



INDUSTRIËLE WETENSCHAPPEN

Mobiele Maalderij

Leerling(en) :

De Witte Bert

Vulsteke Brecht

Wambeke Wouter

Mentor:

De Laere Miranda

2003-2004

VTI Torhout Sint-Aloysius | Papebrugstraat 8a, 8820 Torhout

Telefoon: 050 23 15 15 | Fax: 050 23 15 25

E-mail: vti@sint-rembert.be | Site: <http://vtiweb.sint-rembert.be/>

Site GIP'S 6IW: www.gip6iw.be

Woord vooraf

Wij gingen als laatstejaarsleerlingen in de richting Industriële Wetenschappen op zoek naar een geschikt onderwerp voor onze geïntegreerde proef. De bedoeling van de geïntegreerde proef is om te bewijzen dat we na zes jaar secundair onderwijs zelfstandig kunnen werken en dat we de verschillende leerstofonderdelen onder de knie hebben.

Bij deze zoektocht lieten we ons vooral leiden door onze gemeenschappelijke interesses (bvb onze interesse in landbouwmachines). Zo hebben we voor onze GIP gekozen om een mobiele maalmachine te bespreken.

Van dit woord vooraf willen we ook gebruik maken om enkele mensen te vermelden die onze dank verdienen, omdat ze ons geholpen hebben bij het realiseren van dit werk.

Graag bedankten we de firma DEWA die ons de mogelijkheid gegeven heeft om deze geïntegreerde proef te kunnen realiseren. In het bijzonder willen wij de heren Frank en Jan Dewalsche bedanken die altijd bereid waren om onze vragen te beantwoorden.

Ook willen wij onze mentor mevrouw De Laere, onze klastitularis meneer Verhaeghe en leraar elektriciteit meneer Hemeryck bedanken die steeds klaarstonden om onze vragen te beantwoorden. Naast hen gaat onze erkentelijkheid ook uit naar mevrouw Deprez voor het nalezen en verbeteren van de taalfouten. Verder bedankten we iedereen van de school die geholpen heeft bij het realiseren van dit werk.

Ten slotte willen we ook welgemeend dank betuigen aan onze ouders die het mogelijk maakten deze studies te voltooien en daarbij hun onvoorwaardelijke steun gaven.

Woord vooraf	2
Inleiding	8
1 Algemeen beeld van de maaldery	9
1.1 Machine onderdelen	9
1.2 Veiligheidssymbolen.....	11
2 Werking van de machine.....	12
2.1 Weg van het te malen product.....	12
2.2 Toevoer	14
2.3 Verwerking.....	15
2.4 Afvoer	16
3 Theorie hydraulica.....	17
3.1 Overdrukventiel (veiligheidsklep)	17
3.1.1 <i>Directe drukbediening</i>	17
3.1.2 <i>Indirecte drukbediening – voorgestuurde drukbegrenzingskleppen.....</i>	18
3.2 Ventielblok.....	19
3.2.1 <i>Terugslagklep</i>	19
3.2.1.1 Onbelaste terugslagklep.....	20
3.2.1.2 Door veer belaste terugslagklep.....	20
3.2.1.3 Voorgestuurde terugslagklep	20
3.2.2 <i>Stuurschuiven</i>	20
3.2.2.1 Proportionele stuurschuiven	20
3.2.2.2 Indirect werkende proportionele stuurschuif (tweetrapsstuurschuif)	21
3.2.3 <i>Overlap en negatieve overlap</i>	23
3.3 Drukgecompenseerde stroomregelkleppen (gecompenseerde volumekleppen)	23
3.3.1 <i>Serieschakeling</i>	24
3.3.2 <i>CETOP – normalisatie</i>	25
3.4 Manuele bolkraan.....	25

3.5	Filter.....	26
3.5.1	<i>Absolute filterfijnheid</i>	26
3.5.2	<i>Doorstroomfilter met omloop (bypass)</i>	26
3.6	Hydraulische pomp	27
3.6.1	<i>De tandwielpomp</i>	27
3.6.1.1	Uitwendige vertanding.....	28
3.6.1.2	Inwendige vertanding	29
3.7	Hydraulische cilinders.....	31
3.7.1	<i>Cilindermantel</i>	31
3.7.2	<i>Stangzijde (deksel)</i>	32
3.7.3	<i>Bodemzijde</i>	32
3.7.4	<i>Zuiger</i>	32
3.7.5	<i>Zuigerstang</i>	33
3.7.6	<i>Buffering</i>	33
3.7.7	<i>Afdichtingen</i>	33
3.7.8	<i>Werkingsprincipe</i>	35
3.7.8.1	Enkelwerkende cilinder	35
3.7.8.2	Dubbelwerkende cilinder.....	35
3.7.9	<i>Rendement van een cilinder</i>	36
3.8	Oliereservoir.....	36
4	Aandrijving	38
4.1	Krachtbron	38
4.2	Koppeling.....	40
4.3	Warmtewisselaar	41
4.4	Overbrenging	41
4.4.1	<i>De primaire belasting</i>	41
4.4.2	<i>De secundaire belasting</i>	42
4.4.2.1	Hydraulische aandrijving.....	42

5	Hydraulische circuits op de maalderij	49
5.1	Stortbak	49
5.2	Afvoer	51
5.3	Aanvoer	56
6	Sturing	64
6.1	Besturing-bediening	64
6.2	Opstartprocedure	64
6.2.1	<i>Het starten van de krachtbron</i>	<i>64</i>
6.2.2	<i>De inschakeling van de koppeling</i>	<i>65</i>
6.3	Malen	65
6.4	Stopprocedure	66
7	De afstandsbediening.....	67
8	Rendement studie maalderij.....	69
8.1	Algemene definitie rendement	69
8.2	Welk rendement van de maalderij bestuderen we	69
8.2.1	<i>Het totale rendement van de maalderij</i>	<i>69</i>
8.2.2	<i>Het rendement van het hydraulische systeem (secundaire belasting)</i>	<i>69</i>
8.3	Waarom berekenen we nu twee verschillende rendementen	69
8.4	Bepalen van het rendement	70
8.4.1	<i>Bepalen van het rendement heersend in het hydraulische systeem</i>	<i>70</i>
8.4.2	<i>Leidingweerstand.....</i>	<i>70</i>
8.4.3	<i>Rendement van de hydraulische pompen - motoren</i>	<i>70</i>
8.4.3.1	Volumetrisch rendement.....	71
8.4.3.2	Hydromechanische rendement.....	72
8.4.3.3	Het totale rendement van pomp of motor	72
9	Metingen	73
9.1	Meetresultaten	74
10	Vermogenberekening en debietbepaling	77

10.1	Bepalen van het toerental van de hydraulische pompen	77
10.1.1	<i>Overbrengingsverhouding van de V-riem</i>	77
10.2	Debietbepaling van stortbak	79
10.3	Debiet bepaling van de afvoer	82
10.3.1	<i>de afvoervijzel</i>	82
10.3.2	<i>De transportbanden</i>	82
10.4	Debiet bepaling aanvoer	84
10.4.1	<i>De platte toevoervijzel</i>	84
10.4.2	<i>De schuine toevoervijzel</i>	85
10.5	Vermogenberekening	89
10.5.1	<i>Circuit 1: stortbak</i>	89
10.5.2	<i>Circuit 2: afvoer</i>	92
10.5.2.1	Normale situatie voor belasting	92
10.5.2.2	Gevraagd vermogen van de afvoervijzel	93
10.5.3	<i>Circuit 3: aanvoer</i>	94
10.5.3.1	Totaal gevraagde vermogen	95
11	Metingen	98
11.1	Wat meten we nu juist	98
11.1.1	<i>Metingen op nullast</i>	98
11.1.2	<i>Metingen op vollast</i>	99
11.2	Rendementen berekenen	99
11.2.1	<i>Rendement van de stortbak</i>	100
11.2.1.1	In het beste geval	100
11.2.1.2	In het slechtste geval	100
11.2.2	<i>Rendement van de afvoer</i>	102
11.2.2.1	Transportbanden	102
11.2.2.2	afvoervijzel	103
11.2.3	<i>Rendement van de aanvoer</i>	104

11.2.4	<i>Totaal rendement in maximale belastingssituatie</i>	105
11.2.5	<i>Berekenen van het volledige systeem</i>	106
11.2.6	<i>Berekenen van het totale rendement van de maalderij</i>	107
12	Omzetting van hydraulische aandrijving naar een elektrische aandrijving voor de secundaire belasting	108
12.1	Wat	108
12.2	Waarom	108
12.3	Onderzoek naar de mogelijkheden van hydraulische en elektrische motoren ..	108
12.3.1	<i>Bepalen van het minimaal vermogen nodig voor de transportbanden</i>	111
12.3.2	<i>Aandrijving van de transportbanden</i>	112
12.3.3	<i>Uiteenzetting Trommelmotoren</i>	113
12.3.4	<i>Keuze van de trommelmotor</i>	113
	12.3.4.1 Transportbanden aangedreven door conventionele wisselstroommotoren 118	
	12.3.4.2 Bepalen van een generator voor de CGM 500.....	120
13	Prijsvergelijking elektrisch – hydraulisch	122
13.1	hydraulisch circuit (CGM 500)	122
13.2	Elektrische circuit (CGM 500).....	122
13.2.1	<i>Aandrijving transportbanden: onderdelenlijst</i>	122
13.2.2	<i>In –en uitschuiven transportbanden: onderdelenlijst</i>	123
13.3	Elektrische circuit (CGM 330).....	123
13.3.1	<i>Aandrijving transportbanden: onderdelenlijst</i>	124
13.3.2	<i>In –en uitschuiven transportbanden: onderdelenlijst</i>	124
14	Algemeen besluit	125

Inleiding

De mobiele maalderij is een machine die toelaat om vers gedorste maïs of vers gedorst graan rechtstreeks op het land te malen.

We kozen voor deze landbouwmachine vanwege onze interesse in de landbouwmachines en omdat het een onderwerp is met variatie in. Daardoor worden heel wat vakken in onze machine geïntegreerd, waardoor bij ons zeker sprake is van een geïntegreerde proef. Er zit elektriciteit in, zoals de elektrisch bediende sturing. Dat wil zeggen: het hydraulica stuurmechanisme wordt elektrisch bediend. Mechanica speelt een rol voor het malen van het graan en voor de overbrengingen, sterkteleer om bijvoorbeeld de sterkte van het chassis te berekenen. Daarnaast komen ook nog hydraulica en technisch tekenen aan bod respectievelijk om alle hydraulische bewegingen te kunnen uitpluizen en om deze machine te tekenen. Wiskunde vormt dan ook de hoeksteen van al deze elementen (hydraulica, mechanica, sterkteleer,...). Daardoor zal ook een wiskundige ondertoon in dit werk zeker niet ontbreken.

Natuurlijk kunnen we niet heel de machine bespreken of ontwerpen, dit zou een geïntegreerde proef van enkele jaren worden. Daarom zijn we bij de constructiewerkhuizen DEWA te rade gegaan. Dit is een firma die zich gespecialiseerd heeft in het ontwerpen en produceren van zulke landbouwmachines. De firma DEWA bevindt zich te Evergem. Daar hebben Frank en Jan Dewalsche, de bedrijfsleiders, ons een voorstel gedaan. Wij kregen de vraag uit te zoeken wat het beste rendement zou hebben, een hydraulisch of een elektrisch aangedreven machine? Dit houdt in dat we het rendement moesten bepalen van de hydraulica en daarna vervingen we (natuurlijk theoretisch) alle hydraulische pompen door elektrische stroomgroepen en alle hydraulische motoren door elektrische. Daarvan berekenden we dan het rendement en we keken of de hydraulisch of de elektrisch aangedreven machine het beste rendement opleverde. Natuurlijk moesten we ook rekening houden met de kostprijs. Daarom hebben we ook contact opgenomen met de firma die de hydraulische pompen en motoren geleverd heeft.

We moesten ook metingen moeten doen op de machine (leidingen meten, drukken meten op de pompen, motoren...). Dit kon niet meer bij vollast, omdat er geen maïs meer ter beschikking was, maar dit was wel mogelijk zonder een belasting, bij nullast. Gelukkig heeft de firma DEWA in het verleden al metingen gedaan bij vollast en hebben wij nu enkel drukmetingen gedaan bij nullast. Ook hebben we geprobeerd om het hydraulisch schema onder de knie te krijgen. Daarom hebben we ook een cursus hydraulica moeten bestuderen. Daarna konden we het rendement uitrekenen van het hydraulisch gedeelte. Tenslotte moesten we nog een elektrisch schema maken met de stroomgroep, elektrische motoren enz. om zo het elektrisch rendement te bepalen. Dan konden we een vergelijking maken tussen het hydraulische en het elektrische systeem en daaruit besluiten wat het beste is.

1 Algemeen beeld van de maalterij

1.1 Machine onderdelen

Hieronder zullen we de delen van de maalterij die men uiterlijk kan zien bespreken.



1. De stortbak: Hierin wordt het te malen product gelost wanneer men gebruik maakt van een kipwagen. Deze stortbak is verstelbaar in hoogte.

2. De opvoervijzel(s): Deze vijzel zorgt ervoor dat het te malen product van de stortbak naar de opslagbak getransporteerd wordt. Bij het type op bovenstaande foto van de firma GEPA, een Deutz van 600 Pk, is er een opvoervijzel. Bij de maalmolen van de firma Vanbruwaene, een MTU van 800 Pk, zijn twee opvoervijzels. Men gebruikt twee opvoervijzels wanneer men een groter debiet wil bereiken. Dan kan men zeer snel lossen met een kipwagen en dus meer malen.

3. Opslagbak: Hier wordt het graan opgeslagen voordat het gemalen wordt. De grootte van deze opslagbak is afhankelijk van de grootte van de machine en van de capaciteit van de maler.

4. Dieselopslagtank: Hier wordt er diesel opgeslagen. Deze wordt dan via leidingen en een pomp naar de motor gebracht.

5. Olieopslagtank: Hier wordt de olie die gebruikt wordt als voeding voor alle oliemotoren opgeslagen. Deze olie wordt dan door middel van meerdere oliepompen voortgestuwd.

6. De luchtafseparator (cycloon): Deze heeft als functie dat de druk die achter het meel zit, wegvalt. Dit gebeurt doordat het meel door de grote blaaskracht langs de randen van de luchtafseparator een spiraalvormige beweging naar beneden maakt en zo kan de lucht langs de bovenkant weg. Deze luchtafseparator is nuttig, omdat het meel dan niet met een te grote snelheid geblazen wordt in de vijzel die daarop volgt, maar het met een rustige snelheid in de vijzel terecht komt. Dit is veel beter: als het meel zou geblazen worden, zou er een lege ruimte ontstaan door de blaaskracht waardoor het meel volledig zou weggeblazen worden en niet mooi op een hoopje vallen.

7. De maler: De maler zorgt ervoor dat de te malen stof fijn gemalen wordt. Dit gebeurt door middel van messen. De maler blaast dan de gemalen stof weg. Deze maler is van het merk Gerinkhoff.
8. De transportband: Deze band transporteert de gemalen stof van de machine naar een opslagplaats of naar een ander transportmiddel.
9. De besturingskast: Van hieruit kan de maalmachine bestuurd worden: de machine wordt er gestart, het toerental kan er geregeld worden... Op de besturingskast kan men ook drukken, toerentallen, temperaturen... aflezen.
10. De motor: De motor zorgt ervoor dat de maler kan functioneren, dat de hydraulische pompen kunnen werken, enz.
11. De radiator: Deze koelt het water die de motor koel moet houden.
12. De luchtfilters: De luchtfilters filteren de lucht die de motor aanzuigt om ernstige beschadiging aan de motoren te vermijden. Dit is bij deze machine zeer noodzakelijk, omdat er altijd veel stof aanwezig is wanneer men maalt.

1.2 Veiligheidssymbolen

Hedendaags worden hoge veiligheidsnormen gesteld aan machines. Het is dan ook wel noodzakelijk dat een persoon die in de buurt komt van een machine ziet dat er gevaarlijke onderdelen zijn aan de machine. Om ervoor te zorgen dat iedereen kan begrijpen dat er gevaarlijke onderdelen zijn aan de machine gebruikt men symbolen, omdat de tekens voor iedereen te begrijpen zijn, welke taal je ook spreekt. Op de mobiele maalderij gebruikt men ook enkele veiligheidssymbolen.



Deze eerste symbolen zijn aangebracht op de maalmolen zelf. Deze tonen aan dat de molen gevaarlijk is indien je in aanraking komt met je handen aan de ronddraaiende onderdelen. Het is dan ook aan te raden als de machine in werking is niet te dicht met je handen in de buurt te komen van de ronddraaiende onderdelen van de machine. Indien er toch in aanraking hoeft gekomen te worden met de ronddraaiende delen, moet u deze zeker en vast eerst uitschakelen.



Dit symbool is aangebracht op de elektriciteitskast van de machine. Dit symbool toont aan dat er zich elektrische spanning bevindt in en rond het onderdeel. Ze willen er ook mee aantonen dat je moet voorzichtig zijn, dat je niet in aanraking komt met de onderdelen die elektrische spanning bezitten.



Deze symbolen zijn aangebracht op een profiel van het chassis van de machine. Het bovenste is een gevarendriehoek met daaronder een symbool dat aanduidt dat je de sleutel moet verwijderen na het gebruik van de machine, dit om te voorkomen dat onbevoegde personen de machine proberen te starten. Er staat ook een boekje met een sleutel om bouten te lossen afgebeeld. Dit is om aan te tonen dat het aan te raden is om eerst de handleiding en de technische informatie te lezen alvorens het starten van de machine.



De volgende zijn naast de voorgaande symbolen aangebracht. Het bovenste deeltje is een gevarendriehoek met daarin een handje die grijpt naar leidingen. Daarmee wil men aantonen dat men moet voorzichtig zijn bij de hydraulische leidingen en dat het veiliger is deze niet aan te raken. Deze zijn immers onderhevig aan een hoge druk en relatief hoge temperaturen. Onderaan zie je nogmaals het symbool met het boekje met een sleutel op om bouten te lossen.

2 Werking van de machine

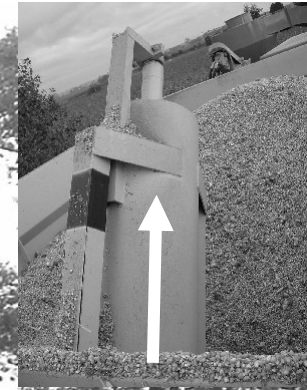
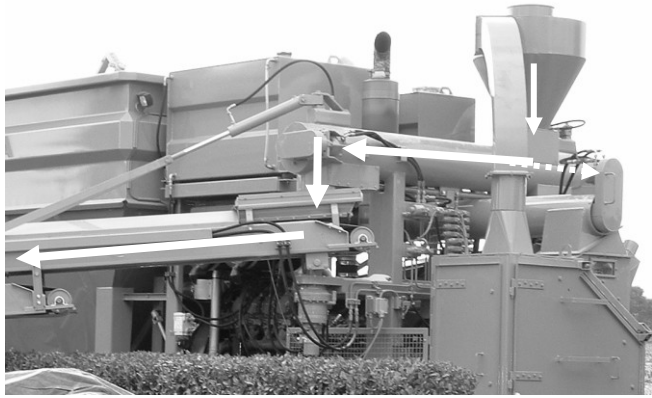
2.1 Weg van het te malen product

Omdat de te malen stof veel variëteiten kan bevatten, zoals bijvoorbeeld maïs en graan, nemen we voor deze bespreking graan als te malen product. Dit doen we omdat de bespreking dan gemakkelijk te lezen en te begrijpen is.

