemde hydromotortoerental van 2500 omw./min de hoogste zeefketting-snelheid van 2 m/sec wordt bereikt, onder welke omstandigheden een oliehoeveelheid van 70 l/min wordt afgenomen. De benodigde 2 pk voor aandrijving van de afvoer levert hydromotor D bij 45 kg/cm^2 en 1500 omw./min. Ook hier is de overbrengingsverhouding zodanig, dat bij dit toerental de snelheid van de afvoerbanden maximaal is. De hydromotor consumeert dan 23 l/min. Met hydromotor E wordt de ventilator van de oliekoeler aangedreven. Bij volledig geopend stroomregelventiel J (doorlaat 23 l/min) is het toerental van de ventilator, die rechtstreeks op de hydromotoras is gemonteerd, 2500 omw./min. Het aandrijfvermogen is bij dat toerental nog zo laag, dat de benodigde druk niet meer dan 10 à 15 kg/cm^2 zal bedragen.

De verdeling van de beschikbare oliestroom over de drie hydromotoren, vindt plaats door de twee stroomregelventielen I en J. Nu is het zo, dat de drukval over deze ventielen tenminste 5 kg/cm^2 moet bedragen willen zij goed kunnen werken. Bij dit systeem van toerenregeling is het dus noodzakelijk, dat de bedrijfsdruk van de hydromotor C tenminste 5 kg/cm^2 hoger ligt dan die van de motoren D en E.

Nu zal hydromotor E in dit opzicht geen problemen geven, omdat deze slechts een lage bedrijfsdruk nodig heeft, maar met D ligt de situatie anders. Bij lichte belasting van de zeefketting is de systeemdruk laag, maar moet toch nog hoog genoeg zijn om stroomregelventiel I ongestoord te laten werken, waarvoor het dus nodig is, dat het drukverschil over I minstens 5 kg/cm^2 bedraagt. De ongunstigste situatie in dit opzicht doet zich voor als de machine wordt leeggedraaid. De zeefketting is dan onbelast, terwijl de afvoer normaal zijn werk moet doen. Ook dan moet het systeem zonder haperen functioneren. Dit houdt in, dat de weerstand, die de zeefketting in onbelaste toestand ondervindt, zo groot moet zijn, dat zich in het systeem een druk opbouwt, die minimaal 5 kg/cm^2 hoger is, dan de druk die nodig is om de belaste afvoerkettingen aan te drijven.
Het zal nu duidelijk zijn waarom de bedrijfsdruk van D zo laag is gekozen t.o.v. die van C.

5.1. De regelmogelijkheden van het systeem

Om de regelmogelijkheden van het systeem te kunnen nagaan, voeren we de volgende symbolen in:

Q_A =	opbrengst pomp A		(l/min)	
Q_B =	" " B		(l/min)	
Q_C =	olie-afname hydromotor	C	(l/min)	
Q_D =	" "	D	(l/min)	
Q_E =	" "	E	(l/min)	
P_C =	werkdruk hydromotor	C	(kg/cm^2)	
P_D =	" "	D	(kg/cm^2)	
P_E =	" "	E	(kg/cm^2)	
n_C =	toerental hydromotor	C	(omw./min)	
n_D =	" "	D	(omw./min)	
n_E =	" "	E	(omw./min)	
Q_I =	oliestroom door I		(l/min)	(= Q_D)
Q_J =	" " J		(l/min)	(= Q_E)

Gaan we uit van een volbelast systeem (waarbij hydromotor C met 14 pk bij 2500 omw./min is belast en hydromotor D met 2 pk bij 1500 omw./min) gevoed door beide pompen, dan is:

P_C = 120 kg/cm^2
P_D = 45 kg/cm^2
Q_A = 66 l/min
Q_B = 21 l/min.

Indien de afvoerkettingsnelheid is ingesteld op 80% van de maximumwaarde, dan is dus:

$n_D = 0{,}8 \cdot 1500 = 1200$ omw./min

Uit de karakteristiek van hydromotor D (afb. 6) lezen we af, dat dan:

$Q_D = 19$ l/min

Stroomregelventiel I is dus ingesteld op 19 l/min, zodat ook:

$Q_I = 19$ l/min.

Bovendien is:

$Q_A + Q_B = Q_C + Q_D + Q_E$

$66 + 21 = Q_C + 19 + Q_E$, zodat $Q_C = 68 - Q_E$

Q_J is variabel tussen 2,3 en 23 l/min. Als $Q_J = Q_E = 2{,}3$ l/min, dan:

$Q_C = 68 - 2{,}3 = 65{,}7$ l/min

Uit afb. 5 lezen we (na extrapolatie) af, dat dan $n_C = 2350$ omw./min.

Vergroten we Q_J tot 23 l/min, dan is:

$Q_C = 68 - 23 = 45$ l/min, waaruit volgt:

$n_C = 1550$ omw./min.

Met stroomregelventiel J is het dan ook mogelijk onder de gegeven omstandigheden het toerental van hydromotor C traploos tussen 1550 en 2350 omw./min te regelen. Hiermede is het gewenste regelbereik echter nog niet verkregen, maar er staat ons nog een tweede regelmogelijkheid open, nl. het afschakelen van pomp B m.b.v. kogelkraan F. We kunnen dan dezelfde berekeningen nogmaals uitvoeren, met dit verschil, dat nu alleen pomp A het systeem voedt.

Wederom uitgaande van $Q_J = Q_{Jmin} = 2{,}3$ l/min dan geldt nu:

$Q_A = Q_C + Q_D + Q_E$

$66 = Q_C + 19 + 2{,}3$, zodat $Q_C = 44{,}7$ l/min

en dus $n_C = 1550$ omw./min

Bij $Q_J = Q_{Jmax} = 23$ l/min wordt dit:

$Q_A = Q_C + Q_D + Q_E$

$66 = Q_C + 19 + 23 \rightarrow Q_C = 24$ l/min

zodat $n_C = 750$ omw./min.

Het blijkt dus mogelijk het toerental van de aandrijfhydromotor der zeefketting traploos te variëren tussen 750 en 2350 omw./min, waarbij het traject 750-1550 omw./min wordt verkregen met één pomp (pomp A) en het traject 1550-2350 omw./min met twee pompen (pomp A + pomp B).

Hierbij dienen we het volgende te bedenken:

- Als de afvoer een hogere snelheid heeft dan 80% van de maximale waarde, dan is $Q_D > 19$ l/min, zodat er dan minder olie beschikbaar is voor de rest van het systeem. Het toerenbereik van hydromotor C zal daardoor in zijn geheel iets lager komen te liggen, bijv. van 600-2200 omw./min.
- Omgekeerd komt dit bereik hoger te liggen als men de afvoer instelt op een lagere snelheid dan 80% van het maximum, bijv. 900-2500 omw./min.
- Er is uitgegaan van een systeemdruk van 120 kg/cm^2. Bij een lagere druk hebben de pompen en hydromotoren echter minder inwendige lekverliezen. Hierdoor zal het hydromotortoerental stijgen. Het gehele toerenbereik van hydromotor C zal daarom, bij lagere systeemdruk, op een iets hoger niveau komen te liggen.

Snelheidsregeling der beide afvoerkettingen vindt, zoals gezegd, plaats m.b.v. stroomregelventiel I. Dit ventiel is geschikt voor regeling van oliestromen van 5,7-23 l/min, hetgeen bij een druk van 45 kg/cm^2 overeenkomt met een regelmogelijkheid van 400-1500 omw./min voor hydromotor D. De afvoer is hiermede dus over een ruim traject regelbaar.

Het regelbereik van de zeefketting is gesplitst in een laag en een hoog bereik, waarbij resp. één en twee pompen werkzaam zijn. Dezelfde regelmogelijkheden zou men kunnen verkrijgen als het systeem werd uitgerust met slechts één pomp, die de capaciteit had van de pompen A en B samen. Het gekozen tweepompensysteem biedt echter voordelen in het laagtoerengebied van hydromotor C. Immers: de oliestroom, die nu door pomp B drukloos wordt rondgepompt, moet, ingeval van een éénpompsysteem, extra door een stroomregelventiel afvloeien, om in beide gevallen eenzelfde hydromotortoerental te verkrijgen. De verliezen zijn dan veel groter.

Tijdens bedrijf bleek de machine aan een hinderlijke trilling onderhevig te zijn, vermoedelijk opgewekt door de tandwielpompen en -motoren. Deze trillingen zijn grotendeels te vermijden door in de hogedrukleidingen, direct na pomp en voor hydromotor stukken slang met een lengte van 0,5 m op te nemen.

6. BESCHOUWING MEETRESULTATEN

Aan het hydraulische systeem van de machine werden op 22 augustus en 29 september 1967 metingen verricht. De resultaten zijn weergegeven in meetrapport 343/7c van het I.L.R.: "Metingen aan een hydraulisch aangedreven tweerijige aardappelrooimachine", door W. Rossing. Aanvullende metingen werden nog uitgevoerd op 3 en 23 oktober 1967.

6.1. Aandrijving zeefketting

De hydromotor voor aandrijving van de zeefketting bleek voldoende vermogen te kunnen afgeven. Op 23 oktober werd onder bijzonder ongunstige omstandigheden gewerkt. De grond was nat en moeilijk uitzeefbaar, hetgeen een hoge zeefkettingsnelheid vereiste. Toch bedroeg de systeemdruk die dag gemiddeld ca. 70 kg/cm^2, slechts een enkele maal oplopend tot ca. 90 kg/cm^2. Deze laatste waarde komt, bij een hydromotortoerental van 2500 omw./min, overeen met een afgegeven vermogen van ca. 10,5 pk. Berekend op 120 kg/cm^2 en 14 pk bij 2500 omw./min had de hydromotor onder moeilijke omstandigheden nog een behoorlijke reserve.

Houden we vast aan een vermogen van 14 pk (een zekere reserve is natuurlijk wenselijk), dan blijkt uit afb. 5, dat dezelfde hydromotor dit vermogen ook bij 1900 omw./min af kan geven i.p.v. bij 2500 omw./min. De benodigde druk is dan echter hoger, nl. 140 kg/cm^2, hetgeen wel wat aan de hoge kant is. De metingen hebben echter geleerd, dat deze waarde slechts bij uitzondering voor zal komen. Het voordeel van een lager hydromotortoerental is een kleinere overbrengingsverhouding hydromotor/zeefketting en een geringere olie-afname van de hydromotor. Hierdoor zal dan tevens de benodigde pompcapaciteit iets lager komen te liggen.

6.2. Aandrijving afvoerkettingen

Het beschikbare vermogen voor aandrijving van de afvoerkettingen bleek voldoende. De hoogste druk die tijdens de metingen optrad bedroeg 40 kg/cm^2 en ligt dus nog iets beneden de berekende 45 kg/cm^2. Toch bleek zo nu en dan tijdens het leegdraaien, dat de afvoer niet, of nog slechts langzaam liep. Dit verschijnsel is reeds beschreven in het begin van hoofdstuk 5 en is uiteraard ongewenst. Bij handhaving van hetzelfde systeem kan dit worden vermeden door de bedrijfsdruk van de afvoerketting-hydromotor nog lager te kiezen, bijv. door de overbrengingsverhouding hydromotor-zeefketting te vergroten of door een grotere hydromotor te kiezen.

In beide gevallen wordt, voor een zelfde afvoerkettingsnelheid olie-afname van de hydromotor groter, daar hetzelfde vermogen nu bij een lagere druk moet worden geleverd. Een andere oplossing, die nu toch de voorkeur gaat verdienen, is de afvoer onafhankelijk van de zeefketting aan te drijven. Dit betekent dus een apart pomp/hydromotor-systeem voor de afvoer.

6.3. Koeling

Iedere hydraulische overbrenging heeft rendementsverliezen, die we in de vorm van warmte in het systeem terugvinden. Deze warmte zal weer uit het systeem moeten worden afgevoerd, wil de temperatuur niet steeds hoger oplopen. In die gevallen, waar de eigen koelwerking van het systeem onvoldoende is, is dan ook een oliekoeler noodzakelijk.
De aardappelrooier werd daarom van een oliekoeler voorzien, waarin de olie door een geforceerde luchtstroom wordt gekoeld. De koelcapaciteit bedraagt volgens fabrieksopgave 6.000 kcal/h. bij een temperatuurverschil olie-lucht van 40° C, een ventilatortoerental van 2500 omw./min en een passerende oliehoeveelheid van 30 l/min.

Uiteraard betekent deze oliekoeler een extra complicatie en maakt de installatie een stuk duurder. De vraag is dan ook gerezen of een convectie-koeler (dus een niet aangeblazen koeler) een praktische oplossing zou kunnen bieden, bijv. ribbenbuis. Hiervoor is het noodzakelijk de warmte-ontwikkeling en de eigen koelwerking (zonder koeler) te kennen.

Op 3 en 23 oktober 1967 werden hiertoe met eenvoudige middelen (manometer, thermometer, stophorloge, toerenteller) metingen verricht, waarbij bepaald werden:

- de tijd gedurende welke de hydraulische installatie in bedrijf was;
- de olietemperatuur aan het eind van iedere omgang;
- de optredende systeemdruk (voor iedere omgang is een gemiddelde bepaald);
- toerentallen van pompen en hydromotoren.

In afb. 7 is het temperatuurverloop van de olie weergegeven, zoals dat op 3 oktober 1967 werd gemeten. Op de horizontale as, de tijdas, is aangegeven gedurende welke perioden de machine in bedrijf was.

Het koelend oppervlak van het systeem, afgezien van de oliekoeler, bestaat uit:

F_{tank} = buitenoppervlak tank

F_{leid} = buitenoppervlak leidingen

F_{pmt} = buitenoppervlak pompen, motoren en toebehoren.

De voorraadtank, afmetingen 640 mm lang, 310 mm hoog en 300 mm breed, heeft een buitenoppervlak van:

$F_{tank} = 2(30.31+30.64+31.64) = 9670\ cm^2$, afgerond $F_{tank} = 0,97\ m^2$.

Koelend oppervlak leidingwerk:

8 m	pijp	28 x 1,5	zodat	$F_1 = \pi.2,8.800 =$	7030 cm^2	
3,7 m	"	25 x 2	"	$F_2 = \pi.2,5.370 =$	2910 cm^2	
0,35 m	"	20 x 2	"	$F_3 = \pi.2.35 =$	220 cm^2	
2,2 m	"	18 x 1,5	"	$F_4 = \pi.1,8.220 =$	1240 cm^2	
3,5 m	"	16 x 1,5	"	$F_5 = \pi.1,6.350 =$	1760 cm^2	
5,3 m	"	10 x 1	"	$F_6 = \pi.1.530 =$	1670 cm^2	
				F_{leid} =	14.830 cm^2	
				afgerond F_{leid} =		1,48 m^2

Koelend oppervlak pompen, motoren en toebehoren, te schatten op: F_{pmt} = 0,3 m^2

Zodat het totaal koelend oppervlak bedraagt: F_{tot} = 2,75 m^2

Het systeem heeft voor opwarming een zekere hoeveelheid warmte nodig, die hieronder wordt berekend.

Olie. Het systeem bevat ca. 40 kg olie met een soortelijke warmte sw_{olie} = 0,5 kcal/kg.°C. De olie neemt dus 40.0,5 = 20 kcal/°C aan warmte op.

Tank. Wanddikte = 4 mm s.g. staal 7 kg/dm³

$$G_{tank} = \frac{2(30.31+30.64+31.64).0,4.7}{1000} = 27\ kg$$

Leidingen

8 m	pijp	28 x 1,5	zodat	$G_1 = \frac{\pi.2,65.0,15.800.7}{1000}$	=	7,0 kg
3,7 m	"	25 x 2	"	$G_2 = \frac{\pi.2,3.0,2.370.7}{1000}$	=	3,7 kg
0,35 m	"	20 x 2	"	$G_3 = \frac{\pi.1,8.0,2.35.7}{1000}$	=	0,3 kg
2,2 m	"	18 x 1,5	"	$G_4 = \frac{\pi.1,65.0,15.220.7}{1000}$	=	1,2 kg
3,5 m	"	16 x 1,5	"	$G_5 = \frac{\pi.1,45.0,15.350.7}{1000}$	=	1,7 kg
5,3 m	"	10 x 1	"	$G_6 = \frac{\pi.1.0,1.530.7}{1000}$	=	1,1 kg
				G_{leid}	=	15 kg

Pompen. $G_{pompen} = 12$ kg

Motoren. $G_{motoren} = 12$ kg

Toebehoren. $G_{toebeh.}$ (geschat) = 15 kg

zodat $G_{tot} = G_{tank} + G_{leid} + G_{pompen} + G_{motoren} + G_{toebeh.} = 81$ kg

$sw_{staal} = 0{,}12$ kcal/kg.°C, waaruit volgt, dat er 81.0,12 = 9,7 kcal/°C aan warmte worden opgenomen. We ronden dit af tot 10 kcal/°C, omdat nog geen rekening is gehouden met warmtegeleiding naar overige machinedelen.

Bij opwarming neemt het systeem dus 20 + 10 = 30 kcal/°C op.

Periode A, 10^{25}-11^{03} uur, dd. 3 oktober 1967.

Gedurende deze periode (zie afb. 7) werd het systeem met 1 pomp gevoed. Er stond een flinke wind, de buitenlucht-temperatuur bedroeg ca. 16° C. Rooisnelheid 2,35 km/h.

Gemeten waarden: $n_A = 1780$ omw./min

$n_C = 1700$ omw./min

$n_D = 1350$ omw./min

$P_C = 50$ kg/cm²

$P_D = 35$ kg/cm².

Aandrijfvermogen pomp A (afb. 4): $7\frac{1}{2}$ pk bij 1500 omw./min en 50 kg/cm² en dus $N_A = \frac{1780}{1500} \cdot 7{,}5 = 8{,}9$ pk.

Pomp B vraagt geen aandrijfvermogen. (Pompt drukloos rond).

Afgegeven vermogen hydromotor C (afb. 5) $N_C = 4{,}8$ pk.

Afgegeven vermogen hydromotor D (afb. 6) $N_D = 1{,}4$ pk.

De in het systeem ontwikkelde warmte is nu gelijk aan:

$$N_w = N_{aandr.} - N_{afgeg} = 8{,}9-(4{,}8+1{,}4) = 2{,}7 \text{ pk} = 2{,}7.632 = 1710 \text{ kcal/h}$$

Gedurende de betreffende periode van 38 minuten was de machine 28 minuten in bedrijf, zodat de warmte-ontwikkeling bedroeg:

$$W_{ontw} = 1710 \cdot \frac{28}{60} = 800 \text{ kcal.}$$

Hierbij steeg de temperatuur van 30 naar 35° C, zodat het systeem opnam:

$$W_{opg} = 5.30 = 150 \text{ kcal}$$

zodat er dus een hoeveelheid warmte is afgevoerd van

$$W_{afg} = 800-150 = 650 \text{ kcal.}$$

Het gemiddelde temperatuurverschil bedroeg:

$$\Delta t_{gem} = \frac{30+35}{2} - 16 = 16{,}5^\circ \text{ C.}$$

Hieruit volgt een warmteoverdrachtscoëfficiënt

$$k = \frac{650 \cdot \frac{60}{38}}{2{,}75.16{,}5} \quad \text{zodat } k = 22{,}6 \text{ kcal/m}^2\text{.h.}^\circ\text{C.}$$

Periode B, 11^{03}-11^{46} uur, dd. 3 oktober 1967.