Wanneer graan dient gemalen te worden, wordt het tezelfdertijd geoogst. Het proces kan dan in een vloeiende beweging gebeuren. Dit houdt in dat het graan gedorst en onmiddellijk in de maalmachine gebracht wordt. Eens in de machine doorloopt het graan drie fasen. De eerste fase is de toevoer, hier wordt het graan in de machine gebracht. Vervolgens wordt het graan verwerkt: het maalproces. Tenslotte gebeurt het afvoerproces, de gemalen stof wordt naar zijn opslagplaats getransporteerd.

De figuur op de volgende bladzijde toont de weg van het graan.

De mobiele maalmachine



2.2 Toevoer

De toevoer van het graan houdt het transport van de stortbak tot de maler in.

Het lossen van het graan kan op verschillende manieren gebeuren. Men kan het graan met een kipwagen in de stortbak lossen. Het graan wordt naar het midden van de stortbak gebracht door middel van een open vijzel. Eens in het midden van de stortbak wordt het graan met één of twee opvoervijzels (naargelang het type machine) in de voorraadtrechter gebracht. Dit zijn gesloten vijzels net zoals alle andere vijzels op de machine (behalve deze in de stortbak) Deze vijzel(s) is (zijn) niet regelbaar in toerental en levert (leveren) dus een constant debiet. In de voorraadtrechter wordt het graan tijdelijk opgeslagen in afwachting van het maalproces, omdat de maalcapaciteit lager ligt dan de loscapaciteit. Deze manier is handig wanneer de pikdorser zich op enige afstand van de maalplaats bevindt.



Een tweede manier van lossen is het rechtstreekse lossen van de pikdorser in de opslagbak.

Eens het graan in de voorraadtrechter wordt het graan door middel van twee opeenvolgende vijzels naar de verwerkingseenheid overgebracht (zie figuur).

Deze vijzels zijn traploos verstelbaar in toerental. Hierdoor beschikt men over de mogelijkheid om het debiet te wijzigen. Dit is essentieel, omdat de belasting afhankelijk is van het inkomende debiet van een bepaald te malen product. Om geen opstoppingen te verkrijgen worden de vijzels gesynchroniseerd.

Verschil open en gesloten vijzel:

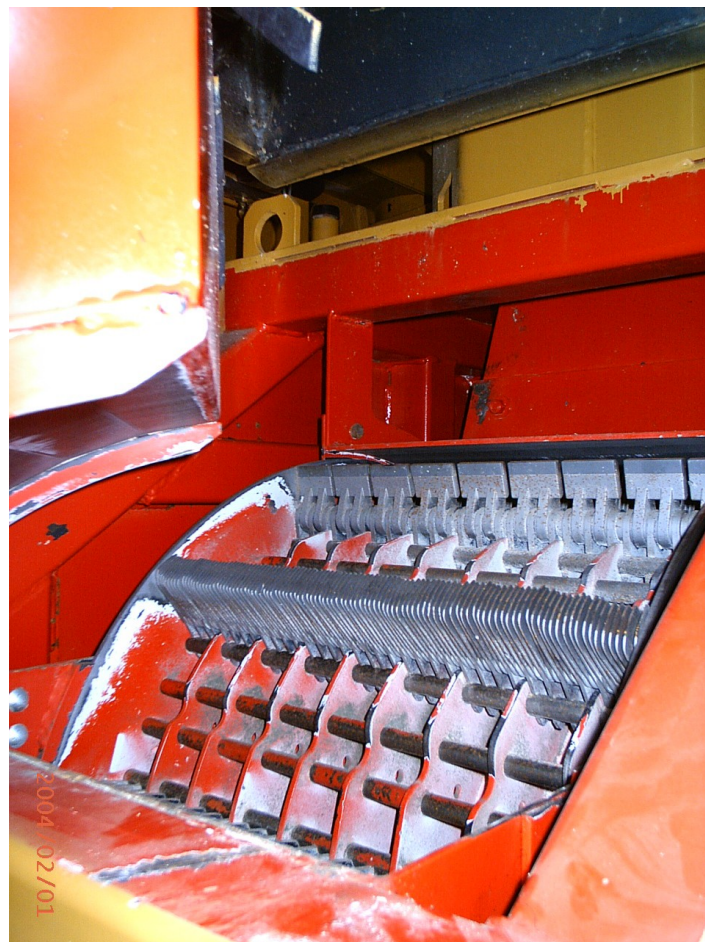
Bij een open vijzel bestaat de spiraal uit een lint, net zoals een veer. Bij een gesloten vijzel is er geen lint, maar een volle plaat die om een as draait (=schroef van Hermedes).

Het verschil in een open vijzel of een gesloten vijzel kan je het best vergelijken met een schop en een riek. Verpaats maar eens 500kg zand met een schop of met een riek. Je zal zien dat je met de riek veel meer moet scheppen als met de schop (lees minder kracht maar meer bewegingen). Je zal tevens zien dat je het zand niet op een hoop kan leggen. Dus een open vijzel in de stortbak heeft tot doel het graan naar het midden van de stortbak te brengen maar wanneer het graan niet tijdig genoeg door de opvoervijzels wordt weggewerkt kan het graan ook niet op een hoop worden geduwd. Wanneer men het gesloten lint in de opvoervijzel door een open lint zou vervangen dan zouden we het graan nooit tot in de tank krijgen.

2.3 Verwerking

In dit gedeelte wordt het graan tot meel gemalen.

Het graan, aangevoerd met een vijzel, valt in de maler (1) waar het door middel van messen fijngemalen wordt tot meel. Dit meel wordt dan omhooggestuwd en langs een gebogen buis (2) naar een luchtafseparator (cycloon) (3) geblazen. Deze luchtafseparator zorgt ervoor dat de druk die achter het meel zit, wegvalt. Dit gebeurt doordat het meel door de grote blaaskracht langs de randen van de luchtafseparator een spiraalvormige beweging naar beneden maakt en zo kan de lucht langs de bovenkant weg.



2.4 Afvoer

Na de verwerking doorloopt het afgewerkte product nog één fase, de afvoer. Zo wordt het product naar zijn opslagplaats getransporteerd.

Wanneer het meel uit de luchtafscieder valt, komt het in een vijzel terecht die kan veranderd worden in draaizin naargelang de kant waarlangs het meel weggevoerd moet worden. Dit is nodig, zodat er langs beide kanten van de machine kan afgevoerd worden (wat men dan niet kan, is langs beide kanten samen afvoeren). Eens het meel op het einde van de vijzel gekomen is, valt het door een uitstroomopening op een



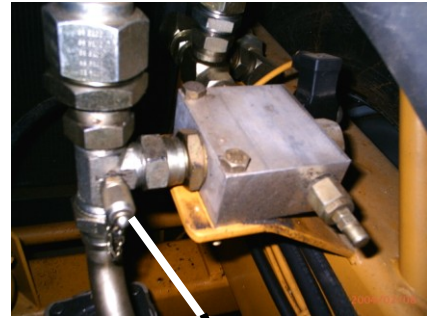
transportband. Beide openingen kunnen worden afgesloten door een klep naargelang de uitstroomrichting. De transportband is instelbaar in hoogte en in lengte en heeft een draaihoek van 6180° . Deze band is verstelbaar in lengte, omdat hij de mogelijkheid heeft om uit te schuiven. De snelheid ervan is constant. De transportband vervoert het meel vanuit de machine naar zijn opslagplaats ofwel naar een kipkar, vrachtwagen,... die het meel dan naar een opberg-ruimte brengt.



3 Theorie hydraulica

3.1 Overdrukventiel (veiligheidsklep)

Dit is een element die alle andere componenten en leidingen van het hydraulische systeem beschermt tegen een plotse, schadelijke drukverhoging. Bij het overschrijden van een maximumdruk schakelt deze klep en wordt de hydraulische vloeistof terug naar het reservoir geleid totdat de druk in het systeem terug gedaald is tot de normale waarde. Bij dit component is ook een meetpunt bevestigd. Hiervan maken we gebruik om de drukken te meten. De bediening van deze kleppen gebeurt door de druk zelf.



meetpunt

We kunnen twee soorten sturingen bij dit type componenten onderscheiden.

3.1.1 Directe drukbediening

Dit is een drukbediening waarbij de klep geschakeld wordt door de verandering van de druk in het systeem, dit noemen we de stuurdruk.

Onderdelen:

- hoofdklep (plunjer)
- drukveer
- instelschroef

Werking:

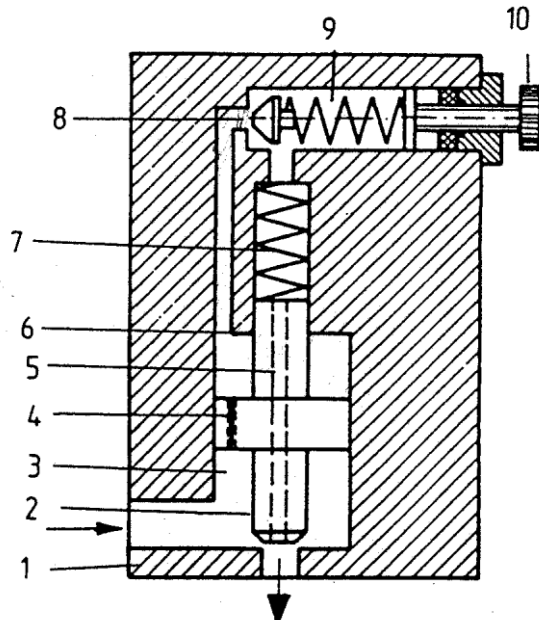
De hoofdklep blijft gesloten door de drukkracht van de veer. Wanneer de druk in het systeem echter groter wordt dan de voor ingestelde druk van de veer wordt de plunjer van de hoofdklep uit z'n zitting geduwd en kan de olie naar het reservoir stromen.

3.1.2 Indirecte drukbediening – voorgestuurde drukbegrenzingskleppen

Dit is een drukbediening waarbij de klep geschakeld wordt door middel van een tussenschakeling van een voorstuurklep. Deze uitvoering is zeer nuttig bij grote volumestromen en hoge drukken.

Onderdelen:

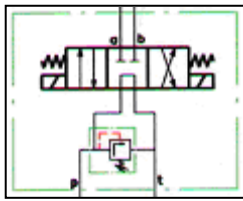
1. huis
2. hoofdklep
3. primaire drukkamer
4. smooropening in plunjer
5. plunjer met boring
6. secundaire drukkamer
7. drukveer
8. voorstuurklep – hulpklep
9. drukveer
10. instelschroef



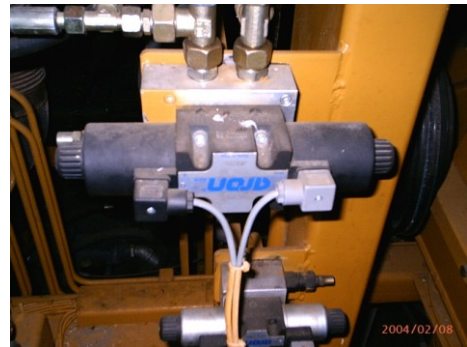
Werking:

De hoofdklep wordt in zijn zitting gehouden door de drukveer (7). Hierdoor wordt de afvoer naar het reservoir belet. In de primaire drukkamer werkt een systeemdruk p_1 . Via de smooropening in de plunjer kan er zich een druk opbouwen in de secundaire drukkamer p_2 . Deze druk is gelijk aan p_1 , de systeemdruk. De druk p_2 werkt ook op de hulpklep. Wanneer nu de systeemdruk hoger stijgt dan de voorinstelde druk van de hulpklep door omstandigheden zal de hulpklep zich openen. Hierdoor kan er olie via de boring in de plunjer naar de olietank afgevoerd worden. De druk in de secundaire drukkamer daalt. Dit heeft als gevolg dat de plunjer niet meer in evenwicht gehouden wordt, omdat nu $p_1 \neq p_2$. Hierdoor wordt de hoofdklep uit zijn zitting geheven. Nu kan olie er van de primaire drukkamer naar de olietank stromen.

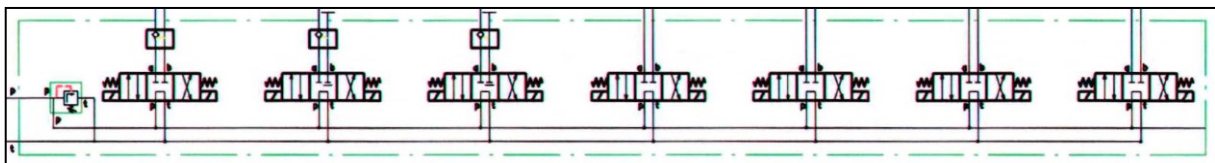
3.2 Ventielblok



Op de machine zijn er verschillende ventielblokken aanwezig. In een ventielblok zit(ten) een (of meer) stuurschuif (schuiven), een overdrukventiel en soms een terugslagklep (dit is dan meestal voor zuigers). Op nevenstaande foto kan je duidelijk zien hoe een ventielblok op de maalmachine eruitziet.



Op een ventielblok kan ook meer dan één stuurschuif aanwezig zijn.



Op nevenstaande foto kan je een ventielblok zien met zeven stuurschuiven. Dit is eigenlijk hetzelfde als zeven verschillende ventielblokken, enkel staan ze nu op elkaar. Maar als een ventielblok met meerdere stuurschuiven voorgesteld moet worden in een schema, gebruikt men één overdrukventiel voor alle stuurschuiven. Dit is enkel een manier van voorstellen, want in de praktijk heeft elke schuif zijn eigen overdrukventiel.

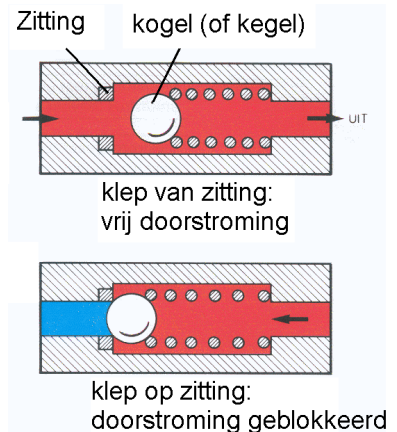


Aangezien we al een overdrukventiel besproken hebben, moeten we enkel nog de stuurschuif en de terugslagklep bespreken.

3.2.1 Terugslagklep



Een belangrijke groep van kleppen zijn de terugslagkleppen. Dit zijn kleppen die stroming slechts in één richting doorlaten. Om een lekvrije afdichting te verkrijgen wordt als klepelement gewoonlijk een kogel of een kegel gebruikt. Je kunt verschillende uitvoeringsvormen onderscheiden. Hier zullen we er drie behandelen.



3.2.1.1 Onbelaste terugslagklep

Een terugslagklep is een klep met twee standen en twee poorten. De klep opent als de inlaatdruk hoger is dan de uitlaatdruk. Doorstroming is alleen mogelijk van in- naar uitgang, niet omgekeerd. Er is ook een veer aanwezig in de klep. Deze heeft geen andere functie dan de kogel op de zitting te houden. De veer kan klein zijn en levert geen noemenswaardige kracht bij het indrukken.

3.2.1.2 Door veer belaste terugslagklep

Hierbij sluit het klepelement door veerkracht. Montage is in een willekeurige stand mogelijk. Een terugslagklep zonder veer moet altijd verticaal gemonteerd worden, zodat het klepelement door eigen gewicht op de zitting komt. Een terugslagklep met een zwaardere veer opent als de ingangsdruk hoger is dan de uitgangsdruk plus de *veerdruk*.

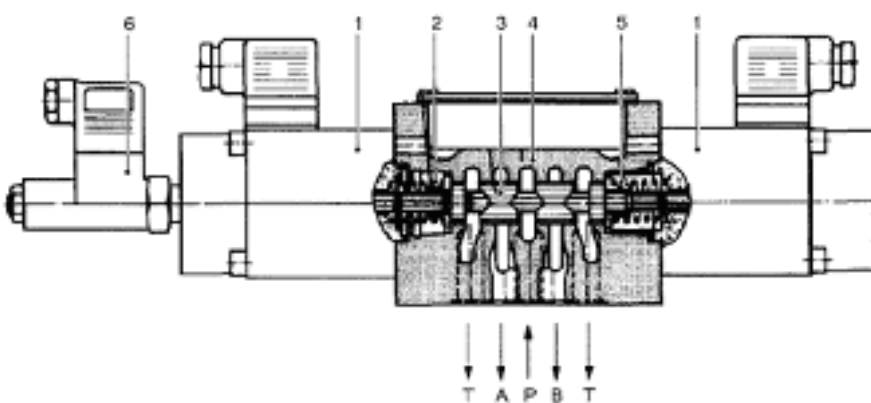
3.2.1.3 Voorgestuurde terugslagklep

Hierbij wordt of het openen of het sluiten door stuurdruk bediend. Doorstroming is mogelijk als de druk aan de ingang de veerdruk kan overwinnen. Omgekeerd is er geen doorstroming mogelijk tenzij de stuurdruk de plunjer omhoog schuift en zo de klep open drukt.