Het systeem werd gedurende deze periode (zie afb. 7) met twee pompen gevoed. Rooisnelheid gelijk aan vorige periode: 2,35 km/h. Buitenlucht-temperatuur 16° C, flinke wind.

Gemeten waarden: $n_A = n_B = 1730$ omw./min
$n_C = 1800$ omw./min
$n_D = 1400$ omw./min
$P_C = 50$ kg/cm²
$P_D = 35$ kg/cm².

$$\left.\begin{array}{l} N_A = \frac{1730}{1500} \cdot 7,5 = 8,9 \text{ pk} \\ N_B = \frac{1730}{1500} \cdot 2,6 = 3,08 \text{ pk} \end{array}\right\} \text{ tezamen } N_{aandr.} = 11,98 \text{ pk}$$

$$\left.\begin{array}{l} N_C = 4,8 \text{ pk} \\ N_D = 1,4 \text{ pk} \end{array}\right\} \text{ tezamen } \quad N_{afg.} = \underline{6,2 \text{ pk}} -$$

$$N_w = 5,78 \text{ pk} =$$

$$5,78 . 632 = 3650 \text{ kcal/h.}$$

Gedurende deze periode van 43 minuten was de machine 31 minuten in bedrijf, zodat $W_{ontw} = 3650 . \frac{31}{60} = 1880$ kcal.

Temperatuurstijging 45-35 = 10° C, zodat $W_{opg} = 30.10 = 300$ kcal

dus $W_{afg} = 1880-300 = 1550$ kcal.

$$\Delta t_{gem} = \frac{35+45}{2} - 16 = 24° \text{ C}$$

en dus $k = \dfrac{1550 . \frac{60}{43}}{2,75.24}$ zodat $k = 32,6$ kcal/m².h.°C.

Periode C, 10^{33}-11^{33} uur, dd. 23 oktober 1967.

Er werd met twee pompen gewerkt (zie afb. 8). De rooi-omstandigheden waren bijzonder ongunstig, zodat er slechts met een snelheid van 1,35 km/h kon worden gereden. Temperatuur buitenlucht: 17° C. Er stond een flinke wind.

Gemeten waarden: $n_A = n_B = 1730$ omw./min
$n_C = 2200$ omw./min
$n_D = 1400$ omw./min
$P_C = 70$ kg/cm²
$P_D = 40$ kg/cm²

$$\left.\begin{array}{l} N_A = \frac{1730}{1500} \cdot 10,5 = 12,4 \text{ pk} \\ N_B = \frac{1730}{1500} \cdot 3,8 = 4,5 \text{ pk} \end{array}\right\} \text{ tezamen } N_{aandr} = 16,9 \text{ pk}$$

$$\left.\begin{array}{l} N_C = 8,3 \text{ pk} \\ N_D = 1,6 \text{ pk} \end{array}\right\} \text{ tezamen } N_{afg} = \underline{9,9 \text{ pk}} -$$

$$N_w = 7 \text{ pk} =$$

$$7.632 = 4420 \text{ kcal/h.}$$

Gedurende de betreffende periode van 60 min was de machine $38\frac{1}{2}$ min in bedrijf, zodat $W_{ontw} = 4420.\frac{38\frac{1}{2}}{60} = 2830$ kcal.

Temperatuurstijging 42-39 = 3° C, zodat $W_{opg} = 30.3 = 90$ kcal en dus is $W_{afg} = 2830-90 = 2740$ kcal.

$\Delta t_{gem} = 40-17 = 23°$ C,

$$\text{zodat } k = \frac{2740.\frac{60}{60}}{2,75.23} \quad \text{dus} \quad k = 45 \text{ kcal/m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}.$$

Periode D, 12^{52}-13^{52} uur, dd. 23 oktober 1967.

Omstandigheden gelijk aan vorige periode, evenals gemeten waarden.

Dus is $N_w = 4420$ kcal/h.

Gedurende deze periode van $59\frac{1}{2}$ min was de machine $34\frac{1}{2}$ min in bedrijf,

$$\text{zodat } W_{ontw} = \frac{34,5}{60} \cdot 4420 = 2540.$$

Temperatuurstijging 43,5-40,5 = 3° C, zodat $W_{opg} = 30.3 = 240$ kcal en dus is $W_{afg} = 2540-240 = 2300$ kcal.

$\Delta t_{gem} = 44-17 = 27°$ C,

$$\text{zodat } k = \frac{2300.\frac{60}{59,5}}{2,75.27} \quad \text{dus } k = 31,2 \text{ kcal/m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}.$$

Periode E, 13^{52}-14^{56} uur, dd. 23 oktober 1967.

Omstandigheden gelijk aan vorige periode.

Gemeten waarden: $n_A = n_B = 1730$ omw./min

$n_C = 2250$ omw./min

$n_D = 1400$ omw./min

$P_C = 75$ kg/cm²

$P_D = 40$ kg/cm²

$$\left.\begin{aligned} N_A &= \frac{1730}{1500} \cdot 11,1 = 13,2 \text{ pk} \\ N_B &= \frac{1730}{1500} \cdot 4 = 4,75 \text{ pk} \end{aligned}\right\} \text{ tezamen } N_{aandr} = 17,95 \text{ pk}$$

$$\left.\begin{aligned} N_C &= 3,4 \text{ pk} \\ N_D &= 1,6 \text{ pk} \end{aligned}\right\} \text{ tezamen } N_{afg} = \underline{10 \text{ pk}}$$

$N_w = 7,95$ pk =

$7,95.632 = 5020$ kcal/h.

Van de $63\frac{1}{2}$ min was de machine 44 min in bedrijf, zodat

$$W_{ontw} = 5020.\frac{44}{60} = 3680 \text{ kcal}.$$

Temperatuurstijging 53-48,5 = 4,5° C, zodat W_{opg} = 30.4,5 = 135 kcal en dus W_{afg} = 3680-135 = 3545 kcal.
Δt_{gem} = 52-17 = 35° C,

$$\text{zodat } k = \frac{3545 . \frac{60}{63,5}}{2,75 . 35} \quad \text{dus} \quad k = 34,8 \text{ kcal/m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}.$$

Periode F, 15^{44}-16^{29} uur, dd. 23 oktober 1967.
Omstandigheden en gemeten waarden als voorgaande periode. Dus is N_W = 5020 kcal/h.
Gedurende deze periode van 44½ min was de machine 38½ min in bedrijf

$$\text{zodat } W_{ontw} = 5020 . \frac{38,5}{60} = 3220 \text{ kcal}.$$

Temperatuurstijging 64-48 = 16° C, zodat W_{opg} = 30.16 = 480 kcal en dus W_{afg} = 3220-480 = 2740 kcal.
Δt_{gem} = 56-17 = 39° C

$$\text{zodat } k = \frac{2740 . \frac{60}{44,5}}{2,75 . 39} \quad \text{dus } k = 34,5 \text{ kcal/m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}.$$

De berekende warmte-overdrachtscoëfficiënten lopen vrij ver uiteen, nl. van 22,6 tot 45 kcal/m².h.°C. Hiervoor zijn de volgende oorzaken aan te wijzen:

- De grootte van de windsnelheid heeft een belangrijke invloed op de warmte-overdrachtscoëfficiënt, maar is tijdens de metingen niet vastgelegd.
- Het geleverde vermogen van hydromotor E (N_E) is verwaarloosd. Hoewel het laag is (< ½ pk) en bovendien afhankelijk van het ventilatortoerental, zal het de berekeningen toch enigszins beïnvloeden.
- De metingen zijn met eenvoudige middelen uitgevoerd en niet al te nauwkeurig. De optredende drukken in het systeem bijvoorbeeld werden afgelezen van een manometer met een steeds schommelende naald. Er is getracht hieruit zo goed mogelijk een gemiddelde te bepalen, maar onnauwkeurigheden zullen hier ongetwijfeld zijn binnengeslopen.

Het lijkt echter niet verstandig met een grotere warmte-overdrachtscoëfficiënt te rekenen dan k = 20 k.cal/m².h.°C.
Dit komt overeen met elders in de literatuur gevonden waarden.

Uit de metingen is naar voren gekomen, dat de eigen koelwerking van het systeem beslist onvoldoende is en een oliekoeler niet kan worden gemist. De werkelijk benodigde koelcapaciteit ligt echter lager dan die van de gekozen oliekoeler. Dit blijkt uit onderstaande berekening, waarbij van de volgende gegevens is uitgegaan:

P_{Cgem} = 35 kg/cm^2

P_{Dgem} = 45 kg/cm^2

Δt_{max} = 40° C (= maximum toelaatbaar temperatuurverschil olie/lucht)

k = 20 kcal/m^2.h.^{o}C

$n_A = n_B$ = 1730 omw./min

n_D = 1200 omw./min

beide pompen in bedrijf

stroomregelventiel J geheel geopend ($Q_J = Q_E$ = 23 l/min).

Een hogere systeemdruk dan gemiddeld 35 kg/cm^2 is, gezien de meetresultaten, niet te verwachten. De warmte-ontwikkeling zal onder deze omstandigheden dan ook maximaal zijn.

Uit afb. 4 leiden we af dat:

$$\left.\begin{array}{l} Q_A = 57.\frac{1730}{1500} = 67{,}5 \text{ l/min} \\ Q_B = 19{,}5.\frac{1730}{1500} = 23 \text{ l/min} \end{array}\right\} \text{ tezamen } Q_{tot} = 90{,}5 \text{ l/min}$$

$$\left.\begin{array}{l} N_A = 12{,}5.\frac{1730}{1500} = 14{,}3 \text{ pk} \\ N_B = 5.\frac{1730}{1500} = 5{,}9 \text{ pk} \end{array}\right\} \text{ tezamen } N_{aandr} = 20{,}7 \text{ pk}$$

Als n_D = 1200 omw./min en P_D = 45 kg/cm^2 geldt: Q_D = 19 l/min en N_D = 1,5 pk (zie afb. 6)

$Q_{tot} = Q_C + Q_D + Q_E$, zodat Q_C = 90,5-19-23 = 48,5 l/min.

Uit afb. 5 lezen we nu af, dat n_C = 1700 omw./min en N_C = 7,7 pk.

Het totaal afgegeven vermogen bedraagt:

$N_{afg} = N_C + N_D$ = 7,7 + 1,5 = 9,2 pk, zodat er bruto in warmte wordt omgezet:

$N_{wbruto} = N_{aandr} - N_{afg}$ = 20,7 - 9,2 = 11,5 pk = 11,5.632 = 7300 kcal/h.

Aannemende dat de netto-bedrijfstijd 90% bedraagt van de totaaltijd (i.v.m. draaien op kopakkers etc.) dan is:

N_{wnetto} = 0,90.7300 = 6570 kcal/ha

Door het systeem zelf kan worden afgevoerd:

$W_{afg} = k.F.\Delta t_{max}$ = 20.2,75.40 = 2200 Kcal/h

De koelcapaciteit van de oliekoeler moet dus tenminste bedragen:

W_{koeler} = 6570-2200 = 4370 kcal/h

Wanneer we willen afzien van een aangeblazen oliekoeler, dan zal het koelend oppervlak van de installatie aanzienlijk moeten worden vergroot, bijvoorbeeld door toepassing van een grotere olietank of door montage van een oliekoeler in de vorm van ribbenbuis. Beide mogelijkheden zullen hieronder worden nagegaan.

Grotere olietank

Met de bestaande (F_{tank} = 0,97 m^2, zie blz. 13) kunnen we een warmte-afgifte bereiken van $k.F.\Delta t_{max}$ = 20.0,97.40 = 780 kcal/h. Vervangen we deze tank door een andere met een zodanig groot wandoppervlak, dat een aparte oliekoeler overbodig is, dan moet er via de tankwanden worden afgevoerd 4370 + 780 = 5150 kcal/h. Hieruit volgt een wandoppervlak van:

$$F_{tank} = \frac{W_{afg}}{k.\Delta t_{max}} = \frac{5150}{20.40} = 6,44\ m^2.$$

Kiezen we een lange smalle tank om de inhoud klein te houden, bijv. met een breedte van 15 cm en een hoogte van 1,20 m, dan volgt de lengte l uit:

$$2\left[0,15\ l + 1,2\ l + 0,15.1,2\right] = 6,44 \rightarrow l = 2,25\ m.$$

De inhoud I van de tank is dan:

$$I = 22,5.12.1,5 = 404\ l.$$

We zien, dat de tank afmetingen krijgt, die eigenlijk ontoelaatbaar zijn en dat de inhoud toch nog groot wordt.

Ribbenbuis

Het buitenoppervlak van gladde buis kan worden vergroot door er schroefvormig ribben in de vorm van bandstaal om heen te wikkelen. De aldus verkregen ribbenbuis geeft per meter lengte een betere warmte-afvoer dan gladde buis. Uit de fabrieksgegevens van ribbenbuis blijkt, dat van buis 27x32 de warmte-afgifte per lengteeenheid ca. viermaal kan worden vergroot als het buitenoppervlak m.b.v. ribben tienmaal zo groot wordt gemaakt. Betrokken op het buitenoppervlak van de gladde buis komt dit dus neer op een viermaal zo grote warmte-overdrachtscoëfficiënt.

Uitgaande van een warmte-overdrachtscoëfficiënt k = 4.20 = 80 kcal/m^2.h.°C voor ribbenbuis 27x32, betrokken op het buitenoppervlak van de gladde buis, volgt de benodigde buislengte uit:

$$F_{buis} = \frac{W_{afg}}{k.\Delta t_{max}} = \frac{4370}{80.40} = 1,36\ m^2$$

en dus $l_{buis} = \frac{1,36}{\pi.0,032} = 13,5$ m.

Met ribbenbuis is dus wel iets te bereiken, hoewel de benodigde lengte (13,5 m) aanzienlijk is. Toch lijkt deze oplossing in dit geval aantrekkelijker dan een grotere tank.

Wel dient te worden opgemerkt, dat bij een lagere nettobedrijfstijd dan 90% van de totaaltijd het benodigd koeloppervlak kleiner wordt. In bepaalde gevallen zal dit percentage niet meer dan 75% bedragen (i.v.m. wachttijden enz.). Analoog aan het voorgaande kan dan worden berekend dat in dit geval:

- lengte olietank (bij hoogte = 120 cm en breedte 15 cm) = 1,75 m
- lengte benodigde ribbenbuis = 10,1 m.

7. KOSTENBEGROTING

Een belangrijk aspect vormt uiteraard de meerprijs van de hydraulisch aangedreven aardappelrooier t.o.v. de mechanische uitvoering. Een exacte berekening hieromtrent laat zich niet gemakkelijk uitvoeren, vooral omdat de factor arbeidsloon niet nauwkeurig te bepalen is.

Ook is met constructieve veranderingen aan de machine geen rekening gehouden, omdat een nieuw te ontwerpen hydraulisch aangedreven machine anders zal worden opgezet dan een mechanische. Daarom zal hier worden volstaan met het geven van richtprijzen van de diverse componenten, waaruit het hydraulische systeem is opgebouwd.

7.1. Het uitgevoerde systeem

De richtprijzen van de verschillende componenten van een systeem volgens afb. 3 volgen hieronder, met dit verschil, dat er een ribbenbuiskoeler in de calculatie is opgenomen i.p.v. een aangeblazen oliekoeler. Hiermede vervalt dus ook hydromotor E, die immers dient voor de ventilatoraandrijving.
Kogelkraan K is niet opgenomen, omdat deze alleen voor de proefnemingen noodzakelijk was.

Pomp A	f	250,--
Pomp B	-	250,--
Tandwielkast voor aandrijving van beide pompen door de aftakas (i = 3,3)	-	540,--
Hydromotor C, aandrijving zeefketting	-	330,--
Overbrenging tussen hydromotor C en zeefketting m.b.v. drievoudige V-snaar (i = 3,6), inclusief elastische koppeling en twee lagerblokken	-	130,--
Hydromotor D, aandrijving afvoer	-	270,--
Tandwielkast (i = 8) + elastische koppeling waarop hydromotor D gemonteerd	-	200,--
Stroomregelventiel I	-	120,--
Stroomregelventiel J	-	100,--
Kogelkraan F	-	40,--
Terugslagklep G	-	10,--
Overdrukventiel H (veiligheidsklep)	-	80,--
Filter M (40 micron)	-	300,--
Tank N	-	80,--
Leidingwerk, inclusief koppelingen en slangen	-	800,--
Oliekoeler (ribbenbuis)	-	300,--
Totaal	f	3.800,--

7.2. Systeem met regelbare pomp

De eis blijft, dat het toerental van de twee hydromotoren onafhankelijk van elkaar moet kunnen worden geregeld. Dit is op te lossen met twee regelbare pompen. Aantrekkelijker lijkt dan echter toch, om voor de afvoerketting een smoorregeling toe te passen, omdat het aandrijfvermogen klein is (maximaal 2 pk) en er dus ook weinig warmte wordt ontwikkeld. Het systeem zou er dan uit kunnen zien als in afb. 9, dus met één regelbare en één vaste pomp.

De beide aandrijvingen zijn geheel gescheiden. Dit vereist daarom twee overdrukventielen. De warmte-ontwikkeling in de zeefkettingaandrijving wordt nu uitsluitend veroorzaakt door rendementsverliezen van pomp en hydromotor en zal ca. 30% van het door de zeefketting gevraagde vermogen bedragen. In paragraaf 6.3. werd aangetoond, dat een hogere systeemdruk dan gemiddeld 85 kg/cm^2 niet te verwachten is. Bij 2500 omw./min van hydromotor C (afb. 9) komt dit overeen met een afgegeven vermogen van 10 pk, dus een warmte-ontwikkeling van 0,3.10 = 3 pk.

Bij lage afvoerkettingsnelheid (bijv. 50% van het maximum) kan de warmte-ontwikkeling van deze overbrenging op 65% van het pompaandrijfvermogen worden getaxeerd, dat dan ca. 2,5 pk bedraagt, waarbij dus 0,65 x 2,5 = 1,63 pk in warmte wordt omgezet.

De totale warmte-ontwikkeling bedraagt dus 3 + 1,63 = 4,63 pk = 2930 kcal/h. Bij een netto-bedrijfstijd van 90% der totaaltijd is de netto warmte-ontwikkeling 0,9 . 2930 = 2640 kcal/h.

Als het systeem zelf (als in het vorige geval) weer 2200 kcal/h afvoert, dan moet de koeler dus een koelcapaciteit van 2640-2200 = 440 kcal/h hebben. Hiervoor is 2 m ribbenbuis nodig.

De richtprijzen van hydraulische apparatuur en toebehoren zijn de volgende:

Pomp A	f 2.000,--
Pomp B	- 250,--
Tandwielkast voor aandrijving van beide pompen door de aftakas	- 540,--
Hydromotor C, aandrijving zeefketting	- 330,--
Overbrenging m.b.v. V-snaar tussen hydromotor C en zeefketting	- 130,--
Hydromotor D, aandrijving afvoer	- 270,--
Tandwielkast (i = 8) + elastische koppeling waarop hydromotor D is gemonteerd	- 200,--
Stroomregelventiel E	- 100,--
Overdrukventielen (2 stuks) (veiligheidskleppen)	- 160,--
Oliekoeler C (2 m ribbenbuis)	- 50,--
Filter H	- 300,--
Leidingwerk	- 800,--
Tank I	- 80,--
Totaal	f 5.210,--

Een systeem met regelbare pomp komt dus aanmerkelijk duurder uit dan een systeem met vaste pompen.