3.2.2 *Stuurschuiven*

Dit zijn apparaten waarmee één of meer verbindingswegen tussen de aansluitpoorten geopend of gesloten kunnen worden. Om de verschillende poorten goed uit elkaar te houden zijn ze volgens ISO 9461 gecodeerd:

3.2.2.1 Proportionele stuurschuiven



P: inlaatpoorten

T: uitlaatpoorten

A en B: werkpoorten

(dit zijn alleen de poorten die op de figuur te zien zijn)

L: lekpoorten

Werking:

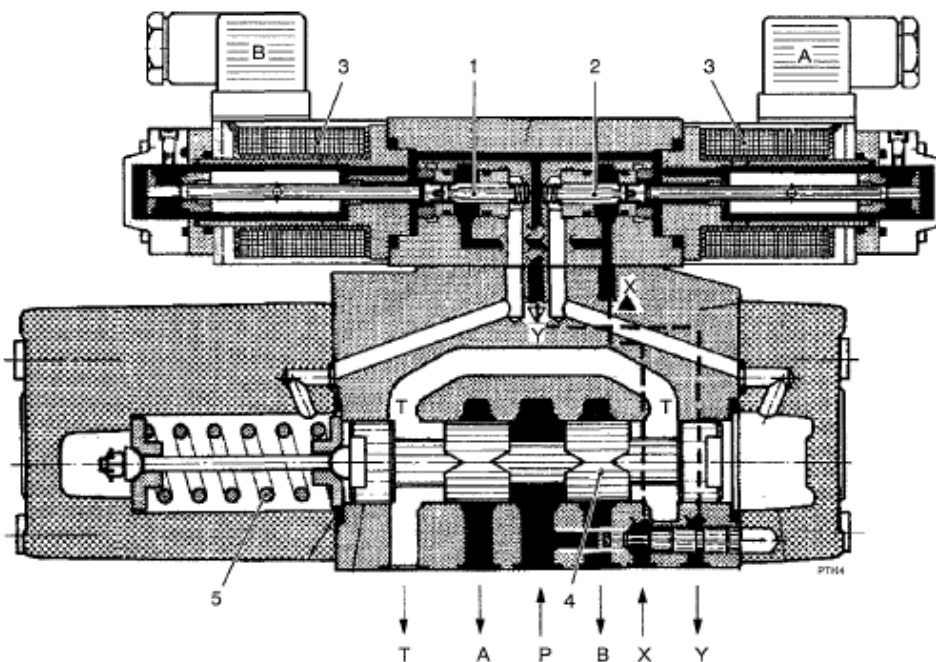
Wanneer de beide magneetspoelen (1) niet bediend zijn, centreren de beide veren (2) en (5) de schuif (3) in de boring van het apparaathuis (4). Bij deze schuifconstructie bestaat dan een min of meer gesloten middenstand. De inkepingen in de plunjers zorgen voor een nullap ten opzichte van de poorten. Dit brengt in de praktijk een geaccepteerde lek teweeg. Dit is echter noodzakelijk voor een nauwkeurige werking, omdat bij elektrische bekrachtiging niet eerst een zogenaamde nulslag mag optreden (verplaatsing van de plunjer waarbij nog geen doorlaatopening ontstaat), maar bij verplaatsing van de schuif direct een doorlaatopening moet ontstaan, verplaatst de schuif (3) zich naar links onder voortdurend toenemende q_v van P naar A en van B naar T. Ook neemt hierbij de kracht van veer (2) voortdurend toe.

Zodra men de bekrachtiging van de magneetspoel en daarmee ook de kracht van de magneetkern niet langer laat toenemen, komt de schuif in een tussenstand tot stilstand onder het krachtenevenwicht tussen magneetkern (1B) en veer (2).

Bij afnemende bekrachtiging van de magneetspoel komt dit krachtenevenwicht telkens tot stand bij een positie van de schuif die dichterbij het midden ligt. Het traploos verplaatsen van de schuif naar rechts komt tot stand door proportionele bekrachtiging van magneetspoel (1A).

Dergelijke proportionele stuurschuiven zijn dikwijls voorzien van een inductieve wegonpemer. Hiermee kan de werkelijke positie van de schuif worden gemeten en vergeleken met de gewenste positie. Bij verschil tussen deze waarden wordt in de stuurkring corrigerend opgetreden.

3.2.2.2 Indirect werkende proportionele stuurschuif (tweetrapsstuurschuif)



P: inlaatpoorten

T: uitlaatpoorten

A en B: werkpoorten

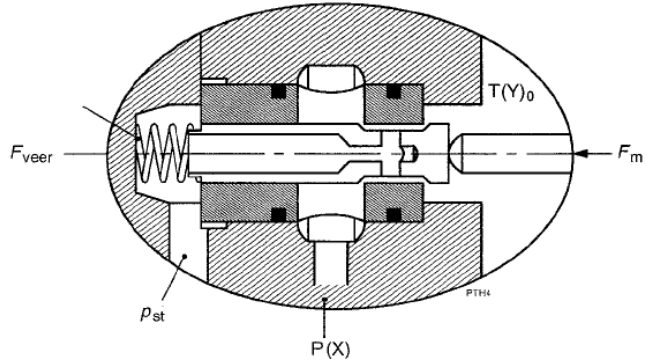
X en Y: stuurpoorten

(dit zijn alleen de poorten die op de figuur te zien zijn)

De tweetrapsstuurschuif bestaat uit een gewone proportionele stuurschuif en een hulpstuurschuif.

Werking:

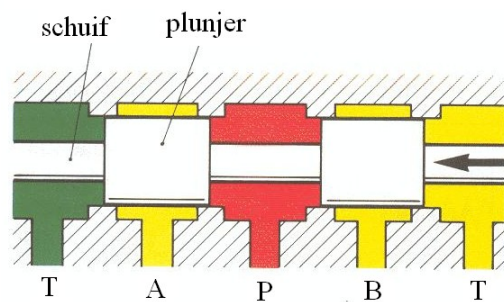
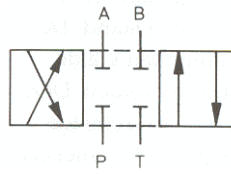
De hulpstuurschuif bestaat uit twee afzonderlijke veerbelaste plunjers, (1) en (2). Rondom het midden hiervan bevindt zich de voeding die afkomstig is van de P-poort of naar keuze van een afzonderlijke stuuroliepoort X. Elk van deze plunjers kan door een elektromagneet (3a en 3b) proportioneel worden bediend. Bij toenemende spanning respectievelijk stroomsterkte neemt de kracht van de in olie gedempte magneetkern toe. Deze kracht verplaatst de bijbehorende plunjer waardoor de voeding geleidelijk wordt verbonden met het dwars- en langs liggende kanaal in deze plunjer. Tevens wordt hierbij de verbinding met het olieafvoerkanaal Y of T in toenemende mate gesloten. Een en ander leidt ertoe dat zich achter de plunjer aan de veerzijde in toenemende mate druk opbouwt die telkens een evenwichtsdracht vormt tegenover de kracht van de magneetkern. De hulpstuurschuif bestaat dus uit twee proportionele drukregelende kleppen. Deze geregelde druk is echter ook verbonden met een van de kopse kanten van de hoofdschuif (4). Dit zal tegen de werking van de centrale middenstandsveer (5) in een verplaatsing van de hoofdschuif tot gevolg hebben. De mate van verplaatsing van de schuif (4) is afhankelijk van de hoogte van de druk op zijn kopse kant en dit bepaalt niet alleen de stromingsrichting, maar ook de q_v . Omdat de hoogte van de druk onderworpen is aan de kracht van de magneetspoel kunnen wij zeggen: de uitgangsgrootte van deze stuurschuif q_v is proportioneel met de spanning op hetingangssignaal en afhankelijk daarvan is de stroomsterkte in de magneetspoel.



3.2.3 Overlap en negatieve overlap

- Overlap

Als de plunjer een bepaalde lengte heeft, zo dat tijdens het omschakelen gedurende een korte tijd de poorten van elkaar gescheiden zijn, spreek je van een overlap. Dit heeft als voordeel dat bij het omschakelen de druk niet plotseling wegvalt, maar als nadeel dat drukpieken kunnen ontstaan. De klep op nevenstaande figuur heeft twee standen en vier poorten: P, A, B en T (de twee T-poorten zijn inwendig met elkaar verbonden). De getekende stand is de (gesloten) middenstand.

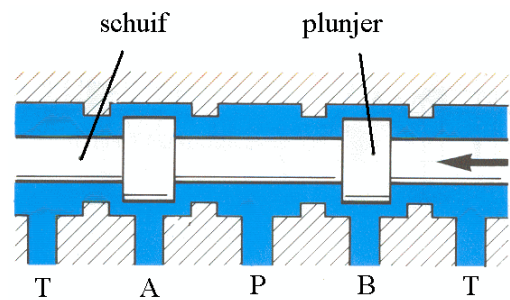
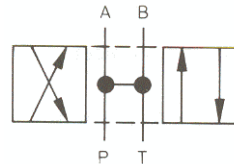


overlap

Gaat de schuif naar links, dan ontstaan de verbindingen P-A en B-T. Gaat de schuif naar rechts: P-B en A-T. Het is daarom een 4/2-klep. De overlap zorgt voor de (gesloten) middenstand. De overgangsstand kan worden aangegeven in het symbool door gestreepte lijnen.

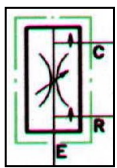
- Negatieve overlap

Als tijdens het omschakelen de poorten voor een korte tijd (gedurende de middenstand) met elkaar in verbinding zijn, is dit een negatieve overlap. Voordeel hiervan is het omschakelen zonder piekdrukken. Het nadeel is dat de druk voor korte tijd wegvalt, zodat de last kan dalen. Dit is een 4/2 klep met open middenstand.



Negatieve overlap

3.3 Drukgecompenseerde stroomregelkleppen (gecompenseerde volumekleppen)



De stroomregelkleppen hebben tot doel de volumestroom (dus ook de snelheid) constant te houden onafhankelijk van de drukvariaties. Om dat te verkrijgen moet men zorgen voor een constante drukval over de smoorklep. Daarom is er naast de gewone smoorklep, waarmee de snelheid van het debiet kan geregeld worden, nog een drukregelklep.



Theoretisch berekeningsvoorbeeld:

Laten we aannemen dat de belasting stijgt. De uitgangsdruk p_3 neemt dus toe. Deze druk werkt in de stuurkamer U op oppervlakte A_3 . De kracht naar rechts is dan:

$$F_v + p_3 \cdot A_3$$

Deze kracht neemt dus toe, zodat de drukregelklep naar rechts verschuift en de smooropening Z vergroot. De drukval over de smooropening Z van de drukregelklep neemt af. De druk p_2 in kamer X vergroot. Er vormt zich een nieuw evenwicht.

$$F_v + p_3 \cdot A_3 = p_2 \cdot (A_1 + A_2)$$

$$F_v = (p_2 - p_3) \cdot A_3$$

Het linkerlid van de gelijkheid is constant. De drukval Δp over de smooropening blijft eveneens constant. De doorgelaten hoeveelheid olie blijft onveranderd.


Algemeen besluit:

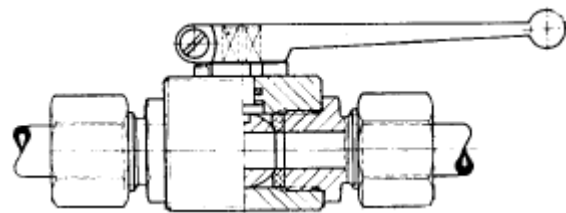
De snelheid van de hydraulische vloeistof blijft onveranderd als de belasting verandert. De serie-uitvoering wordt ook wel tweewegstroomregelklep genoemd. Er zijn immers twee aansluitpoorten.

3.3.2 *CETOP – normalisatie*

Deze stroomregelkleppen worden in een aangepaste vorm toegepast in debietsplitters. Dit zijn hydraulische componenten die het inkomende debiet in een gewenste verhouding verdelen.

3.4 Manuele bolkraan

 Een manuele bolkraan kan men vergelijken met een dimschakelaar, omdat hij ook volledig open-staan, volledig dicht en ergens tussen de twee kan plaatsen. Met de manuele bolkraan kan men dus handmatig een willekeurig debiet instellen van nul tot en met maximum.



Op de maalderij heeft de bolkraan een speciale functie: wanneer de platte vijzel (de vijzel net voor de maler) verstopt zit, moet de manuele bolkraan de schuine vijzel stilleggen, zodat de toevoer afgesloten wordt en alle oliedruk gebruikt kan worden om de platte vijzel terug in gang te brengen.

3.5 Filter



De betrouwbaarheid, de levensduur en het rendement van een hydraulisch systeem zijn in grote mate afhankelijk van de zuiverheid van het systeem met in het bijzonder de hydraulische vloeistof. Filters worden geplaatst om deze onoplosbare onzuiverheden uit de hydraulische vloeistof te halen en deze zo uit te schakelen alvorens ze storingen of onherstelbare schade aanrichten. Het deel dat daarvoor zorgt, is het filterelement. Dit onderdeel zit opgesloten in een filterhuis. Het filterelement, filterkop en het filterhuis vormen samen de filter.

De filterfijnheid wordt aangeduid in micrometer (μm) daar de grootte van de onreinheiten wordt uitgedrukt in micrometer (μm).

3.5.1 Absolute filterfijnheid

Hieronder verstaat men de diameter in micrometer van de grootste kogelvormige onzuiverheden die nog juist door de filter doorgelaten worden.

De filters worden vooral onderscheiden door de plaats waar ze zich in het hydraulische systeem bevinden, want dit bepaalt hun filterfijnheid.

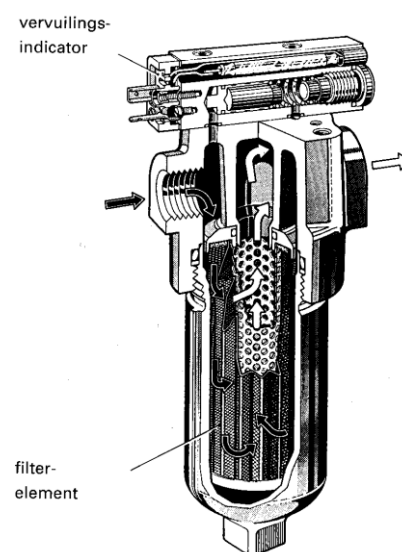
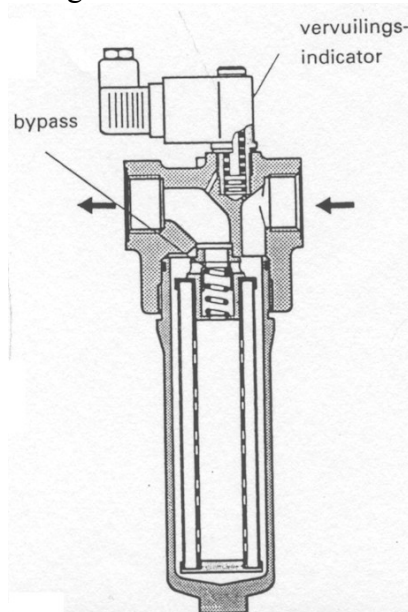
Filter in de aanzuigleiding (aanzuigfilter): 250 – 100 μm

Filter in de persleiding (persfilter): 25 – 3 μm

Filter in de terugstroomleiding (retourfilter): 100 - 5 μm

3.5.2 Doorstroomfilter met omloop (bypass)

Dit is een filter waar alleen doorstroming mogelijk is. Zodra dit element verstopt raakt, ontstaat er een drukverschil over dit element. Als dit drukverschil groter is dan de voor ingestelde druk van de klep schakelt deze klep en wordt de hydraulische vloeistof ongefilterd doorgelaten via een omloop. Deze filter is van toepassing op de maalderij.

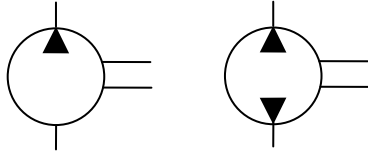


3.6 Hydraulische pomp



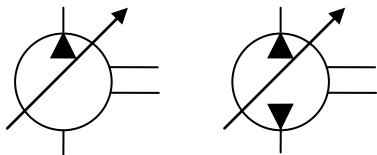
De pomp, het hart van elk hydraulisch systeem, zorgt ervoor dat de olie naar de componenten gepompt wordt. Een pomp kan van zeer uiteenlopende constructie zijn. Men onderscheidt:

- de pompen met een constante opbrengst



⇒ tandwielpompen
⇒ schroefpompen

- de pompen met een regelbare opbrengst



⇒ vleugelpompen
⇒ plunjerpompen

3.6.1 De tandwielpomp

De gebruikte pompen in de drie circuits zijn tandwielpompen van cc. Tandwielpompen zijn de meest voorkomende en bekendste hydraulische pompen.

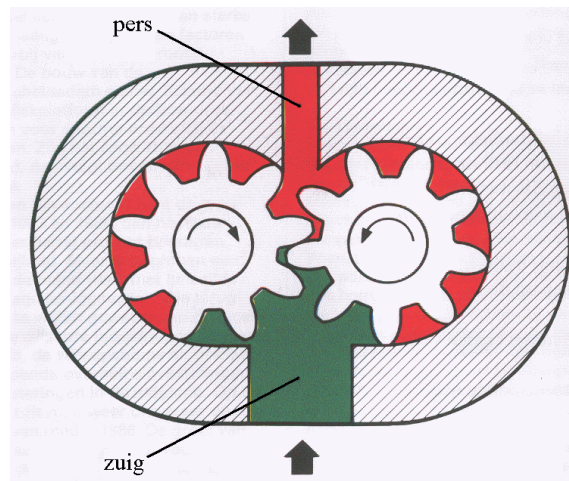
In het domein van de tandwielpompen heeft men nog de indeling:

- tandwielpompen met uitwendige vertanding
- tandwielpompen met inwendige vertanding

3.6.1.1 Uitwendige vertanding

Beschrijving:

De tandwielpompe bestaat uit (meestal) twee of meer zeer nauwkeurig bewerkte tandwielen die aan de omtrek en de zijkanten in een nauwsluitend pomphuis draaien. Door deze twee of meer ingrijpende tandwielen verkrijgt men een verdringende werking. Omdat een geringe slijtage het volumetrische rendement doet dalen (dus in feite het volledige rendement van de pompe), moet het materiaal zeer slijtvast zijn. De tanden moet men daarom carboneren (cementereren) en zeer goed slijpen en polieren. Het verschil tussen de tandwielpompen wordt gemaakt naar de ligging van de tandwielen.



Werkingsprincipe:

Eén van de tandwielen wordt aangedreven en het andere tandwiel wordt in ingrijping meegenomen. In het pomphuis vormen zich kamers waar de vloeistof in opgesloten zit. Wanneer deze tandwielen draaien, verkrijgt men een ingrijping en een verbreking van de ingrijping van de tandwielen. Waar de tandwielen uit ingrijping gaan, verkrijgt men een volumevergroting waardoor men een onderdruk krijgt. Hier wordt de vloeistof aangezogen. De vloeistof wordt dan meegenomen met de tandwielen en langs de wand van het pomphuis van zuig- naar perszijde getransporteerd. Aan de andere kant van het pomphuis heeft men dan de ingrijping van de tandwielen, hier krijgt men een volumeverkleining wat een overdruk met zich meebrengt. De vloeistof wordt in het systeem geperst. Dit wordt de perszijde genoemd. Hieruit volgt dat de stroomrichting in de pompe wordt bepaald door de draaizin van de tandwielen.

Algemene technische gegevens:

Werkdruk: 2 – 315 bar

Slagvolume: 0,008 – 500 cm³

Toerental: 600 – 700 min⁻¹

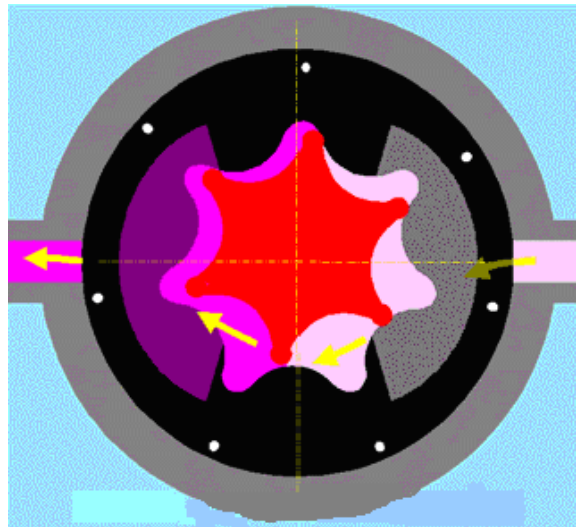
3.6.1.2 Inwendige vertanding

Tandwielpompen met een inwendige vertanding kan men verdelen in twee uitvoeringsvormen:

➔ *Inwendige vertanding*

Beschrijving:

Dit zijn pompen die een verdringende werking verkrijgen door een aangedreven tandwiel met uitwendige vertanding in ingrijping met één of meerdere tandwielen met een inwendige vertanding.