8. HET EFFECT VAN EEN GROTERE OLIEVOORRAAD

De olietemperatuur zal minder snel stijgen, naarmate de op te warmen olievoorraad groter is. Het verloop van de systeemtemperatuur is in een formule uit te drukken, als we daarbij uitgaan van de volgende gegevens:

aan het systeem toegevoerde hoeveelheid warmte:	a kcal/h
warmte-overdracht aan de omgeving	b kcal/h.°C
warmte-opname van het systeem	c kcal/°C
omgevingstemperatuur:	τ_o °C
begintemperatuur (= systeemtemperatuur op tijdstip t=o)	τ_b °C
eindtemperatuur (= evenwichtstemperatuur)	τ_e °C
opwarmtijd	t h

Wanneer het systeem zijn evenwichtstemperatuur heeft bereikt, is de toegevoerde warmte gelijk aan de afgevoerde warmte. Dit leidt tot de volgende betrekking:

$$a = b\,(\tau_e - \tau_o) \qquad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Theoretisch is af te leiden (zie bijlage), dat de temperatuur op het tijdstip t verloopt volgens:

$$\tau_t = \tau_e - (\tau_e - \tau_b).e^{-\frac{b}{c}.t} \qquad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Eveneens kan worden afgeleid, dat, wanneer de warmtetoevoer stopt (a=o), het systeem afkoelt volgens:

$$\tau_t = \tau_o + (\tau_b - \tau_o).e^{-\frac{b}{c}.t} \qquad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Aan de hand van twee getallenvoorbeelden zal nu worden nagegaan of het voordelen biedt de olievoorraad te vergroten. De beide berekeningen gaan uit van dezelfde bedrijfsomstandigheden, met als enige verschil, dat in het tweede voorbeeld de olievoorraad groter is gekozen. We beschouwen een werkdag van 7-17^{30} uur, met de volgende rustpauzes:

9- 9^{30} uur
12-13 uur
15-15^{30} uur

} Gedurende deze perioden vindt afkoeling plaats (a=o)

8.1. Systeem met kleine olievoorraad

We nemen hierbij de volgende waarden aan:

Op te warmen oliemassa	$G_{olie} = 40$ kg
Soortelijke warmte olie	$sw_{olie} = 0{,}5$ kcal/kg.°C
Op te warmen ijzermassa	$G_{ijzer} = 33$ kg
Soortelijke warmte ijzer	$sw_{ijzer} = 0{,}12$ kcal/kg.°C
Koelend oppervlak van het systeem	$F = 2$ m^2
Warmte-overdrachtscoëfficiënt	$k = 20$ kcal/m^2.h.°C
Buitenluchttemperatuur	$\tau_o = 20°$ C
Warmte-ontwikkeling in het systeem	$a = 3000$ kcal/h.

De warmte-afgifte aan de omgeving volgt uit:

$$b = k.F = 20.2 = 40 \text{ kcal/h.°C}$$

Het systeem zelf neemt aan warmte op:

$$c = G_{olie}.sw_{olie}+G_{ijzer}.sw_{ijzer} = 33.0{,}12+40.0{,}5 = 30 \text{ kcal/°C}$$

De eindtemperatuur volgt uit vgl. (1):

$$a = b\ (\tau_e-\tau_o) \quad \text{dus } \tau_e = \frac{3.000}{40} + 20 = 95° \text{ C}$$

Het temperatuurverloop is nu m.b.v. (2) en (3) te berekenen:

7 uur : $\tau = \tau_o$, dus $\tau = 20°$ C

9 uur : $\tau = 95-(95-20).e^{-\frac{40}{30}.2} = 95-75.e^{-\frac{8}{3}} = 95-5{,}2 = 89{,}8°$ C

9^{30} uur: $\tau = 20+(89{,}8-20).e^{-\frac{40}{30}.\frac{1}{2}} = 20+69{,}8.e^{-\frac{2}{3}} = 20+35{,}8 = 55{,}8°$ C

12 uur: $\tau = 95-(95-55{,}8).e^{-\frac{40}{30}.2\frac{1}{2}} = 95-39{,}2.e^{-\frac{10}{3}} = 95-1{,}4 = 93{,}6°$ C

13 uur: $\tau = 20+(93{,}6-20).e^{-\frac{40}{30}.1} = 20+73{,}6.e^{-\frac{4}{3}} = 20+19{,}4 = 39{,}4°$ C

15 uur: $\tau = 95-(95-39.4).e^{-\frac{40}{30}.2} = 95-55{,}6.e^{-\frac{8}{3}} = 95-3{,}9 = 91{,}1°$ C

15^{30} uur: $\tau = 20+(91{,}1-20).e^{-\frac{40}{30}.\frac{1}{2}} = 20+71{,}1.e^{-\frac{2}{3}} = 20+36{,}5 = 56{,}5°$ C

17^{30} uur: $\tau = 95-(95-56{,}5).e^{-\frac{40}{30}.2} = 95-38{,}5.e^{-\frac{8}{3}} = 95-2{,}7 = 92{,}3°$ C

In afb. 10 is het temperatuurverloop grafisch weergegeven.

8.2. Systeem met grote olievoorraad

Wanneer we nu deze berekening uitvoeren voor hetzelfde systeem, onder dezelfde omstandigheden, met alleen een grotere olievoorraad (300 kg), dan wordt de warmte-opname van het systeem:

$$c = G_{olie}.sw_{olie}+G_{ijzer}.sw_{ijzer} = 300.0,5+83.0,12 = 160 \text{ kcal/}^{o}\text{C}.$$

De overige waarden zijn gelijk aan die van de vorige berekening.
De systeemtemperatuur verloopt nu als volgt:

7 uur : $\tau = \tau_o$, dus $\tau = 20^o$ C

9 uur : $\tau = 95-(95-20).e^{-\frac{40}{160}.2} = 95-75.e^{-\frac{1}{2}} = 95-45,5 = 49,5^o$ C

9^{30} uur: $\tau = 20+(49,5-20).e^{-\frac{40}{160}.\frac{1}{2}} = 20+29,5.e^{-\frac{1}{8}} = 20+26,1 = 46,1^o$ C

12 uur: $\tau = 95-(95-46,1).e^{-\frac{40}{160}.2,5} = 95-48,9.e^{-\frac{5}{8}} = 95-26,1 = 68,9^o$ C

13 uur: $\tau = 20+(68,9-20).e^{-\frac{40}{160}.1} = 20+48,9.e^{-\frac{1}{4}} = 20+38,1 = 58,1^o$ C

15 uur: $\tau = 95-(95-58,1).e^{-\frac{40}{160}.2} = 95-36,9.e^{-\frac{1}{2}} = 95-22,3 = 72,7^o$ C

15^{30} uur: $\tau = 20+(72,7-20).e^{-\frac{40}{160}.\frac{1}{2}} = 20+52,7.e^{-\frac{1}{8}} = 20+46,7 = 66,7^o$ C

17^{30} uur: $\tau = 95-(95-66,7).e^{-\frac{40}{160}.2} = 95-28,3.e^{-\frac{1}{2}} = 95-17,1 = 77,9^o$ C

Uit de berekeningen en uit afb. 10 blijkt de invloed van de hoeveelheid olie op het temperatuurverloop. We zien, dat 300 kg olie nog niet voldoende is, om onder de gegeven omstandigheden gedurende de gehele dag, een olietemperatuur beneden 60° C te waarborgen.
Voor systemen, die langdurig achtereen in bedrijf zijn, zoals hydraulisch aangedreven aardappelrooimachines, biedt vergroting van de olievoorraad dan ook geen reële mogelijkheden om te hoge bedrijfstemperaturen te voorkomen.
Duidelijk blijkt echter, dat bij systemen met lage gebruiksintensiteit (d.w.z. korte bedrijfsperioden gevolgd door perioden van zeer lage belasting) het vergroten van de olievoorraad uitkomst kan brengen.

BIJLAGE

TEMPERATUURVERLOOP VAN EEN SYSTEEM WAARIN WARMTE WORDT ONTWIKKELD

Warmte-toevoer:	a kcal/h
Warmte-afvoer:	b kcal/h.°C
Warmte-opname van het systeem:	c kcal/°C
Begintemperatuur van het systeem (op tijdstip t=o):	τ_b °C
Eindtemperatuur van het systeem (op tijdstip t=∞):	τ_e °C
Omgevingstemperatuur:	τ_o °C.

Als $\tau = \tau_e$ is toegevoerde warmte = afgevoerde warmte, of:

$$a = b\,(\tau_e - \tau_o)$$

$$a\,dt = b\,(\tau - \tau_o)\,dt + c\,d\tau$$

$$b\,(\tau_e - \tau_o)\,dt = b\,(\tau - \tau_o)\,dt + c\,d\tau$$

$$b\,(\tau_e - \tau)\,dt = c\,d\tau$$

$$\frac{b}{c}dt = \frac{d\tau}{\tau_e - \tau}$$

$$\frac{b}{c}.t = -\ln(\tau_e - \tau) + C$$

Als $t = o \rightarrow \tau = \tau_b \rightarrow o = -\ln(\tau_e - \tau_b) + C$

$$C = \ln(\tau_e - \tau_b)$$

en dus: $\frac{b}{c}.t = -\ln(\tau_e - \tau) + \ln(\tau_e - \tau_b)$

$$\ln\frac{\tau_e - \tau}{\tau_e - \tau_b} = -\frac{b}{c}\,.\,t$$

$$\frac{\tau_e - \tau}{\tau_e - \tau_b} = e^{-\frac{b}{c}.t}$$

en dus: $\boxed{\tau = \tau_e - (\tau_e - \tau_b).e^{-\frac{b}{c}.t}}$, waarin $\tau_e = \tau_o + \frac{a}{b}$

TEMPERATUURVERLOOP VAN EEN SYSTEEM DAT AFKOELT

Analoog aan het voorgaande kan het temperatuurverloop worden nagegaan ingeval van afkoeling (a=o). De symbolen hebben dezelfde betekenis.