Werkingsprincipe:

Het principe is exact hetzelfde als dat van een tandwielpompe met een uitwendige vertanding. De tandkuilen van het buitentandwiel staan in verbinding met zuig- en perszijde. Het vulstuk zorgt voor de geleiding van het tandwiel met uitwendige vertanding en neemt zo de taak van de binnenzijde over van het pomphuis. De vloeistof wordt via de tandkuilen aangevoerd. Het voordeel van deze constructiewijze is de combinatie van deze verschillende tandwielen waardoor men een langere ingrijping verkrijgt en daardoor een betere afdichting en een beter zuig- en drukk bereik.

Algemene technische gegevens:

Werkdruk: 27 – 330 bar

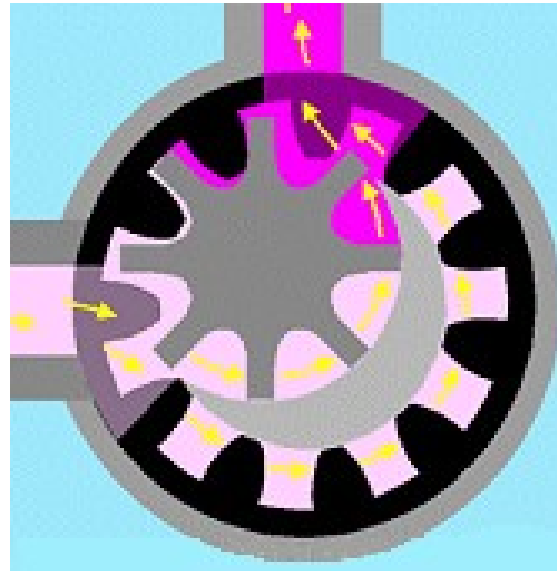
Slagvolume: 0,08 – 500cm³

Toerental: 600 – 10.000 min⁻¹

→ *Tandring*

Beschrijving:

Dit zijn pompen die bestaan uit een rotor met een uitwendige vertanding die ingrijpt in een daar rond liggende tandring met inwendige vertanding.



Werkingsprincipe:

De rotor heeft één tandkuil minder dan het aantal tandkuilen op de tandring. De rotor maakt een planetenbeweging waarbij respectievelijk de tandkuilen van de tandring worden vergroot en verkleind. De tandring draait mee. Bij elke beweging vult en ledigt zich iedere tandkuil. Dit heeft als gevolg dat er terug een zuig- en perszijde ontstaat.

Algemene technische gegevens:

Werkdruk: 175 – 215 bar

Slagvolume: 50 – 400cm³

Toerental: 30 – 1000 min⁻¹

3.7 Hydraulische cilinders

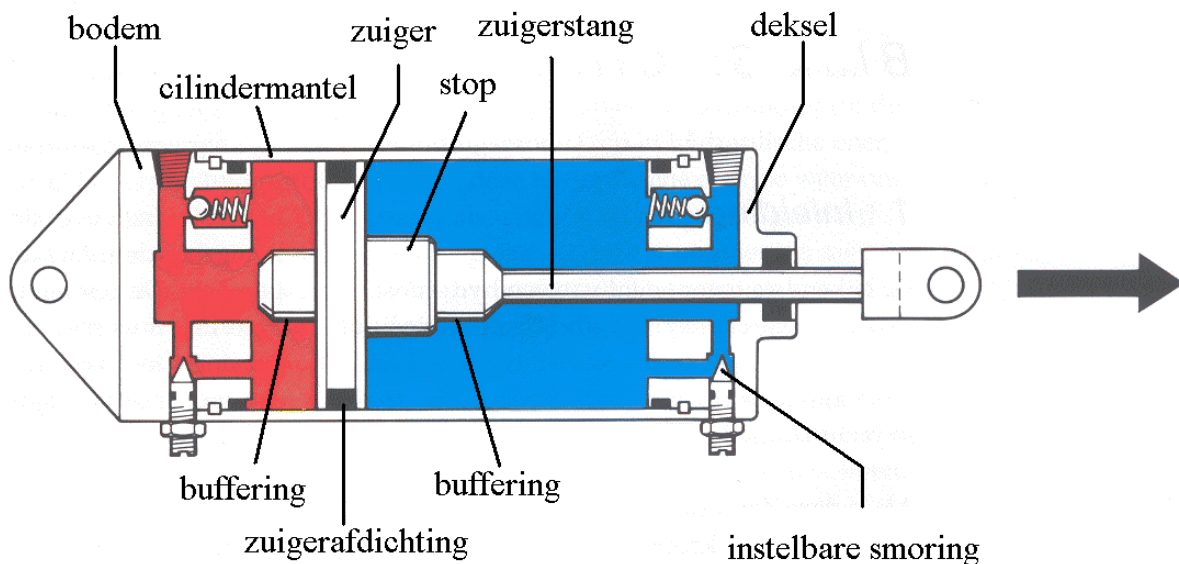


De bekendste component van een hydraulisch systeem is de cilinder. Dit is een apparaat dat hydraulische energie omzet in rechtlijnige kracht en beweging.

Als je deze definitie omzet in SI-eenheden vind je als je de kracht F (N) met de beweging v (m/s) vermenigvuldigt de formule voor het vermogen:

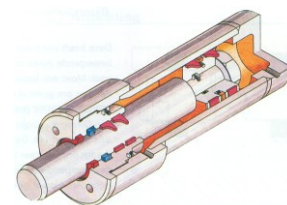
$$P = F \cdot v$$

Een cilinder zet hydraulische energie om in mechanische energie. Voor de ontwerper is de cilinder meestal het uitgangspunt voor een complete hydraulische installatie. Krachten en snelheden kunnen over de gehele slag constant worden gehouden. Zij kunnen ook variabel worden gemaakt. De gescheiden aandrijving (de pomp) geeft de ontwerper een grote vrijheid in de uitvoering. Door verschillende bevestigingsmethoden wordt de veelzijdigheid van de cilinder vergroot.



Beschrijving van de cilinderonderdelen:

Een cilinder bestaat uit diverse onderdelen. Een ervan is de eigenlijke cilinder. Dit is de cilindrische buis waar de andere onderdelen aan zitten. Daarom is *lineaire motor* een betere benaming.

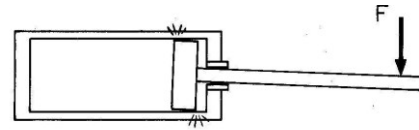


3.7.1 Cilindermantel

De wanddikte is afhankelijk van de toe te passen druk. De cilindermiddellijn is de inwendige boring van de cilinder. De cilinderwand is nauwkeurig bewerkt om schade aan de zuigerafdichting met als gevolg lekkage en verliezen te voorkomen.

3.7.2 Stangzijde (deksel)

Dit is het einde van de cilinder waardoor de zuigerstang passeert. De cilinder wordt aan deze zijde afgesloten door een deksel. Het deksel is voorzien van een lager ter ondersteuning van de stang. De afstand tussen de zuiger en dit lager is een hefboomarm. De arm wordt korter als



de zuiger met stang verder uitgaat. Het lager is het scharnierpunt. Als de arm erg kort wordt, kun je bij een geringe zijdelingse belasting van de uitgaande zuigerstang en een grote uitwendige kracht beschadiging aantreffen. Er wordt vaak een plaatselijke verdikking van de zuigerstang of afstandsbus toegepast om de arm te vergroten. De toegestane zijdelingse belasting van de zuigerstang wordt dan groter. Dit is vooral belangrijk bij cilinders met een grote slag. De slag is de afgelegde afstand van de zuiger tussen twee uiterste posities. Het lagergedeelte is ook voorzien van stangafdichtingen en –afstrijkers om lekkage te voorkomen. Ook wordt hierdoor verhinderd dat vuil in de cilinder komt bij de ingaande slag. De lagers zijn meestal makkelijk te vervangen.

3.7.3 Bodemzijde

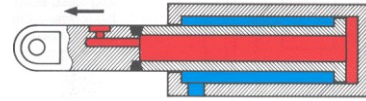
Dit is het gesloten einde van de cilinder. De bodem en/of het deksel bevatten de aansluitpoorten. Ook op andere componenten zoals pompen, motoren, kleppen, etc. komen deze poorten voor. De officiële definitie luidt: *Eindpunten van een doorgang waarop een leiding kan worden aangesloten voor toevoer en afvoer van de hydraulische vloeistof.*

3.7.4 Zuiger

De constructie van de zuiger is afhankelijk van de toe te passen hydraulische vloeistof, levensduur en toepassingsgebied. Omdat een zuiger moet bewegen moet er tussen zuiger en cilinderwand een bepaalde speling zitten. Een *dikke* hydraulische vloeistof laat een grotere speling toe dan een *dunne*. Rondom de zuiger zijn groeven aangebracht als ligplaats voor afdichtingen om lekkage langs de zuiger te voorkomen. Afhankelijk van het type cilinder (enkel- of dubbelwerkend) worden aan deze groeven en afdichtingen eisen gesteld. Vele zuigers zijn tevens voorzien van een glijdichting die de levensduur van de cilinder positief beïnvloedt. De zuigermiddellijn en de zuigerlengte (lagering) zijn belangrijk voor de zijdelingse belastingen.

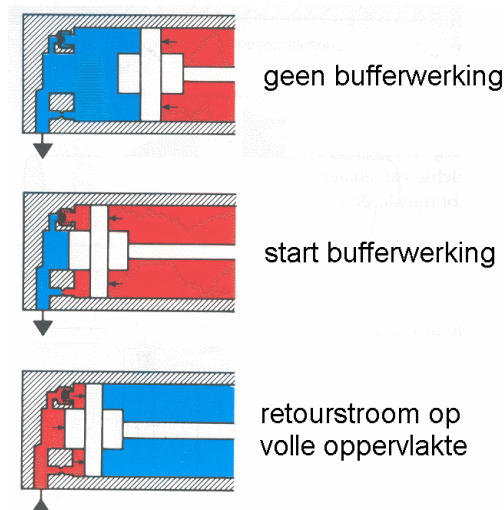
3.7.5 Zuigerstang

De zuigerstang verbindt de zuiger en de last. Deze is gewoonlijk gefabriceerd van verchroomd staal met hoge treksterkte. Zuigerstangen zijn nauwkeurig (haaks en concentrisch) verbonden met de zuigers. We kennen de volgende soorten:



Sommige zuigerstangen zijn hol en fungeren als geleider van de hydraulische vloeistof. Hierdoor stroomt deze in of uit de cilinder. Andere zijn inwendig getand en glijden over een passende getande as bevestigd aan de bodem. Dit verhindert de rotatie van de zuigerstang. Een andere methode om dit draaien te verhinderen is het gebruik van een afgeronde driehoekige stangdoorsnede met overeenkomstig gevormde lagers en afdichtingen in het deksel.

3.7.6 Buffering



De meeste hydraulische cilinders zijn voorzien van buffering. Bij hoge snelheden moet de bewegende massa van zuiger, cilinderstang, de last en zelfs de vloeistof worden vertraagd als de zuiger het einde van de slag nadert. Zonder gecontroleerde vertraging of buffering kan de snel bewegende massa de cilinder beschadigen. De meeste hydraulische cilinders zijn voorzien van inwendige buffers aan één zijde of aan beide zijden.

3.7.7 Afdichtingen

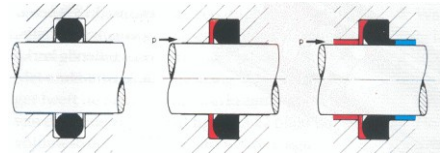
In de hydraulica worden twee soorten afdichtingen gebruikt:

- statische afdichtingen: deze voorkomen lekkage tussen niet ten opzichte van elkaar bewegende delen
- dynamische afdichtingen: deze voorkomen lekkage tussen oppervlakken die ten opzichte van elkaar bewegen

Bij de hydraulische cilinders worden deze gebruikt als zuiger- en stangafdichting. Daarbij kennen we volgende uitvoeringsvormen:

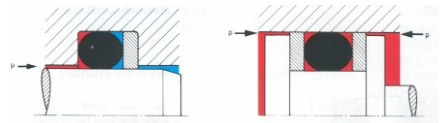
- De O-ring

Deze heeft een hoge wrijving tussen de bewegende delen en is ook niet zo slijtvast. Deze dichting moet een bepaalde voorspanning hebben om goed af te dichten. Deze O-ringafdichting vraagt om een zeer kleine speling tussen de bewegende delen, omdat de O-ring er anders tussen gedrukt zou kunnen worden.



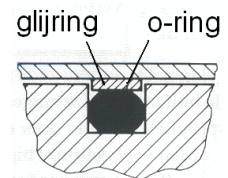
- De O-ring met steunring

Dit is dezelfde afdichting als de O-ring, enkel is er hier nog een steunring bijgekomen. De steunring verhindert het tussendrukken van de O-ring.



- De O-ring met glijring

De O-ring met glijring heeft een lage wrijving. Een bepaalde voorspanning van de O-ring zorgt voor een lange levensduur van deze afdichting.



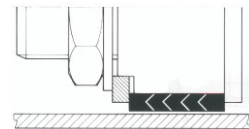
- Lippenafdichting

Het afdichtoppervlak is hier groot. De druk versterkt de afdichtende werking.



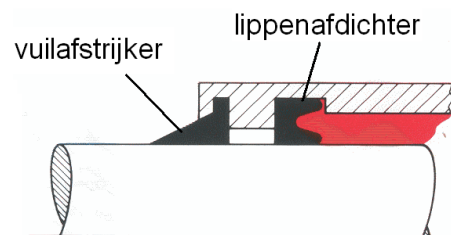
- Chevronafdichting

Dakvormige manchetten liggen hier achter elkaar. De voorspanning is instelbaar. Deze dichting is geschikt voor zeer hoge drukken.



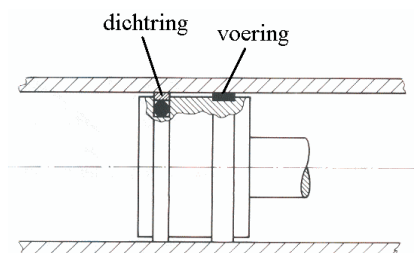
- Vuilafstrijder

Ter bescherming van de zuigerstangafdichting wordt meestal een afstrijder gebruikt. Dit is om bij de ingaande zuigerbeweging geen vuil, vocht enz. in de cilinder te krijgen.



- Voering

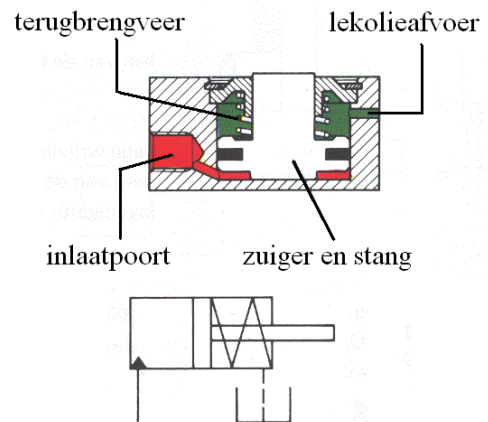
De voering van zuigers en zuigerstangen is van metaal of van slijtvaste kunststof. Het is eigenlijk geen afdichting. Zij wordt meestal gescheiden van de afdichting.



3.7.8 *Werkingsprincipe*

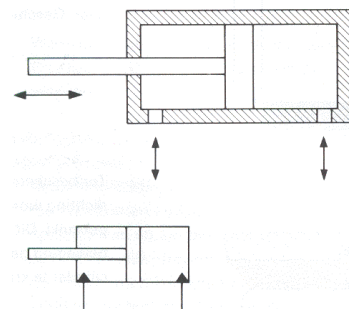
3.7.8.1 Enkelwerkende cilinder

Nevenstaande figuur is van een enkelwerkende cilinder met het grafische symbool erbij. Bij deze cilinder wordt de hydraulische vloeistof aan slechts één zijde van de zuiger toegelaten. De andere zijde staat in verbinding met de buitenlucht. De zuiger komt terug in de oorspronkelijke stand door een veer. Deze cilinders worden veel gebruikt bij die gevallen waar de last zelf voor de retourbeweging zorgt. Een voorbeeld hiervan is de laadklep van een vrachtauto. Deze gaat dicht onder druk en opent onder invloed van het eigen gewicht van de klep.



3.7.8.2 Dubbelwerkende cilinder

Het meest gebruikte type cilinder is de dubbelwerkende cilinder. Op nevenstaande figuur zie je een dubbelwerkende cilinder en zijn symbool. Beurtelings ontvangen de ene en de andere zijde van de zuiger de vloeistof onder druk. De tegenoverliggende zijde wordt dan drukloos gemaakt. Een dubbelwerkende cilinder functioneert in iedere stand waarin deze gemonteerd is. De oppervlakte van de zuiger aan de stangzijde is kleiner dan die aan de andere zijde. De cilinderkrachten zijn dan bij een bepaalde druk ook kleiner bij de ingaande slag dan bij de uitgaande slag ($F = p \cdot A$). Om dezelfde (constructieve) reden is de snelheid van de ingaande slag groter dan die van de uitgaande slag als de vloeistoftoevoer dezelfde blijft. Kenmerkend voor een cilinder is niet de oppervlakte van de zuiger, maar de zuigermiddellijn en de slaglengte. Hier tonen we een voorbeeld: 100/60-250. Dit wil zeggen dat de diameter van de zuiger 100mm is, van de stang 60mm en van de slag 250 mm.



3.7.9 Rendement van een cilinder

Net als alle mechanismen heeft ook de hydraulische cilinder te maken met vermogensverlies. Het rendement is de verhouding tussen het afgegeven vermogen en het toegevoerde vermogen.

$$\eta_c = \frac{P_{af}}{P_{toe}}$$

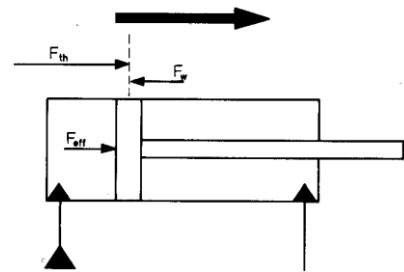
Aangezien het hydraulische vermogen wordt bepaald door het product van p en q_v moet je deze twee factoren nader bekijken. Volumestroomverlies in een hydraulische cilinder is normaal gesproken zo klein dat dit kan worden verwaarloosd. Omdat de druk wordt bepaald door de weerstand is de vermindering van de cilinderkracht door de wrijvingskracht de bepalende factor.

$$F_{eff} = F_{th} - F_w$$

Voor het rendement van een hydraulische cilinder mag je rekenen met:

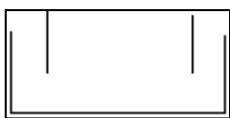
$$\eta_c = \frac{F_{eff}}{F_{th}}$$

Hierin is F_{eff} de effectieve cilinderkracht, F_{th} de theoretische (berekende) kracht en F_w de totale wrijvingskracht. Het rendement wordt meestal uitgedrukt in procenten.