$$b\,(\tau - \tau_o)\,dt = -c\,d\tau$$

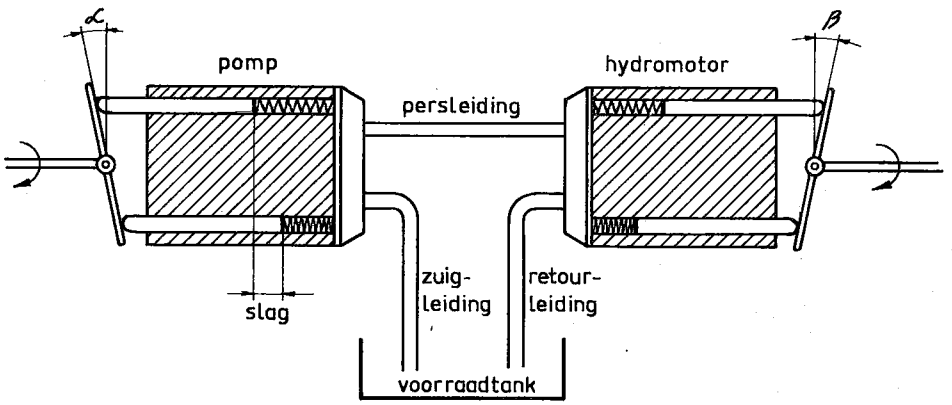
$$-\frac{b}{c}\,dt = \frac{d\tau}{\tau - \tau_o}$$

$$-\frac{b}{c}.t = \ln(\tau - \tau_o) + C$$

Als t=o is $\tau = \tau_b \rightarrow o = \ln(\tau_b - \tau_o) + C$

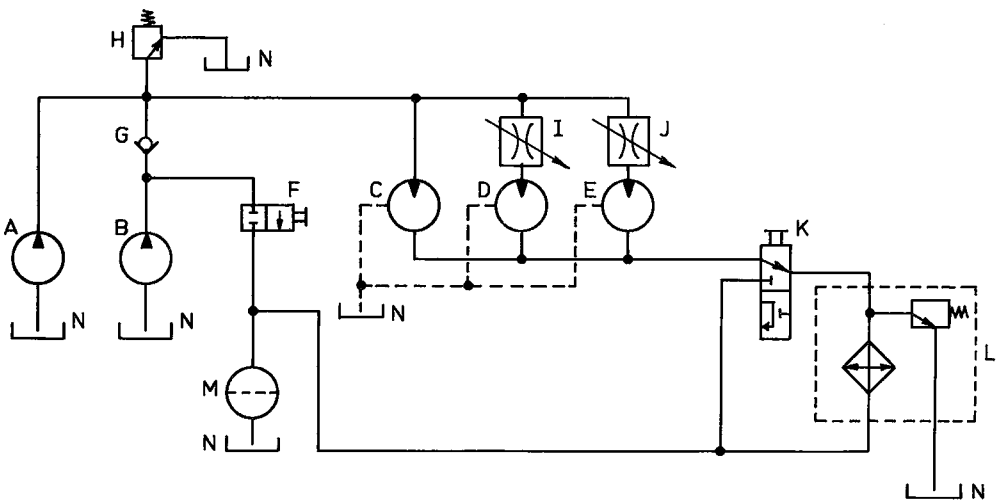
$$C = -\ln(\tau_b - \tau_o)$$

en dus $\ln\frac{\tau - \tau_o}{\tau_b - \tau_o} = -\frac{b}{c}.t$ $\boxed{\tau = \tau_o + (\tau_b - \tau_o).e^{-\frac{b}{c}.t}}$



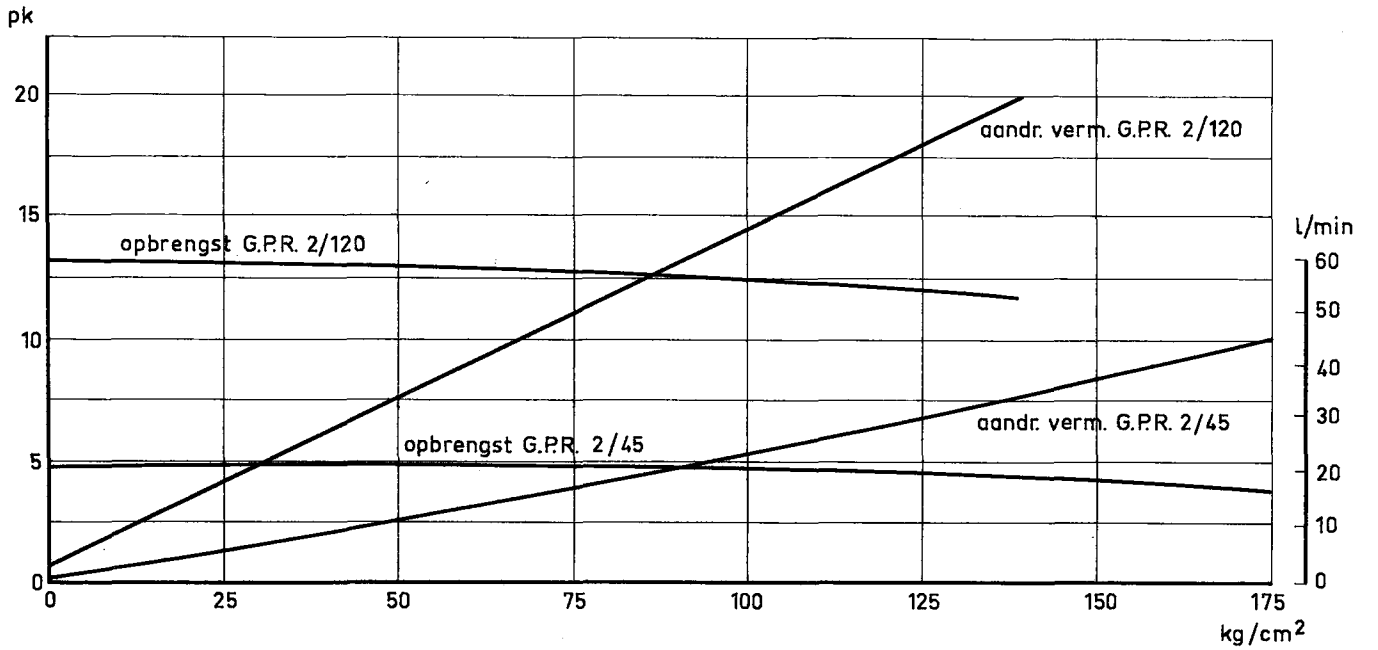
afb. 1 Traploos regelbare hydraulische overbrenging d.m.v. verstelbare pomp en hydromotor

afb. 2 Traploos regelbare hydraulische overbrenging d.m.v. stroomregelventiel

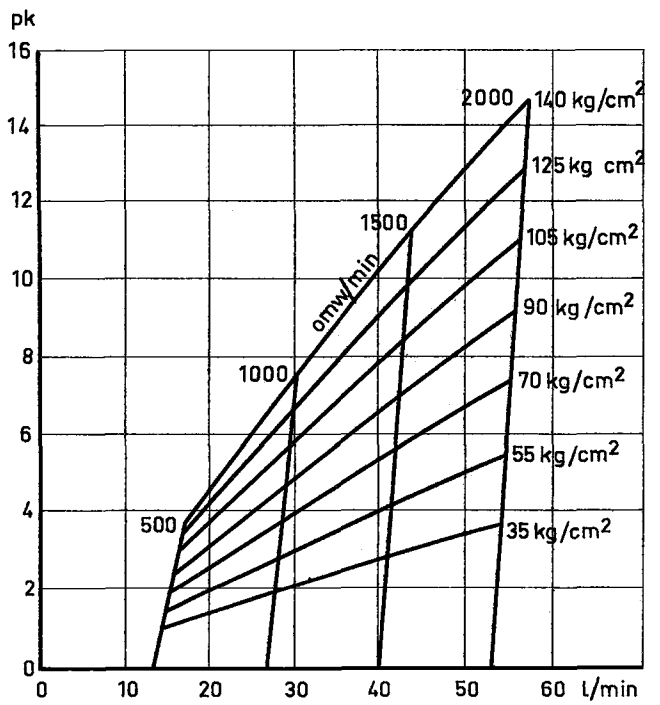


afb. 3 Schema van de hydraulische aandrijving van een aardappelrooimachine

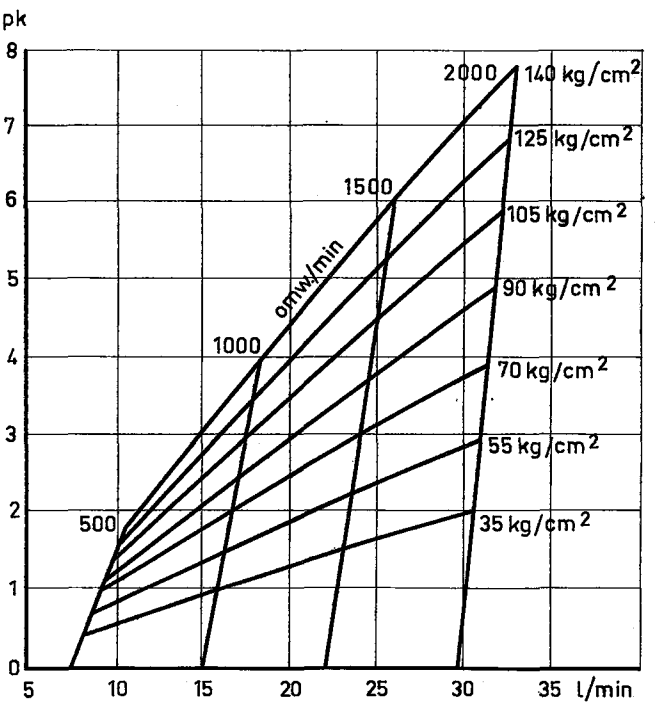
A. Tandwielpomp, Dowty type GPR 2/120
B. Tandwielpomp, Dowty type GPR 2/45
C. Tandwielmotor voor aandrijving zeefketting, Dowty type HM 90
D. Tandwielmotor voor aandrijving afvoerketting, Dowty type HM 50
E. Tandwielmotor voor aandrijving ventilator, Dowty type GM 2/25
F. Kogelkraan, voor afschakelen van pomp B
G. Terugslagklep
H. Overdrukventiel (veiligheidsklep)
I. Stroomregelventiel, 5,7—23 l/min bij drukverschillen van 5—210 kg/cm², Manatrol type PCAF 800
J. Stroomregelventiel, 2,3—23 l/min bij drukverschillen van 5—210 kg/cm², Manatrol type PCAF 600
K. Kogelkraan, voor het buiten bedrijf stellen van oliekoeler
L. Oliekoeler met veiligheidsklep, waardoor koeler en filter tegen drukken boven 2 ato worden beschermd
M. Filter, fijnheid 40 μ
N. Oliereservoir, inhoud ca 50 l



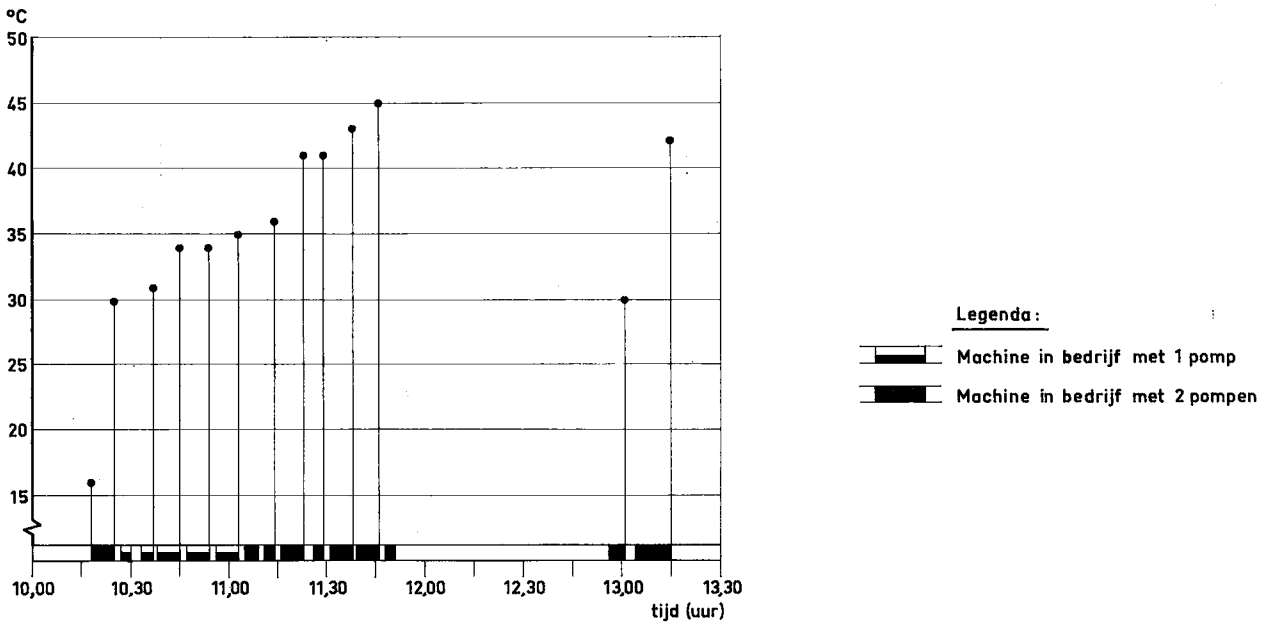
afb. 4 Aandrijfvermogens en opbrengsten van de beide tandwielpompen (bij 1500 omw/min)



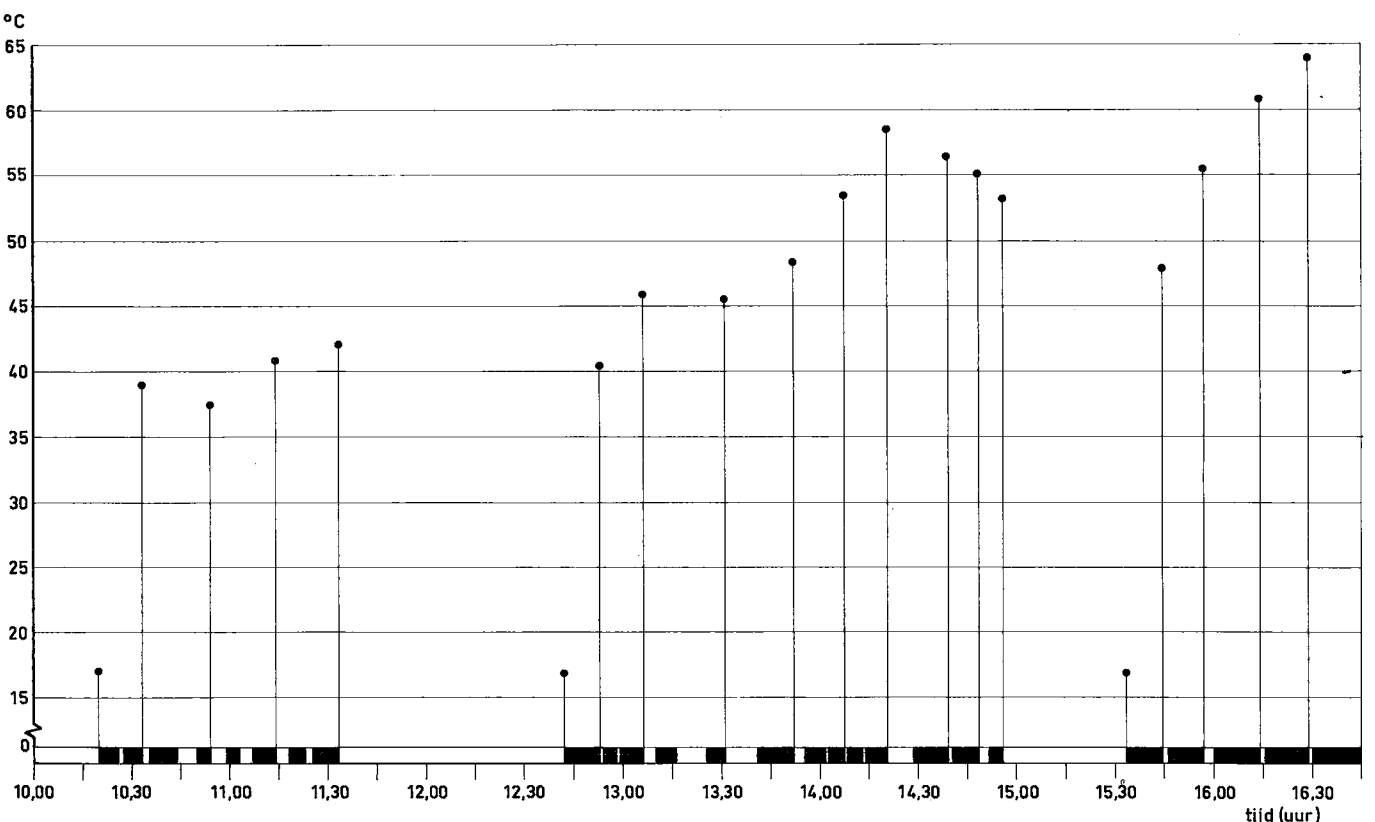
afb. 5 Karakteristieken van de zeefkettinghydromotor



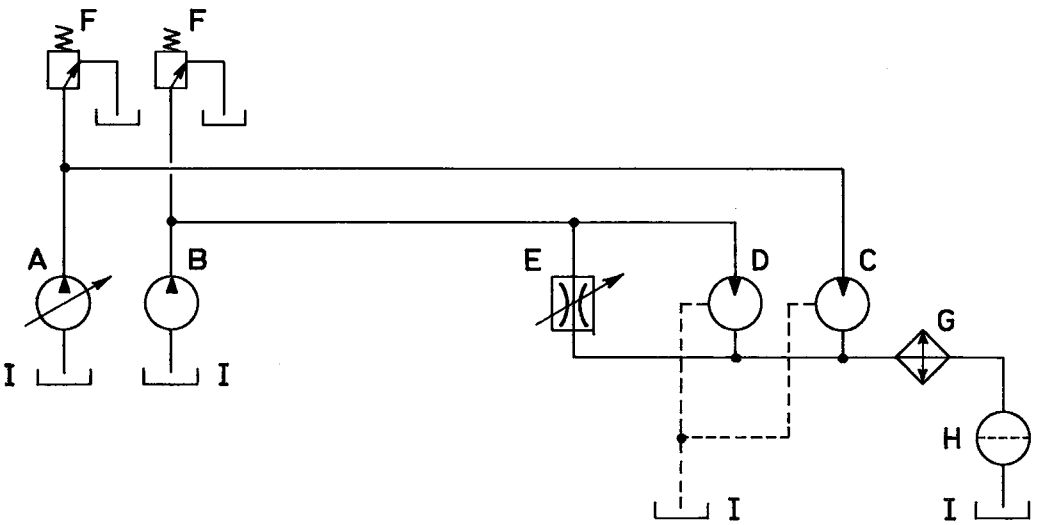
afb. 6 Karakteristieken van de afvoerkettinghydromotor



afb. 7 Meting uitgevoerd aan hydraulisch aangedreven aardappelrooimachine op 3 okt. 1967