3.8 Oliereservoir

Een reservoir in een hydraulisch systeem heeft de volgende taken:



- opslag van de systeemvloeistof
- afscheiding van verontreinigingen
- scheiden van de meegevoerde lucht van de vloeistof
- koelen van de vloeistof.

In hydraulische systemen vind je ze geplaatst op drie manieren:

- geïntegreerd in de totale machine
- op afstand geplaatst
- als onderdeel van een hydraulisch aggregaat

Op de maalmachine bestaat het oliereservoir uit een metalen bak waar olie inzit, een filter die bovenaan zit en zich bevindt op de retourleiding (deze komt dus bovenaan binnen) en drie weggaande leidingen die hun olie ongeveer 5 centimeter boven de onderkant van de tank opzuigen. Dit is om te voorkomen dat er vuil opgezogen wordt dat zich op de bodem van het oliereservoir bevindt. Het vuil van in de olie blijft dus ofwel in de filter hangen ofwel blijft het op de bodem van de tank liggen.

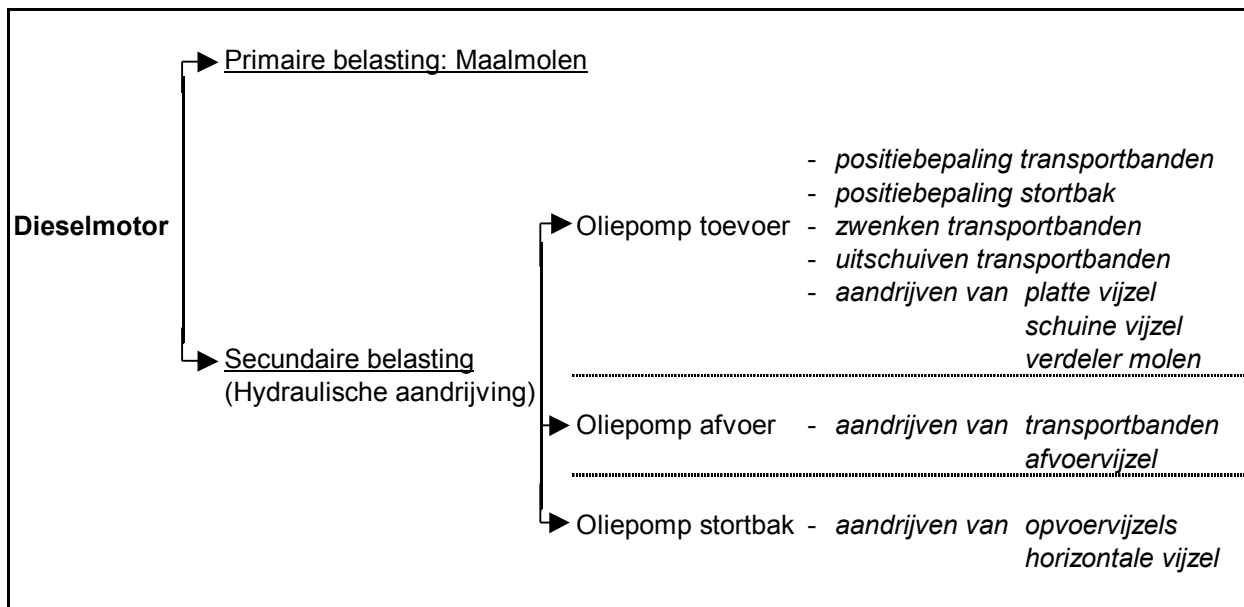


4 Aandrijving

Het vereiste vermogen van de maalderij om haar doel met een bepaalde capaciteit uit te voeren kan men opsplitsen in een primaire en secundaire belasting.

Het vermogen dat de maalmolen vraagt, is het vermogen vereist om een willekeurige soort graan in een bepaalde fysische toestand tegen een ingesteld debiet (snelheid) uit te voeren (primaire belasting).

Het vermogen dat nodig is om alle nevenfuncties uit te voeren met een welbepaalde snelheid. Met nevenfuncties bedoelen we de aandrijving voor alle vijzels, transportbanden en hydraulische cilinders die zorgen voor de positiebepaling van transportbanden en stortbak (secundaire belasting).



4.1 Krachtbron

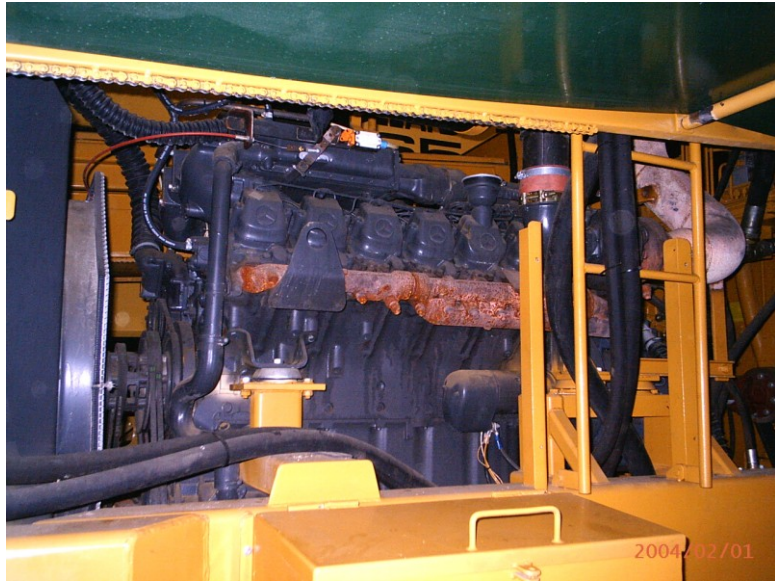
De gehele machine put haar nodige vermogen uit één krachtbron: een dieselmotor. Naargelang van het type maalderij wordt gewerkt met verschillende types motoren.

De CGM 330 maalmolen (zie verwerking) wordt aangedreven door een DEUTZ V6 of DEUTZ V8 met een respectievelijk vermogen van 300kW (6411pk) en 400kW (6548pk) afhankelijk van de gewenste capaciteit van de maalderij. De capaciteit wordt uitgedrukt in aantal ton gemalen graan per uur.



De CGM 500 maalmolen (zie verwerking) wordt aangedreven door een MTU-Mercedes V12 met een vermogen van 530Kw (6726pk).

Alle motoren zijn voorzien van de nodige beveiligingen voor wat betreft oliedruk, waterpeil en temperatuur. De ingebouwde motoren zijn steeds nieuw met voor deze toepassing specifiek gekozen brandstofpompen (mazout pompen) en andere toebehoren. Als brandstofpomp heeft men de keuze tussen een conventioneel of een elektronisch exemplaar. Het laatste heeft het voordeel dat de motor een constant toerental blijft behouden ongeacht de belasting. Een nadeel is



wel dat het verbruik enigszins hoger ligt dan bij een motor uitgerust met een conventionele pomp bij dezelfde belasting, maar dit verschil is slechts gering. Vanaf volgend jaar wordt elke geconstrueerde maalderij uitgerust met een motor die voorzien is van een elektronische pomp. (vb. vgl. gewone en elektronische pomp)

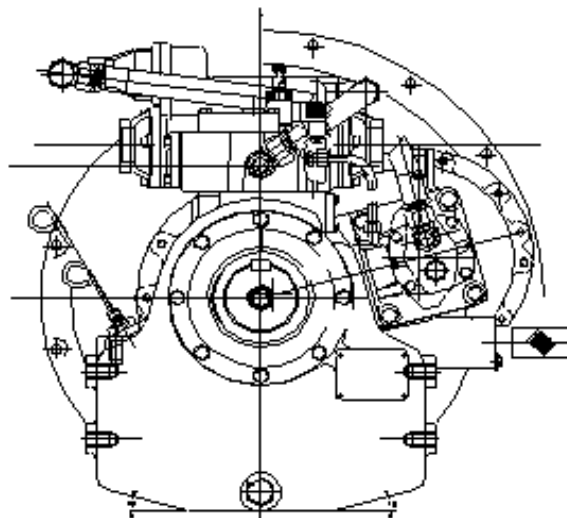
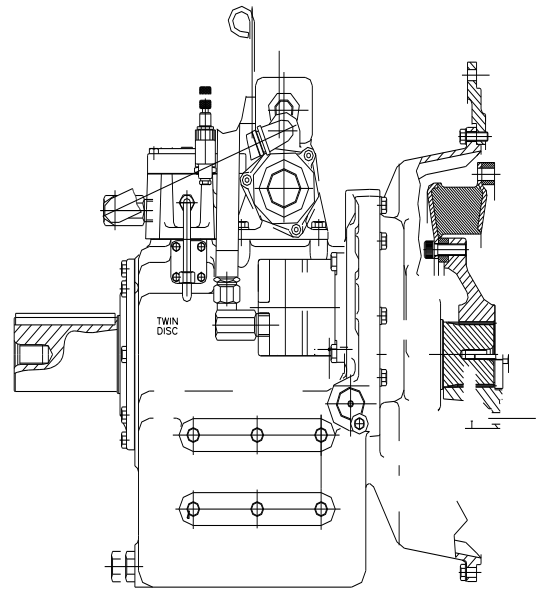
Waarom maakt men nu gebruik van twee verschillende merken van motoren? Een maalderij wordt slechts een zeer korte periode van het jaar ingezet, hoofdzakelijk in het maïssezoon (in onze streken maximaal 300 uren). De eigenaar moet dus proberen zijn machine terug te winnen in deze korte periode van het jaar. Omdat een maalderij met een kleiner vermogen een kleinere capaciteit heeft, kan deze machine zichzelf minder vlug terugwinnen. Dit is de reden waarom de kostprijs gedrukt moet worden. Hierdoor biedt de fabrikant voor de lichtere motoren een goedkoper merk aan (Deutz).



In de maalterijen waar men een grotere capaciteit wil behalen installeert de fabrikant MTU (Mercedes-Benz) motoren, wat in aanschaf aanzienlijk duurder is, maar deze investering is in dit geval rendabel door de grotere capaciteit die men beoogt.

4.2 Koppeling

Op de motor wordt een specifiek gekozen koppeling gemonteerd die afhankelijk is van het over te brengen vermogen. De koppeling werkt elektro-hydraulisch, deze schakeling is beveiligd door een schakeldrukcontrole. Dit verhindert de motor naar een te hoog toerental te gaan indien de koppeling niet correct geschakeld is zodat, beschadiging aan de koppeling vermeid kan worden.



4.3 Warmtewisselaar

De elektro–hydraulische koppeling is uitgerust met een warmtewisselaar, zodat de olie die erin benut wordt, gekoeld wordt. Met de benutte olie bedoelen we de vloeistof die de discen in de koppeling samendrukt, de koppeling schakelt.

Algemeen:

Het doel van een warmtewisselaar is in dit geval het behouden van de vloeistoftemperatuur tussen bepaalde grenzen.

De hydraulische vloeistof stroomt onder hoge druk door het systeem. Deze stroom is ondergeven aan wrijving, die wrijvingsenergie wordt op haar beurt omgezet in warmte-energie. Deze energie bevindt zich vooral in de hydraulische vloeistof. Wanneer het systeem enige tijd in werking is, kan de temperatuur zo oplopen dat de vloeistof de geschikte viscositeit niet meer heeft om zijn functie correct uit te voeren. Een tweede gevolg kan zijn: de beschadiging van de componenten in het systeem doordat deze niet opgewassen zijn tegen een te hoge temperatuur. Een nog groter gevaar kan optreden wanneer de temperatuur zodanig opgelopen is dat de olie verdampt. Wanneer deze in contact komt met lucht in de opslagtank of er een lek is, ontstaat er een uiterst explosief mengsel.



4.4 Overbrenging

4.4.1 *De primaire belasting*

Het ontwikkelde vermogen van de dieselmotor wordt via de koppeling overgebracht naar de maalmolen via een daarvoor gedimensioneerde cardanas.



4.4.2 *De secundaire belasting*

Een tweede cardanas wordt aangedreven via een riemoverbrenging door de eerste cardanas. (zie figuur ...) De riemoverbrenging werd 5-delig uitgevoerd met vijf aparte riemen om slip bij het aanzetten te voorkomen. De verhouding is 1:1 zo, dat men geen versnelling of vertraging verkrijgt op de tweede cardanas.

Functie tweede cardanas:

Via deze weg wordt een deel van het ontwikkelde vermogen van de krachtbron benut voor de aandrijving van drie oliepompen.

Hoe gebeurt deze aandrijving?

De tweede cardanas sluit aan op een aftakdoos. Deze zet zijn roterende beweging om in twee draaiende bewegingen met een verhouding van 1:1.



Op de twee uitgaande assen van de aftakdoos zijn er drie oliepompen gemonteerd. Het feit dat er drie pompen aangedreven kunnen worden door twee assen wordt verklaard doordat twee pompen samengevoegd werden (in elkaars verlengde). Deze pompen zetten de mechanische energie om naar hydraulische energie. Dit ontwikkelde hydraulische vermogen wordt dan benut voor de secundaire belastingen.

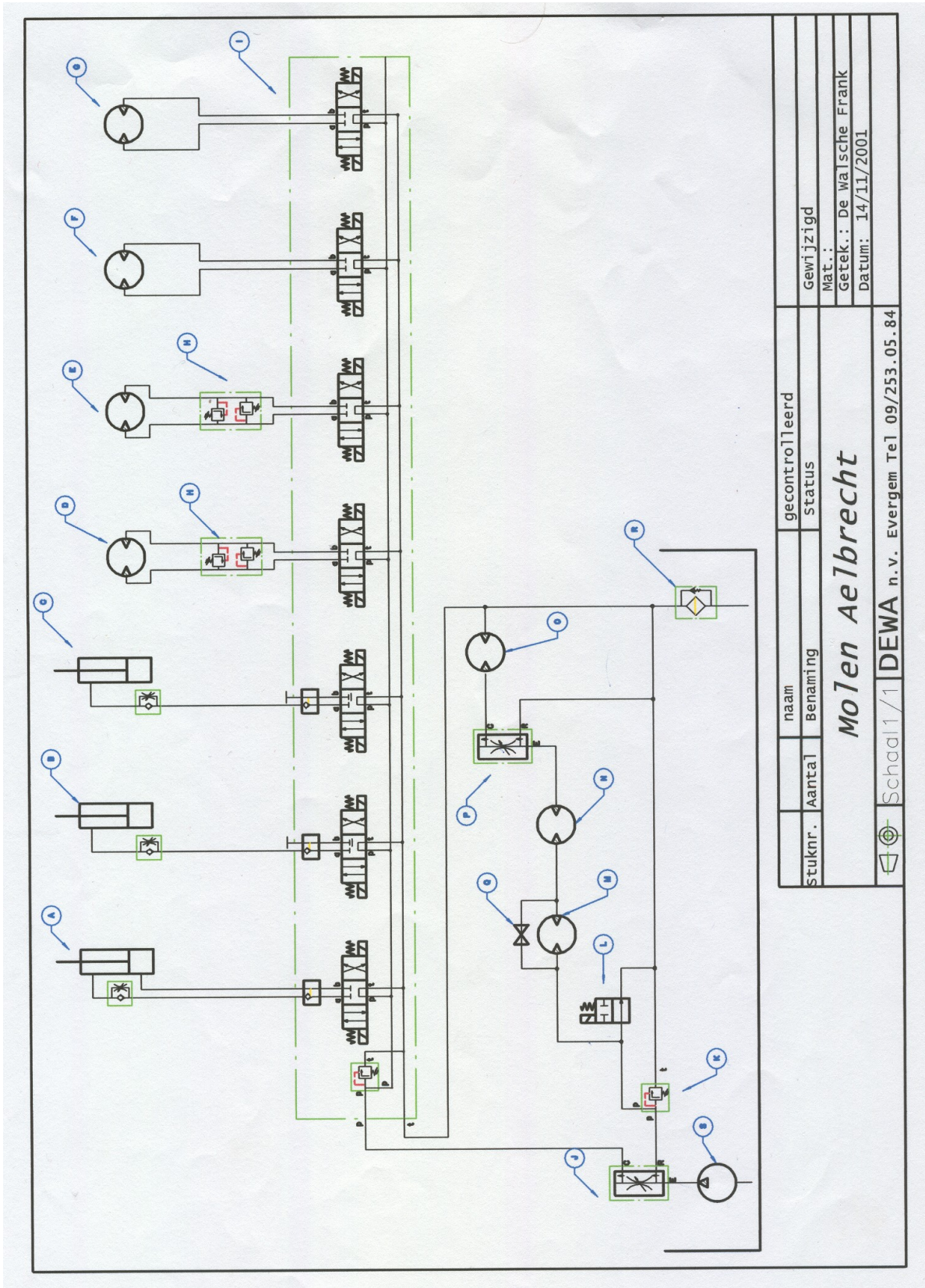


- Tandwielpompe voor de aandrijving van de stortbak.
- Tandwielpompe voor de aandrijving van de toevoer.
- Tandwielpompe voor de aandrijving van de afvoer.