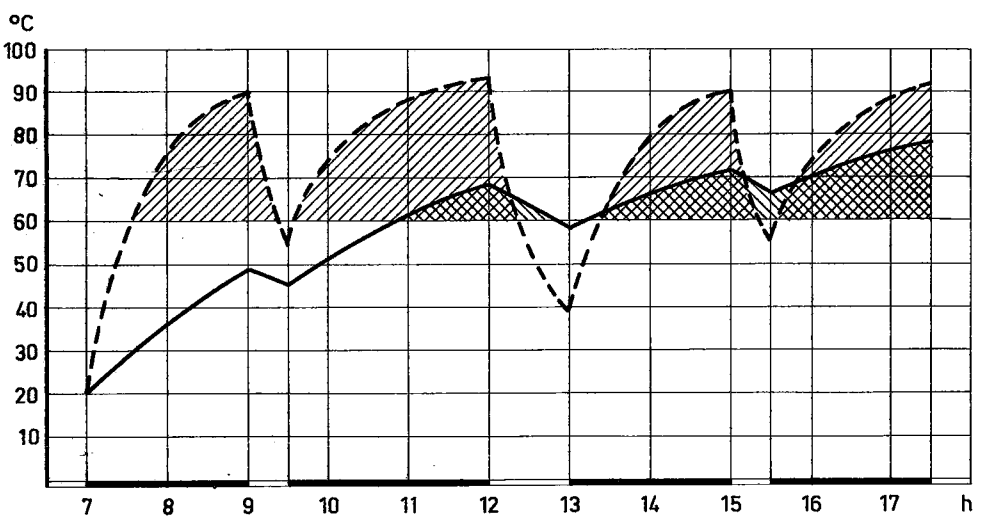


afb. 8 Meting uitgevoerd aan hydraulisch aangedreven aardappelrooimachine op 23 okt. 1967



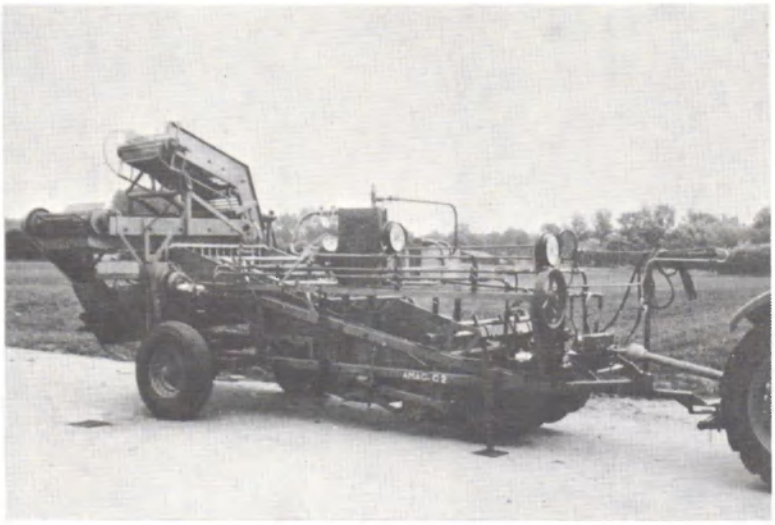
afb. 9 Schematische voorstelling van de hydraulische aandrijving van een aardappelrooimachine, met één regelbare en één vaste pomp.

A = regelbare pomp (0 - 65 l/min)
B = tandwielpomp
C = hydromotor voor aandrijving zeefketting
D = hydromotor voor aandrijving afvoerkettingen
E = stroomregelventiel
F = overdrukventiel (2 stuks)
G = oliekoeler (2.5 m ribbenbuis)
H = filter
I = tank

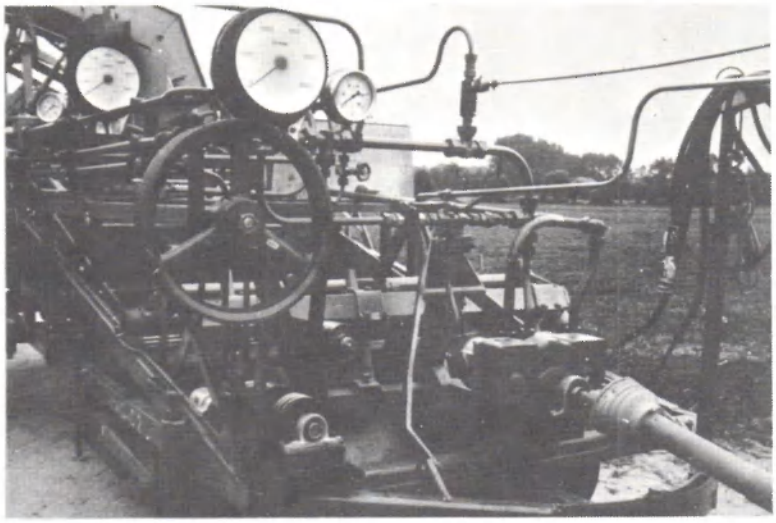


afb. 10 Het verloop van de systeemtemperatuur als functie van de tijd

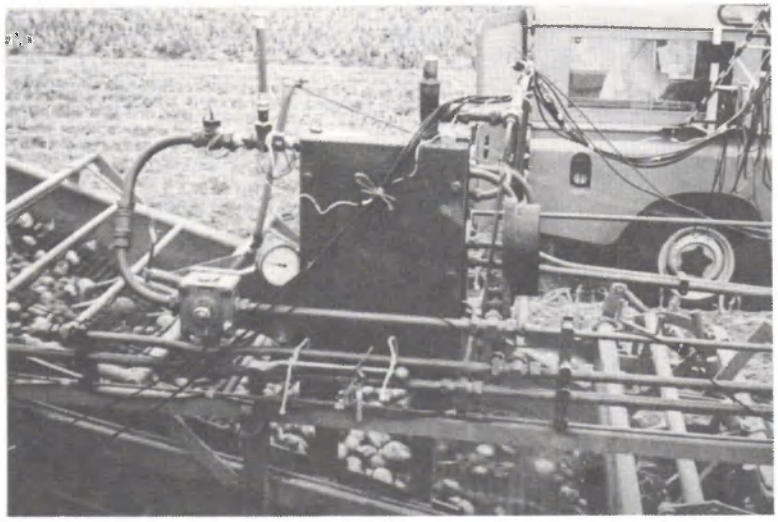
– – – – – systeeminhoud = 40 kg olie
——— systeeminhoud =300 kg olie



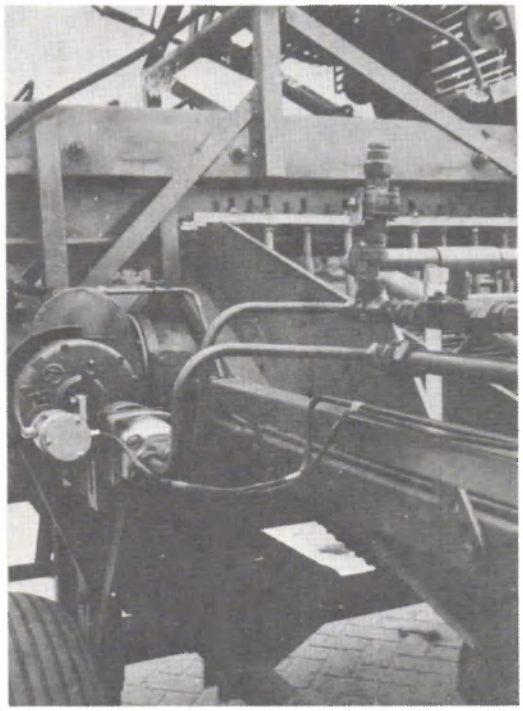
Afb. 11 Overzichtsfoto van de machine



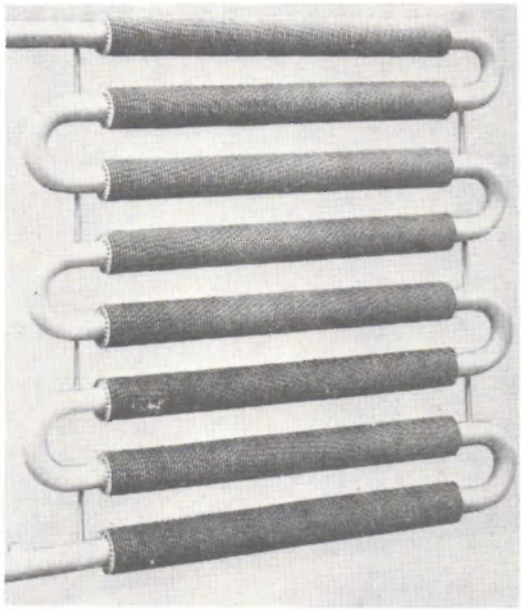
Afb. 12 Vooraanzicht van de machine. Zichtbaar zijn:
— door aftakas aangedreven tandwielkastje met daarop gemonteerd de beide pompen
— kogelkraan voor het afschakelen van de kleine pomp } kunnen beiden vanaf de
— stroomregelventiel voor toerenregeling van de zeef- } trekker worden bediend
kettinghydromotor
— olietank



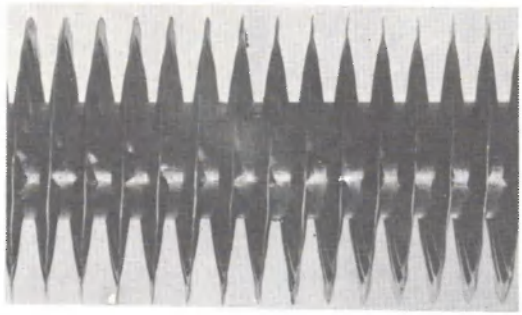
Afb. 13 Detailopname van de oliekoeler. Links van de koeler ziet men de kogelkraan, waarmede deze in bye-pass kan worden geschakeld



Afb. 14 Detailopname afvoerkettinghydromotor. Eveneens is het stroomregelventiel zichtbaar, waarmede het toerental van deze motor wordt geregeld



Afb. 15 Ribbenbuiskoeler (Foto na toestemming overgenomen uit catalogus van de Fa. Klima te Eindhoven)



Afb. 16 Detailopname ribbenbuis