4.4.2.1 Hydraulische aandrijving

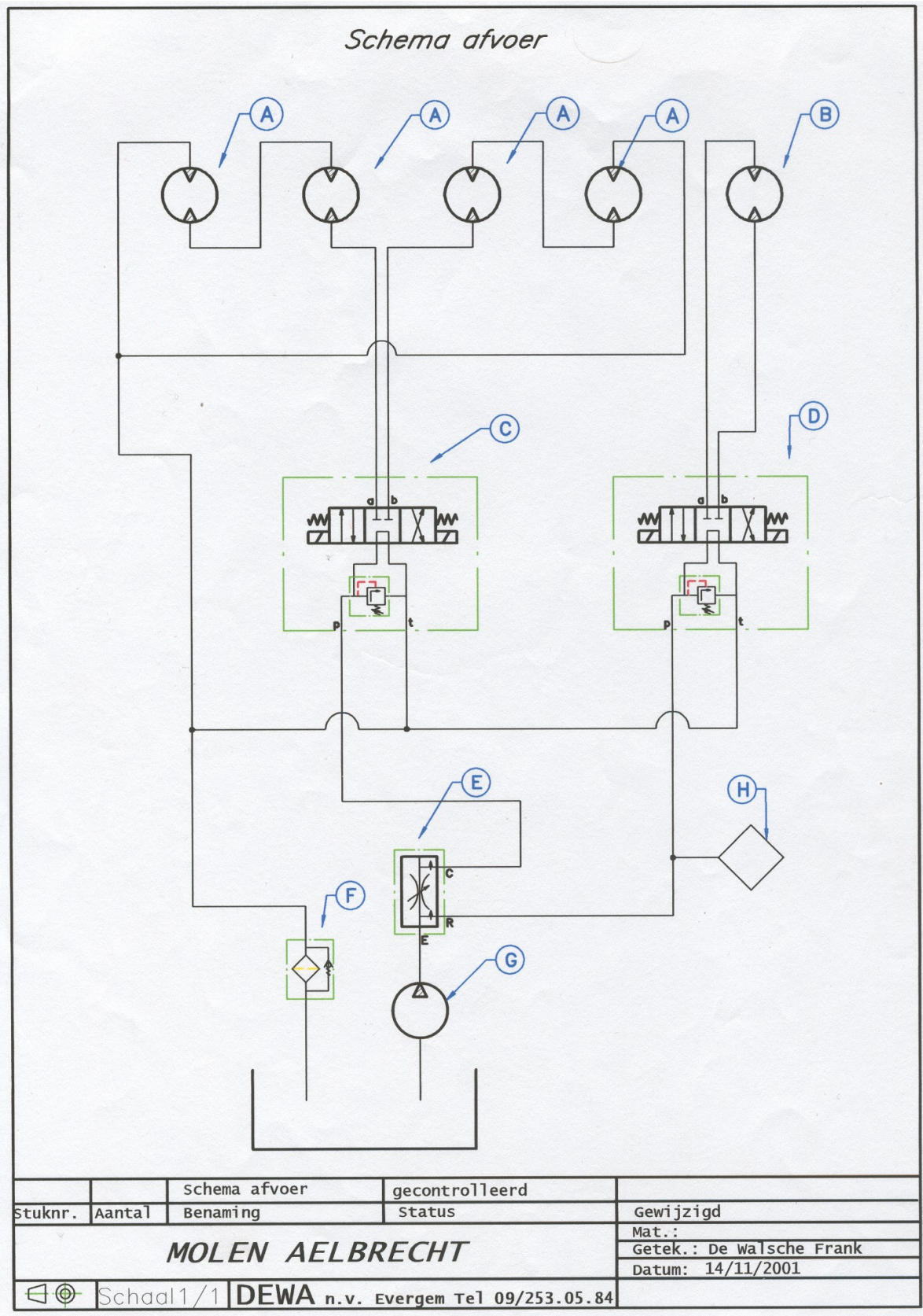
Zoals beschreven bestaat de hydraulische aandrijving uit drie aparte circuits met elk een afzonderlijke pompe.

circuit 1 – toevoer



- A: Cilinder op-neer stortbak: dubbelwerkend
- B: Cilinder op-neer transportband links: enkelwerkend
- C: Cilinder op-neer transportband rechts: enkelwerkend
- D: Motor zwenken transportband links OMR315
- E: Motor zwenken transportband rechts OMR315
- F: Motor in-uit schuiven transportband links OMR315
- G: Motor in-uit schuiven transportband rechts OMR315
- H: Overdrukventiel voor op motor $P_{max} = 35\text{BAR}$ → *Dewa*
- I: Ventielblok NG6 (3/8") 7 dubbelwerkende 4/3 – elementen 24V DC, met veer retour, 3 elementen met gestuurde terugslagklep, $P_{max} = 175\text{BAR}$
- J: Debietsplitser (3/4") 2 – weg drukgecompenseerd
- K: Overdruk ventiel (3/4") $P_{max} = 200\text{BAR}$
- L : 2/2-ventiel NO 24V DC met veer retour
- M : Motor op platte toevoervijzel OMR160
- N: Motor op verdeler molen Gerinkhoff OMP160
- O: Motor op schuine toevoervijzel uit de tank OMS 100
- P: Debietsplitser (1/2") elektrisch bediend 24V DC
- Q: Manueel bediende bolkraan (1/2") om de platte vijzel te overbruggen
- R: Retourfilter met ingebouwde By-pass
- S: Tandwielpompe 19cc S Bosch aansluiting (linksdraaiend)

circuit 2 – afvoer



A: Motor transportbanden OMR50

B: Motor afvoervijzel OMS100

C: Ventielblok NG6 (3/8") 1 dubbelwerkend element 24V DC, met veer retour, Pmax = 175

D: Ventielblok NG6 (1/2") 1 dubbelwerkend element 24V DC, met veer retour, Pmax = 220

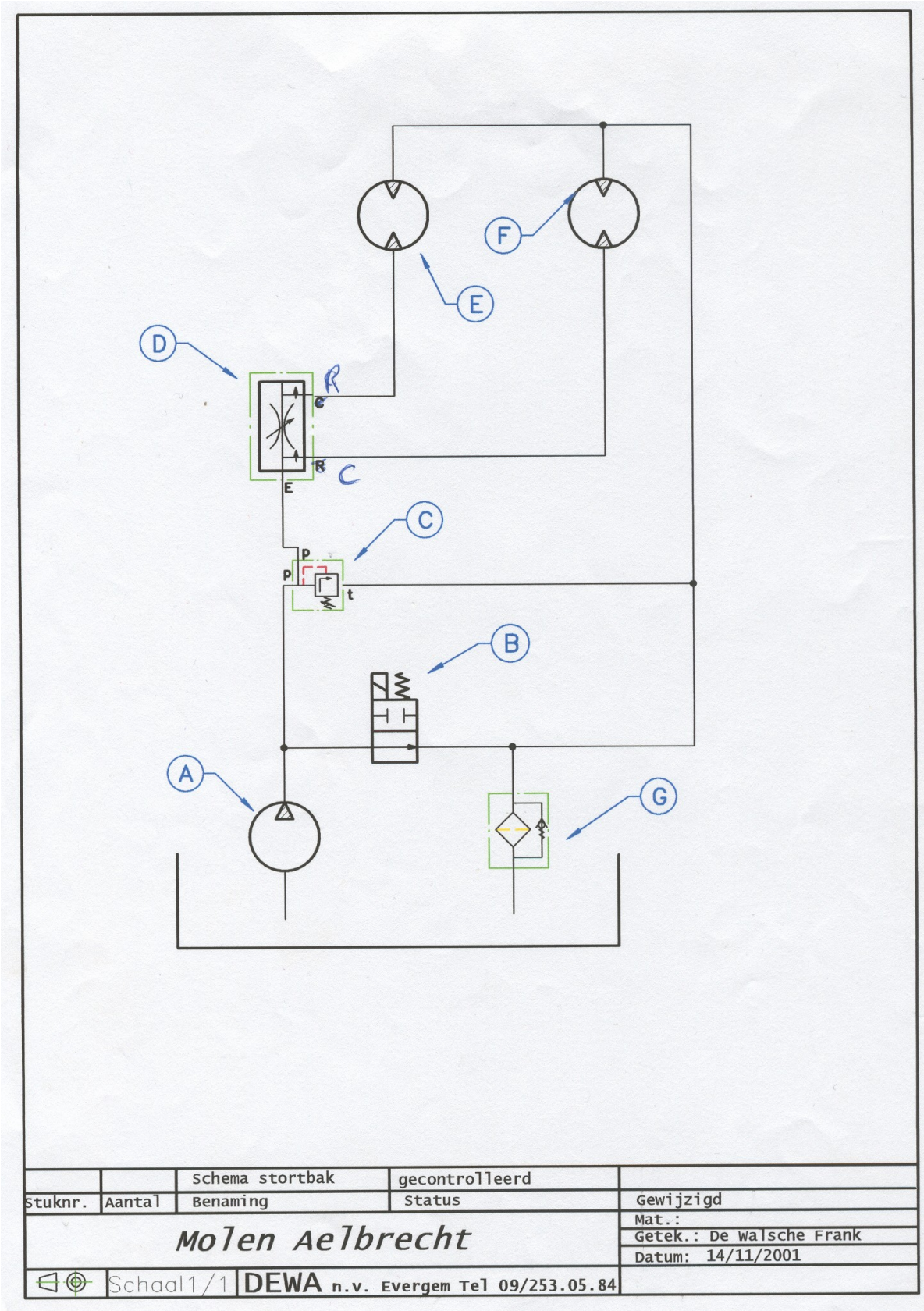
E: Debietsplitser (3/4") 2-weg drukgecompenseerd

F: Retourfilter met ingebouwde by-pass

G: Tandwiel pomp 20,8cc S SAE B (linksdraaiend)

H: Pressostaat P = 190BAR

circuit 3 – stortbak



A: Tandwiel pomp 90cc D SAE C rechtsdraaiend

B: 2/2-ventiel NO 24V DC met veer retour

C: Overdruk ventiel (3/4") Pmax = 160BAR

D: Debietsplitser (3/4") 2-weg drukgecompenseerd

E: Motor OMV400

F: Motor OMR100

G: Retourfilter met ingebouwde by-pass

5 Hydraulische circuits op de maalderij

De bespreking van de hydraulische schakelingen kunnen we opdelen in drie aparte onderdelen. Zoals reeds gezien in het stuk *Aandrijvingen* wordt de gehele secundaire belasting opgevangen door een hydraulisch systeem. Dit systeem wordt opgesplitst in drie circuits die los van elkaar staan.

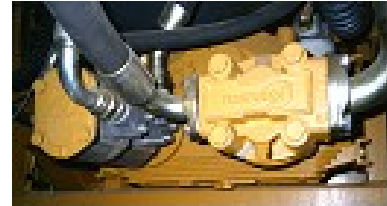
Twee circuits worden nog eens opgesplitst in meerdere subcircuits.

5.1 Stortbak

→ *Het circuit start met een pomp:*

Type: HDP35.90 merk: CASAPPA (zie bijlage 1)

Functie: Het omzetten van een mechanisch vermogen in een hydraulisch vermogen.



→ *Dit is een component dat bestaat uit twee samengevoegde componenten.*

- een 2-2 ventiel
- drukveiligheid

Type: VMP/VE 100/NA/03.TS.S
PO 320704(=type drukveiligheid) (zie bijlage 2)

In de schakeling worden ze beschouwd als twee aparte componenten daar beide toch onafhankelijk zijn van elkaar.



- Het 2-2 ventiel

Functie: het in- en uitschakelen van het gehele circuit

Schakeling: Het ventiel wordt na de pomp geschakeld, parallel over de belasting en rechtstreeks verbonden met het reservoir.

Ventiel gesloten:

Het geleverde debiet olie kan zich geen andere weg banen dan naar de belasting toe met als gevolg dat de pomp druk ontwikkelt.

Ventiel open:

Het geleverde debiet olie heeft nu twee mogelijkheden en kiest de weg van de minste weerstand; de olie stroomt rechtstreeks via de filter terug naar het reservoir. De pomp hoeft hierbij bijna geen druk te ontwikkelen door de kleine weerstand.

- Drukveiligheid

Functie: Het gehele circuit met al zijn componenten beschermen tegen een te hoog ontwikkelde druk ten gevolge van een te grote belasting door omstandigheden zou fataal kunnen zijn.

Schakeling: Deze component wordt parallel over het ventiel en belasting geschakeld. De werking is precies dezelfde als een 2-2 ventiel. Het enige verschil is het feit dat de toestand *open* ofwel *gesloten* bepaald wordt door de aanwezige druk in het systeem. Overschrijdt de druk een vooraf ingestelde waarde dan stroomt de olie ook rechtstreeks via de filter terug naar het reservoir.

De veiligheid is zo afgesteld dat deze bij een druk van 200 BAR sluit.

→ *Drukgecompenseerde debietsplitser*

Type: VPR/3/EP (zie bijlage 3)
PO 320140

Functie: Deze zorgt ervoor dat het uitgaande debiet van de pomp verdeeld wordt in een bepaalde verhouding over de hydraulische motoren.

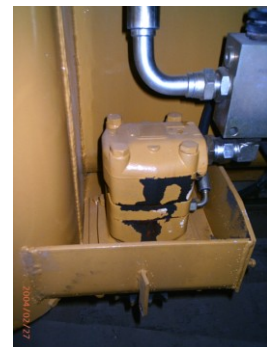
Schakeling: In serie met de pomp en parallel over het 2-2ventiel en drukveiligheid. Het resterende debiet (R) gaat naar de OMV400. Het gecontroleerde debiet (C) naar de OMR100.



→ *Orbitale hydro-motor*

Type: OMV 400 (zie bijlage 4)

Functie: aandrijven van de twee achterste opvoervijzels



Orbitale hydro-motor

Type: OMR 100 (zie bijlage 5)

Functie: Aandrijven van de open horizontale vijzel in de stortbak

De retours van beide motoren komen dan terug samen en leiden zo de olie via het filterelement terug naar het oliereservoir.

→ *Circuitfilter*

Type: MF 4003P25 NB

Merk: MP Filtri Italië

Functie: Onoplosbare onzuiverheden uit de hydraulische vloeistof halen. (foto)



Olierservoir

Type: Algemene constructie door DEWA zelf die aangepast wordt aan de omgeving waar deze moet worden geïnstalleerd.



5.2 Afvoer

→ *Pomp*

Type: PLP 30.34 merk: CASAPPA (zie bijlage 6)

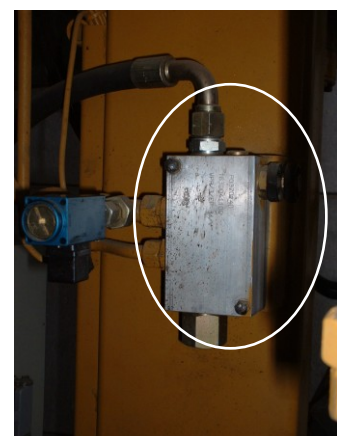
Functie: Het omzetten van een mechanisch vermogen in een hydraulisch vermogen.



→ *Debietsplitser*

Type: VPR/3/EP (zie bijlage 3)
PO 320140

Functie: Deze zorgt ervoor dat het uitgaande debiet van de pomp verdeeld wordt in een bepaalde verhouding over de twee subcircuits.



De twee subcircuits:

- Transportbanden
- Afvoervijzel

Subcircuit 1: Transportbanden

→ *Drukveiligheid*

Type: PO 320209 (zie bijlage 2)

Funcctie: Het subcircuit met al zijn componenten beschermen tegen een te hoog ontwikkelde druk.

Schakeling: Deze component wordt parallel met zijn belasting geschakeld. De werking is precies dezelfde als een 2-2 ventiel. Het enige verschil is het feit dat de toestand *open* ofwel *gesloten* bepaalt wordt door de aanwezige druk in het systeem. Overschrijdt de druk een vooraf ingestelde waarde dan stroomt de olie via de filter terug naar het reservoir.

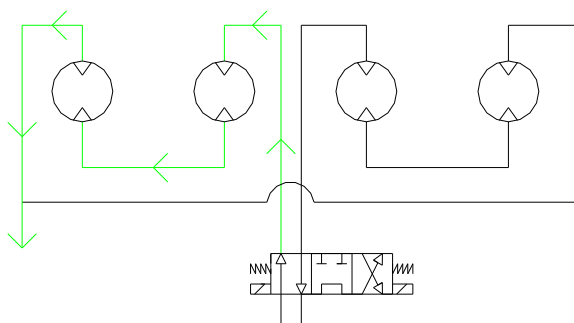
De veiligheid is zo afgesteld dat deze bij een druk van 200 BAR sluit.

→ *4-3 ventiel*

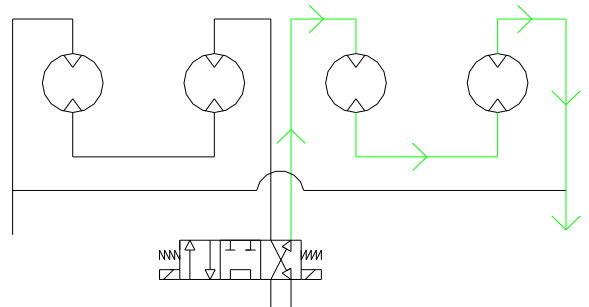
Type: AD 3E04C

(zie bijlage 7)

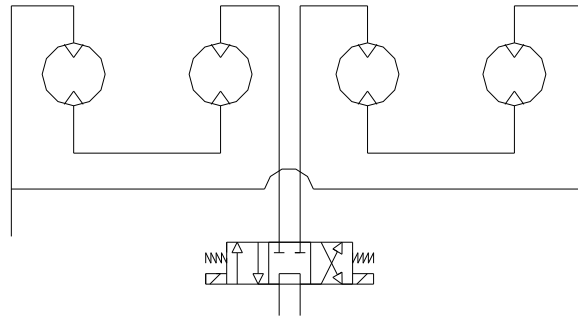
Linkertransportband in werking



Rechtertransportband in werking



Neutrale toestand - geen van beide in werking



Functie: Het afwisselend in- en uitschakelen van de linker- en rechtertransportband.

Schakeling: In serie geschakeld met de belasting.

Na het ventiel volgt weer een splitsing:

- Linker transportband

→ Orbitale hydro-motor

Type: OMR 50 (zie bijlage 5)

Functie: Aandrijven van het vaste deel van de linkertransportband.



→ Orbitale hydro-motor

Type: OMR 50 (zie bijlage)

Functie: Aandrijven van het uitschuifbare deel van de linker transportband.

Deze motoren zijn in serie geschakeld zodat ze synchron t.o.v elkaar werken. Dit is nodig aangezien de beide in het verlengde van elkaar werken.

- Rechter Transportband

→ *Orbitale hydro-motor*

Type: OMR 50 (zie bijlage 5)

Functie: Aandrijven van het vaste deel van de rechtertransportband.

→ *Orbitale hydro-motor*

Type: OMR 50 (zie bijlage 5)

Functie: aandrijven van het uitschuifbare deel van de rechter transportband.

Deze motoren zijn in serie geschakeld om de zelfde reden als de linkerband.

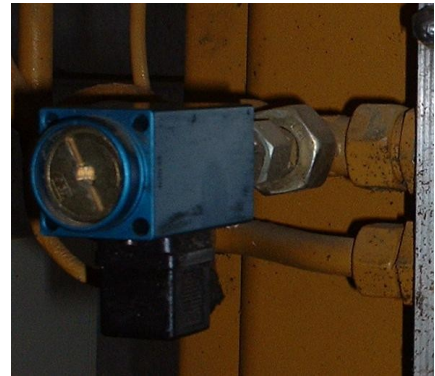
Subcircuit 2: Afvoervijzel

→ *Pressostaat*

Functie: Het opmeten van de aanwezige druk in het circuit. Overstijgt deze een vooraf ingestelde waarde dan schakelt de pressostaat de machine met een elektrisch signaal uit voor 8 seconden. Daarna schakelt deze weer in.

Schakeling: In serie met een conventionele drukveiligheid en de belasting. Hij is zo ingesteld dat hij bij een druk van 175 BAR de machine lam gelegd wordt.

Opmerking: Waarom worden nu een drukveiligheid en een pressostaat na elkaar gemonteerd? Beide hebben toch dezelfde functie?



Wanneer de dwarsliggende afvoervijzel aangekoekt raakt (vastloopt) door bijvoorbeeld vochtige maïs wordt de motor van deze vijzel extra belast door een enorm variërende belasting met als gevolg dat er zich grote drukschommelingen plaatsvinden voor de motor. De pressostaat werd zo ingesteld om de relatief lage drukpieken op te merken. Dus wanneer de vijzel begint aan te koeken is het de bedoeling dat de pressostaat de lage drukschommelingen opmerkt en de machine enige tijd buiten werking stelt. Zo wijst hij er op dat de vijzel nodig dient te worden gereinigd. In sommige gevallen is zo'n lage drukstoot genoeg om een prop weg te werken, zodat de maalmachine normaal kan verder werken. De conventionele drukveiligheid dient om de heel grote drukpieken op te vangen.

→ *Drukveiligheid*

Type: PO 320938 (zie bijlage 2)

Functie: Het subcircuit met al zijn componenten beschermen tegen een te hoog ontwikkelde druk.

Schakeling: Deze component wordt parallel met zijn belasting geschakeld. De werking is precies dezelfde als een 2-2 ventiel. Het enige verschil is het feit dat de toestand *open* ofwel *gesloten* bepaald wordt door de aanwezige druk in het systeem. Overschrijdt de druk een vooraf ingestelde waarde dan stroomt de olie via de filter terug naar het reservoir. De veiligheid is zo afgesteld dat deze bij een druk van 200 BAR sluit.



→ *4-3 ventiel*

Type: AD 5EO4C 2 (zie bijlage 7)

Functie: Het in en uitschakelen van de dwarsliggende afvoervijzel of omkeren van draaizin.

De componenten 5.2.10 en 5.2.11 worden ook hier aan elkaar gemonteerd.

→ *Orbitale motor*

Type: OMS 100 (zie bijlage 8)

Functie: Aandrijven van de dwarsliggende afvoervijzel.

De beide retourleidingen van de subcircuits verenigen zich dan, zodat de olie via het filterelement (F) terug naar het reservoir kan vloeien.

5.3 Aanvoer

→ *Pomp*

Type: PLP 30.34 merk: CASAPPA (zie bijlage 6)

Functie: Het omzetten van een mechanisch vermogen in een hydraulisch vermogen.



→ *Drukgecompenseerde debietsplitser*

Type: VPR/3/EP34/V (zie bijlage 3)

Functie: Deze zorgt ervoor dat het uitgaande debiet van de pomp verdeeld wordt in een bepaalde verhouding over de twee subcircuits.

De twee subcircuits:

- Aanvoervijzels
- Sturing van de transportbanden

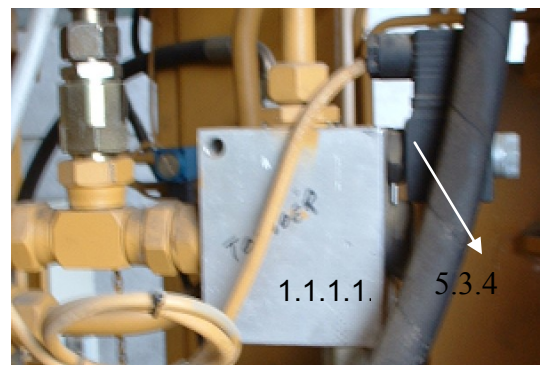
Subcircuit 1: Aanvoervijzels

De eerste component in dit circuit is opnieuw een samengesteld component dat bestaat uit een drukveiligheid en een 2-2 ventiel.

→ *Drukveiligheid*

Functie: Het subcircuit met al zijn componenten beschermen tegen een te hoog ontwikkelde druk.

Schakeling: Deze component wordt parallel met zijn belasting geschakeld. De werking is precies dezelfde als een 2-2 ventiel. Het enige verschil is het feit dat de toestand *open* ofwel *gesloten* bepaald wordt door de aanwezige druk in het systeem. Overschrijdt de druk een vooraf ingestelde waarde dan stroomt de olie via de filter terug naar het reservoir.



De veiligheid is zo afgesteld dat deze bij een druk van 200 BAR sluit.

→ *2-2 ventiel*

Functie: In- en uitschakelen van het subcircuit.

Schakeling: Het ventiel wordt na de pomp geschakeld, parallel over de belasting en rechtstreeks verbonden met het reservoir.

Ventiel gesloten:

Het geleverde debiet olie kan zich geen andere weg banen dan naar de belasting toe met als gevolg dat de pomp druk ontwikkelt.

Ventiel open:

Het geleverde debiet olie heeft nu twee mogelijkheden en kiest de weg van de minste weerstand; de olie stroomt rechtstreeks via de filter terug naar het reservoir. De pomp hoeft hierbij geen druk te ontwikkelen door de kleine weerstand.

Type: VMP/VE34/NA/03.TS.S (zie bijlage 2)
PO 200722 (=type drukveiligheid)

→ *Orbitale hydraulische motor*

Type: OMR 160 (zie bijlage 5)

Functie: Aandrijven van de platte toevoervijzel.

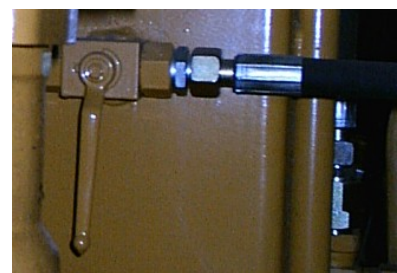


→ *Manuele bolkraan*

Functie: Het overbruggen van de platte toevoervijzel.

Het nut van deze overbrugging wordt uiteen gezet in het hoofdstuk *Sturing*.

Schakeling: Parallel over de motor geplaatst.

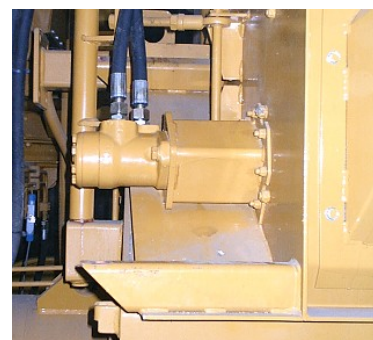


→ *Orbitale hydraulische motor*

Type: OMP 160 (zie bijlage 9)

Functie: Aandrijven van de verdeler van de maïs in de molen.

Schakeling: In serie geschakeld met de motor van de platte toevoervijzel, zodat ze synchroon werken t.o.v. elkaar. Dit is noodzakelijk, omdat ze in elkaars verlengde werken.



→ *Drukgecompenseerde debietsplitser (elektrisch regelbaar)*

Type: 2F3FL10760T (zie bijlage 3)

Functie: Het debiet regelen dat rechtstreeks terug naar het reservoir gaat met als gevolg dat men de snelheid regelt van de motoren die voor de debietregelaar geschakeld zijn.

Schakeling: In serie met de aanvoervijzelmotoren.

Het gecontroleerd debiet (C) vertrekt naar de motor die de schuine toevoervijzel aandrijft. Het resterende debiet (R) vertrekt rechtstreeks naar het olie reservoir.



→ *Orbitale hydraulische motor*

Type: OMS 100 (zie bijlage 8)

Functie: Aandrijven van de verdeler die het toekomstige graan gelijkmatig over de rotor van de maler verdeelt.



Subcircuit 2: Positionering van de transportbanden & op-en neer gaan van de stortbak

→ *Drukveiligheid*

Type: PO 320666 (zie bijlage 2)

Functie: Het subcircuit met al zijn componenten beschermen tegen een te hoog ontwikkelde druk.

Schakeling: Idem zoals bij alle andere drukveiligheden in de hydraulische circuits.

→ *Ventielblok*

Type: PBM 6/HGM/VMP/R (zie bijlage 7)

Bijzonderheid: de ventielblokken van dit merk bestaan uit drie verschillende delen

- een basisplaat
- de ventielen (componenten B'')
- een drukveiligheid (component A'')

Men start met de basisplaat en drukveiligheid. Daartussen kan men dan het gewenste aantal ventielen monteren. (Algemene info over dit component: zie bijlage)

→ Dubbelwerkende cilinder

Functie: Omhoog en omlaag bewegen van de stortbak.

Bijzonderheid: terugslagklep

→ Enkelwerkende cilinder

Functie: Omhoog en omlaag bewegen van de linkertransportband.

Bijzonderheid: terugslagklep

→ Enkelwerkende cilinder

Functie: Omhoog en omlaag bewegen van de rechtertransportband.

Bijzonderheid: terugslagklep

→ Orbitale hydraulische motor

Type: EPRM 315 (zie bijlage 10)

Functie: Zwenken van de linkertransportband.

Bijzonderheden:

- Dit is een speciale hydraulische motor (1), omdat hij een bijzondere afdichting bezit. Dit is nodig omdat hij werkt onder een druk van 35Bar.
- Op deze motor is een planetaire reductiedoos (2) gemonteerd met een verhouding van 1 op 100. (zie foto)

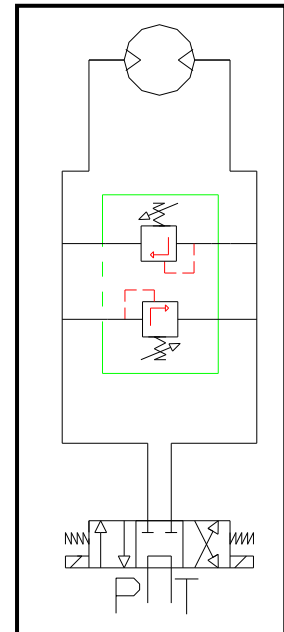


Functie: Dit is nodig omdat het gevraagde koppel van de belasting veel te groot is voor de gemonteerde motor. Een hydraulische motor die dit koppel rechtstreeks zou kunnen leveren is gewoonweg onbetaalbaar. Het plaatsen van een reductiedoos ertussen is financieel gezien geschikter.

Bij het zwenken van de transportbanden stelt zich nog een ander probleem. Doordat de banden een relatief grote massa hebben, zullen deze bij het stoppen van het zwenkmanoeuvre de neiging hebben om door te draaien door traagheid. Dit kan drukpieken als gevolg hebben en deze kunnen schadelijk zijn voor het circuit. Om dit te verhelpen wordt een speciale component parallel over de zwenkmotor geschakeld. (zie nevenstaand schema)

Beschrijving component: De component is samengesteld uit twee instelbare drukveiligheden die parallel en tegengesteld geschakeld zijn t.o.v. elkaar. Dit alles is in een blok geïntegreerd. (zie foto)

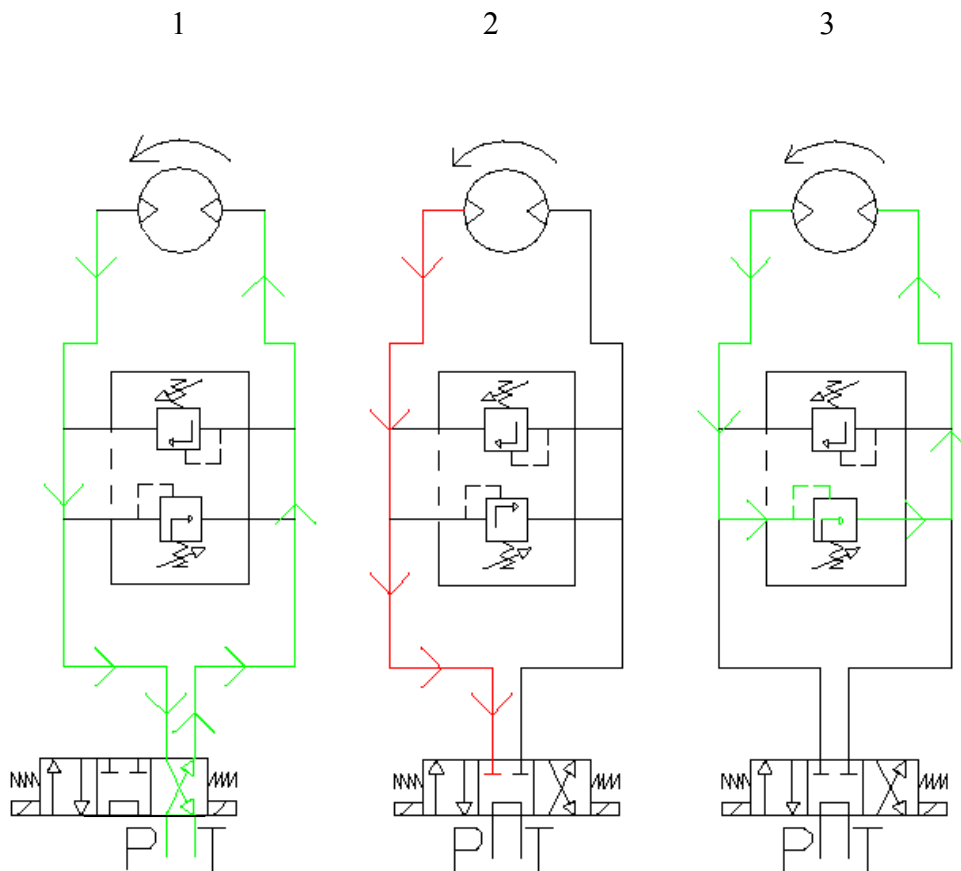
Functie: Het onschadelijk maken van drukpieken t.g.v. traagheid van de transportbanden.



Algemeen schema

(component geïntegreerd in het bestaande circuit)

Werkingsprincipe:

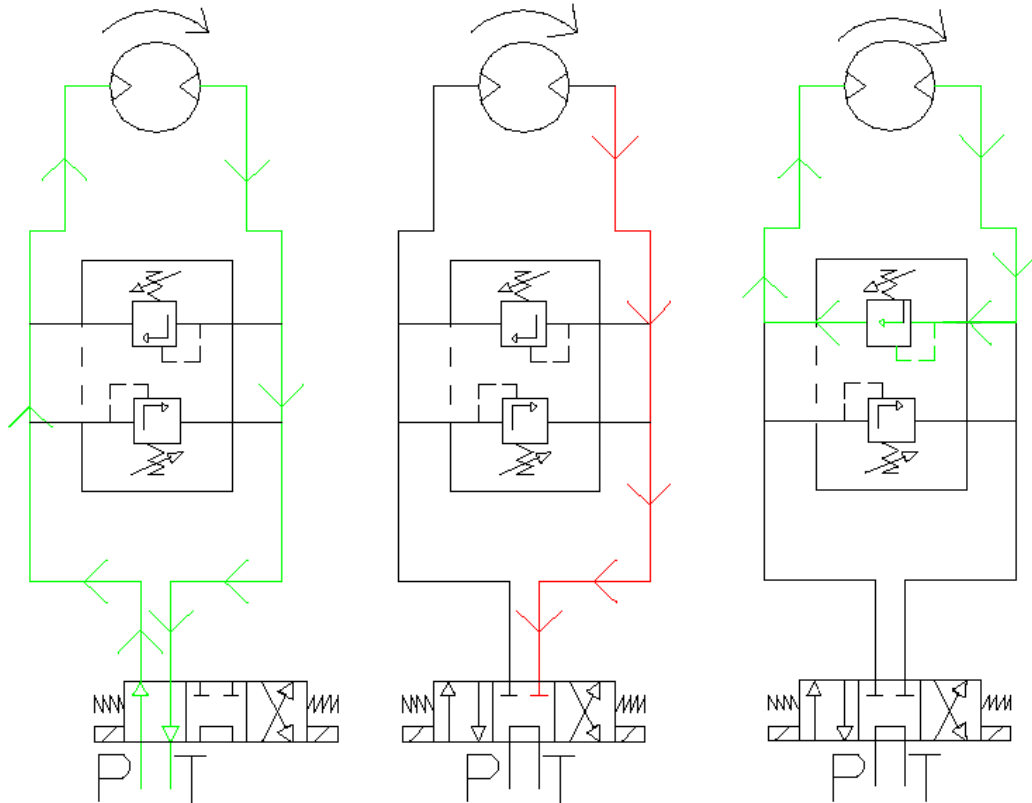


- 1 - Men wil een zwenkmanoeuvre uitvoeren in een bepaalde richting en schakelt hiervoor het 4-3 ventiel in de correcte positie.
 - De pomp ontwikkelt druk en laat bijgevolg de motor draaien; de band zwenkt.

- 2 - Men wil nu het manoeuvre stoppen en schakelt het ventiel in de neutrale stand.
 - Doordat de band een relatief grote massa heeft (dus traagheid), wil deze niet onmiddellijk stoppen en draait verder.
 - Het gevolg is dat nu niet de pomp de motor aandrijft, maar de transportband.
 - Gezien we nu een omgekeerde aandrijving verkrijgen (motor – transportband) zal de motor zich gedragen als een hydraulische pomp. (zie theoretische uiteenzetting betreffende pompen en motoren)
 - Hierdoor zal de motor olie van zich weg pompen, maar die kan nergens weg door de neutrale stand van het ventiel.
 - Er ontstaat een drukpiek.

- 3 - Wanneer de piek een bepaalde waarde overschrijdt zal een van de twee drukveiligheden van de component schakelen. Dit zal ervoor zorgen dat de weggepompte olie een doorgang vindt naar de zuigopening van de motor.
 - Als de band in zwenksnelheid afneemt, zal ook de piek stelselmatig verminderen. Hierdoor zal de drukveiligheid terug openen en zal de band tot stilstand gebracht worden door de reactiekracht van de olie die geen doorgang meer vindt.

Dit is hetzelfde werkingsprincipe, maar voor de andere draaizin.



→ Orbitale hydraulische motor

Type: EPRM 315 (zie bijlage 10)

Functie: Zwenken van de rechtertransportband.

Opmerking:

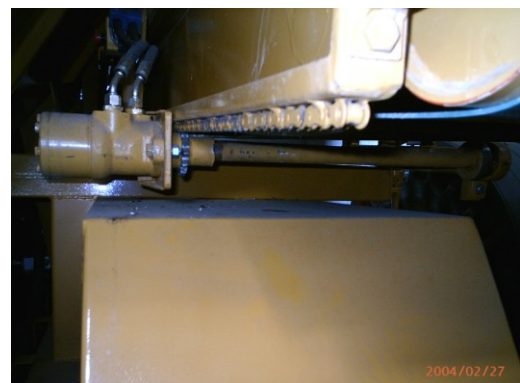
- Dezelfde als bij de linkertransportband.
- Dezelfde als bij de linkertransportband.

→ Orbitale hydraulische motor

Type: EPRM 315 (zie bijlage 10)

Functie: In- en uitschuiven van de linkertransportband.

Opmerking: Deze motor is niet van de gebruikelijke fabrikant, omdat deze een speciale as-afdichting nodig heeft.



→ *Orbitale hydraulische motor*

Type: EPRM 315(zie bijlage 10)

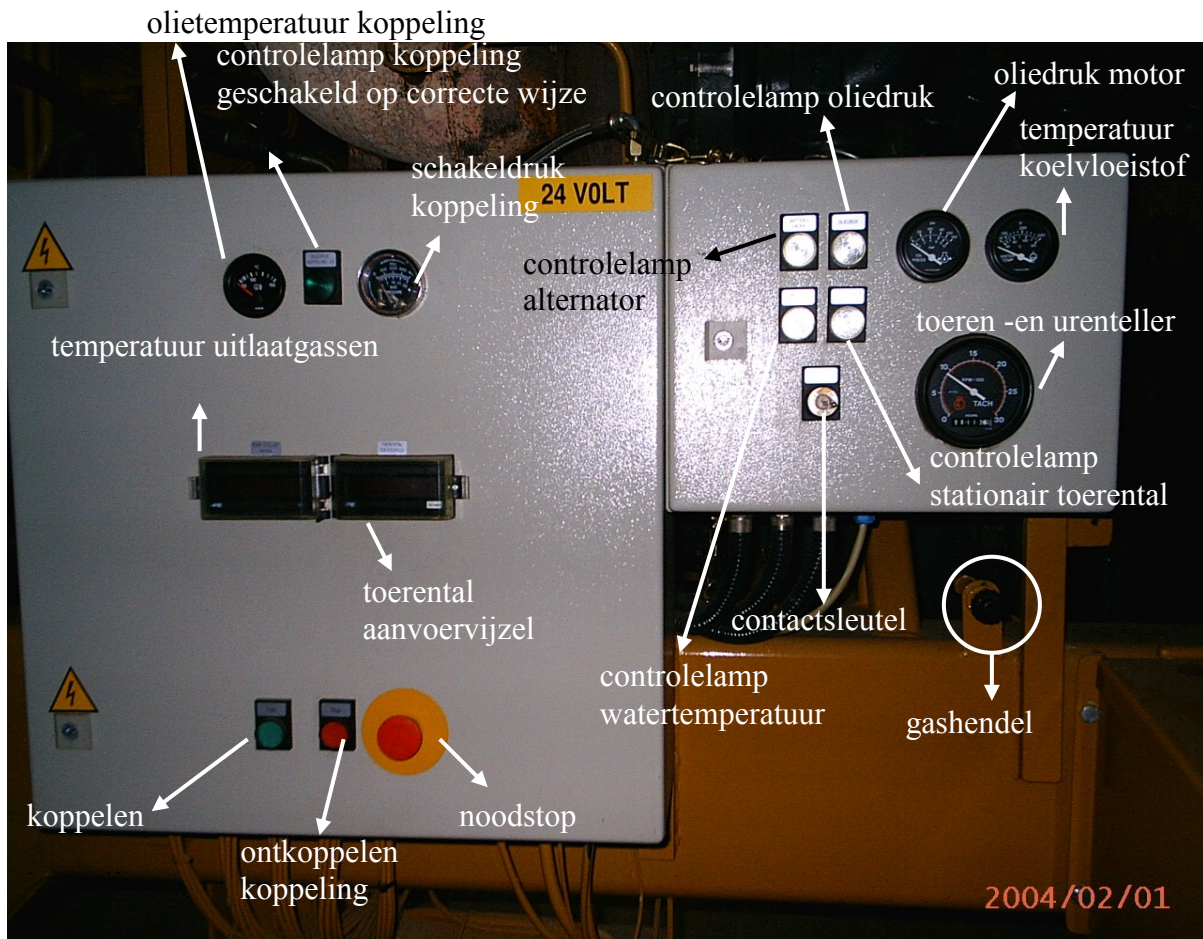
Functie: In- en uitschuiven van de rechtertransportband.

Opmerking: Dezelfde als bij de linkertransportband.

De retourleidingen (T) verenigen zich dan, zodat ook hier alle olie terug naar het reservoir kan vloeien via het filterelement(F).

6 Sturing

6.1 Besturing-bediening



6.2 Opstartprocedure

6.2.1 Het starten van de krachtbron

Op de contactsleutel vindt men 3 standen terug: 0, 1 en start

Om de diesel te starten draait men de sleutel van 0 naar 1 om contact te geven (wanneer men contact geeft, branden volgende controlelampjes: stationair toerental en alternator)

Draait men de sleutel door naar start dan schakelt men de starter in, laat deze draaien tot de diesel gestart is.

Opmerking:

Men houdt best de start–positie enkele seconden aan nadat de diesel gestart is om het terug stilvallen van de diesel te vermijden (dit is normaal bij diesels van zo'n kaliber).

6.2.2 De inschakeling van de koppeling

Men drukt op de knop *inschakelen koppeling start* = groene knop)

Dan moet men even wachten totdat bevestigd wordt dat de koppeling correct geschakeld is. Deze bevestiging verkrijgt men door het controlelampje *koppeling correct geschakeld*. Pas nu mag men het toerental van de diesel verhogen. Wacht men niet op de bevestiging dan zal de koppeling automatisch gaan ontkoppelen van zodra de diesel een hoger toerental krijgt (van zodra men dus gas heeft). Dit is de befaamde schakeldrukveiligheid.

Opmerking:

Voor men de koppeling inschakelt, laat men best de motor een periode draaien op het stationaire toerental. Dit is goed voor de motor, zodat hij enigszins opgewarmd is voor hij een groter vermogen moet leveren maar, dit is vooral belangrijk voor de opwarming van de olie in de koppeling. Bij een grotere temperatuur verkrijgt deze een kleinere viscositeit (vloeibaar) met als gevolg dat de koppeling gemakkelijker schakelt. Dit bepaalt hoelang men moet wachten op de bevestiging van *correcte schakeling*. Eens de koppeling geschakeld kan men alle functies uitvoeren.

6.3 Malen

Het malen zelf gebeurt bij een toerental van 2100min^{-1} .

Om in grote stappen gas te geven kan men de hendel uittrekken door de knop op de hendel in te duwen en daarna te trekken. Om het toerental in zeer kleine stappen te verhogen of verlagen kan men ook aan de gashendel draaien. Zo wordt de hendel gelijkmatig en in kleine stappen verplaatst.

➔ *Bijzonderheden bij het malen*

Opstopping van de toevoer:

Deze procedure dient om bij verstopping van de toevoer het systeem apart terug te kunnen opstarten.

Men gaat als volgt te werk:

- de toevoer (op de afstandsbediening) afleggen
- gedurende ongeveer 10 sec op de min-knop van het debiet duwen.
- de bolkraan verzetten (openzetten, zodat hij olie doorlaat)
- de toevoer terug aan zetten. Nu zal enkel de tweede motor draaien. Dit is de motor van de platte vijzel, die het dichtste bij de molen. Dus de eerste motor zal nu niet draaien, omdat de olie over de bolkraan passeert en de derde motor (die het graan verdeelt in de molen) zal ook niet draaien omdat de debietsplitser volledig dicht is en bijgevolg al de olie over de R poort gaat en rechtstreeks terug naar het reservoir steekt. Alle druk kan bijgevolg naar die ene motor van de platte vijzel gaan. Hij kan bijgevolg een groter vermogen ontwikkelen om de verstopping te verorberen. Eens de motor terug normaal draait, kan men verder gaan met de procedure.
- de bolkraan nu geleidelijk aan terugzetten (dichtzetten zodat er geen olie meer doorkan). De eerste motor zal terug beginnen draaien. Laat deze nu draaien tot hij leeg is. Deze motor kan opnieuw de volledige druk opnemen.
- Nu moet men enkel nog het debiet geleidelijk aan opdrijven tot het gewenste regime terug bereikt is.

6.4 Stopprocedure

Men legt de aanvoer van graan stil terwijl men door gaat men met malen. Zo zorgt men ervoor dat alle graan dat zich nog in de maler bevindt gemalen en afgevoerd wordt. Je zorgt er gewoon voor dat er zich geen graan meer in de maler bevindt, want dit zou voor grote problemen zorgen als men de machine terug zou willen opstarten.

Wanneer men ziet dat er niets meer van gemalen stof wordt afgevoerd kan men veronderstellen dat de maler zo goed als leeg is. Men kan nu alle hydraulische functies stilleggen. Je reduceert het toerental terug naar het stationair toerental, duwt op de rode knop *ontkoppelen koppeling (stop)* en je legt de motor stil door gewoon de contactsleutel terug te draaien op 0.

Opmerking:

Men wacht best met de motor stil te leggen totdat de maler volledig tot stilstand gekomen is, omdat het smeersysteem van de maler en cardanas aangedreven wordt door de motor.

7 De afstandsbediening

De draadloze afstandsbediening wordt gebruikt om van op afstand de machine te besturen. (Dit is een groot voordeel gezien het immense lawaai van de machine.) Dit houdt in: de transportbanden regelen, het debiet van de toevoervijzels regelen, de toevoer- en afvoervijzels aan- en uitschakelen, alle vijzels stilleggen door de afstandsbediening uit te schakelen of met andere woorden alle hydraulische functies. Men kan de transportbanden en de vijzels (uitgezonderd de vijzels in de stortbak) enkel bedienen met de afstandsbediening. Wanneer men wil beginnen te malen, moet men eerst de afvoer inschakelen en dan pas de toevoer. Dit is om opstopping te voorkomen. Wanneer men toch eerst de toevoer inschakelt, zal er niets gebeuren totdat men de afvoer ook inschakelt.

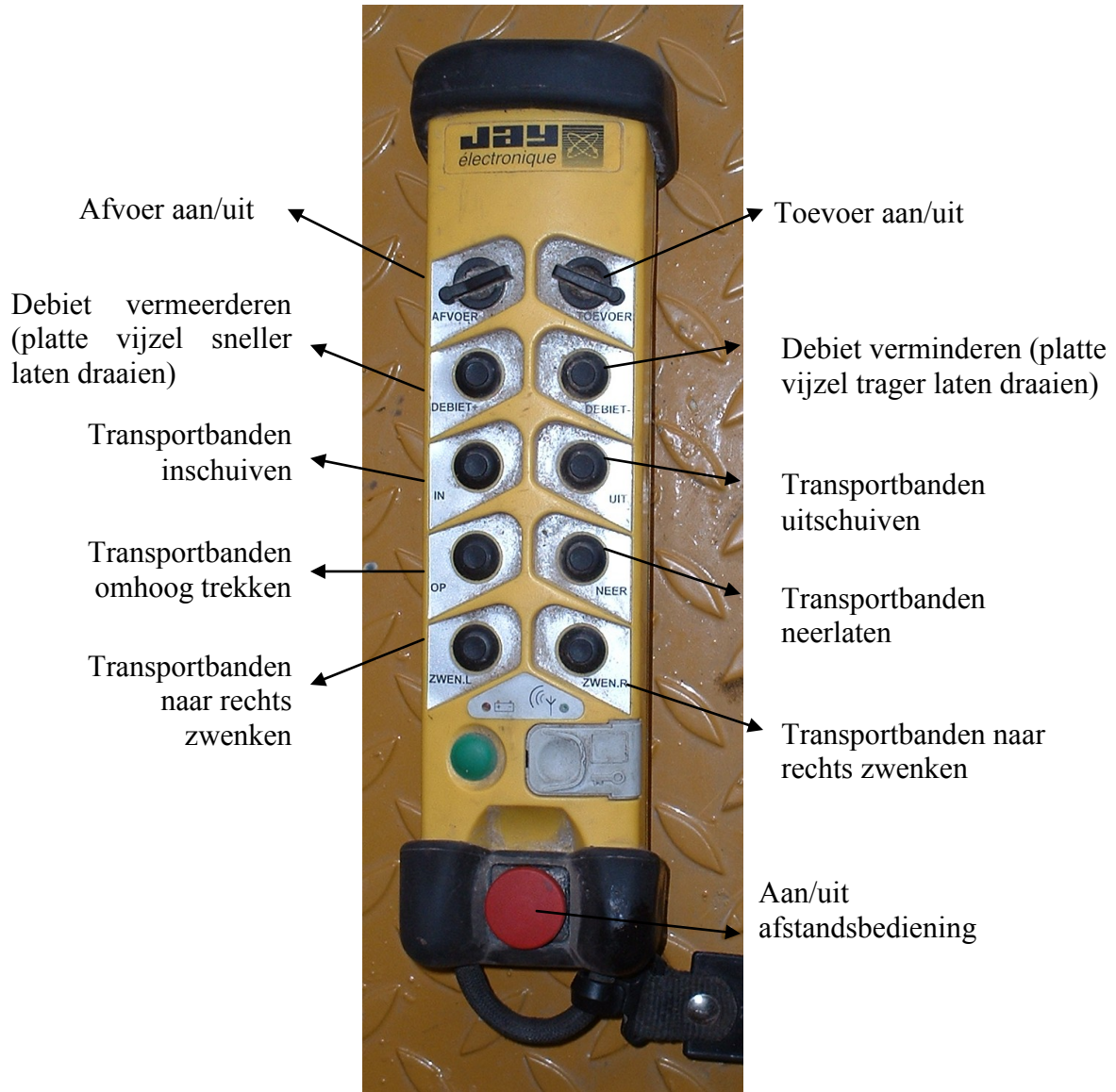
Maar om de afstandsbediening te kunnen gebruiken moet men een bak met antenne (ontvanger) inpluggen op de machine (zie onderstaande foto). Deze ontvanger kan men aan beide kanten van de machine inpluggen. Dit is afhankelijk van de gewenste afvoerkant. Men moet hem inpluggen aan dezelfde kant waar men de transportbanden wil gebruiken. Dit is zo gerealiseerd, omdat de beide transportbanden niet tezamen kunnen werken. Wanneer men dan de andere transportband nodig heeft, hangt men de ontvanger gewoon aan de andere kant van de machine (aan de andere kant inpluggen).



Als men, per toeval of opzettelijk, de afstandsbediening uitschakelt, zullen de vijzels en de transportbanden uitvallen. Dit is dus eigenlijk ook een soort noodstop.

Het bovenstaande is natuurlijk enkel geldig voor een draadloze afstandsbediening. Er bestaat ook nog een met draad. Deze moet men dan gewoon inpluggen waar men anders de *bak* inpluigt.

Op de volgende bladzijde volgt een uitleg over het gebruik van de afstandsbediening.



8 Rendement studie maalderij

Voor we met onze uiteenzetting beginnen, dienen we eerst te verklaren welk domein we bestuderen om daarvan het rendement te bepalen en welk nut het heeft.

8.1 Algemene definitie rendement

Het rendement is de verhouding tussen het afgegeven vermogen en het toegevoegde vermogen. Daarbij is het afgegeven vermogen altijd kleiner dan het toegevoegde vermogen, daarom is het rendement < 1 of respectievelijk 100%.

8.2 Welk rendement van de maalderij bestuderen we

Men kan twee verschillende rendementen van de maalderij berekenen.

8.2.1 *Het totale rendement van de maalderij*

De maalderij wordt aangedreven door een krachtbron. Deze wekt een bepaald vermogen op dat benut wordt voor de primaire en de secundaire belasting (zie aandrijving).

Met het rendement bedoelen we hier de verhouding tussen het opgenomen vermogen van de primaire belasting (maler) en het vermogen dat op de overbrengingsas komt of met andere woorden, het aantal effectieve procenten van het totale vermogen dat benut wordt voor het malen zelf, het doel van de machine.

8.2.2 *Het rendement van het hydraulische systeem (secundaire belasting)*

Dit rendement wordt bepaald door de verhouding tussen het opgenomen vermogen door de secundaire belasting (vermogen ingevoerd langs de hydraulische pompen) en het vermogen dat werkelijk benut wordt voor het verplaatsen van graan en meel.

Het rendement van dit systeem bepaalt in grote mate het totale rendement van de maalderij.

8.3 Waarom berekenen we nu twee verschillende rendementen

Omdat de inhoud van onze geïntegreerde proef een studie is die de vergelijking maakt tussen een maalderij waarvan de secundaire belasting hydraulisch aangedreven wordt en een maalderij waarvan de secundaire belasting elektrisch bekrachtigd aangedreven wordt, moeten we het hydraulische rendement bepalen, zodat we dan een vergelijking kunnen maken tussen de twee verschillende systemen en hier dan de voor- en nadelen van bespreken. Hiervan wordt dan de invloed op het totale rendement besproken. Dit heeft als gevolg dat we dan ook het totale rendement van de maalderij zullen bepalen om een besluit te kunnen vormen.

8.4 Bepalen van het rendement

8.4.1 *Bepalen van het rendement heersend in het hydraulische systeem*

Uit het feit dat een systeem geen rendement van 100% kan halen (zie definitie rendement), kan men besluiten dat er zich vermogensverliezen voordoen. In dit soort systemen doen deze verliezen zich deels voor als leidingweerstand. Het andere deel wordt bepaald door het rendement van de hydraulische pompen, motoren en cilinders.

8.4.2 *Leidingweerstand*

Onder leidingweerstand verstaan we de drukverliezen die in een leiding optreden ten gevolge van de weerstand zowel door de lengte van de leiding als door de bochten, overgangen, wrijving met de wand, terugslagkleppen, debietsplitters, filters, schakelventielen, ...

De weerstandsverliezen zijn afhankelijk van:

- de snelheid van de hydraulische vloeistof in de leiding
- de oppervlakteruwheid van de binnenkant van de leiding
- de viscositeit van de gebruikte hydraulische vloeistof
- de diameter

Merk op dat alle hydraulische componenten worden omgezet in het aantal meters leidingweerstand dat overeenkomt met hun weerstand.

8.4.3 *Rendement van de hydraulische pompen - motoren*

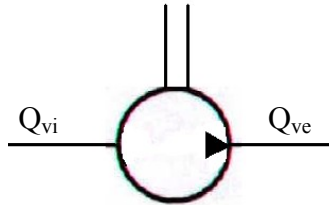
Van elke pomp en motor worden er twee verschillende rendementen bepaald:

- Het volumetrische rendement
- Het hydromechanische rendement

Uit deze twee rendementen bepalen we dan het totale rendement van de pomp of motor.

8.4.3.1 Volumetrisch rendement

De verhouding tussen de effectieve volumestroom q_{ve} en de theoretische volumestroom wordt het volumetrische rendement van een pomp genoemd. Voor een motor moet men deze verhouding omkeren. Het volumetrische rendement wordt uitgedrukt in procenten.



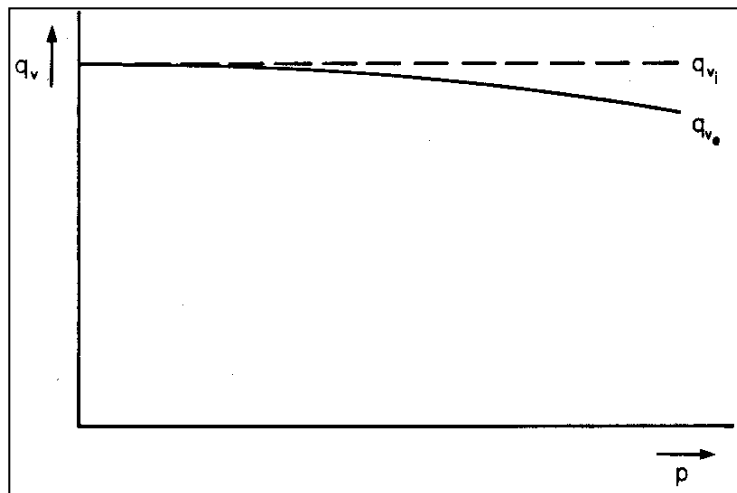
Er geldt:

$$\eta_v = \frac{Q_{ve}}{Q_{vi}}$$

Hierbij wordt dit rendement dus gezien als de verhouding tussen het debiet aan de uitstroomopening en het debiet bij de instroomopening van de pomp - motor. Het verschil tussen deze twee debieten wordt veroorzaakt door volumetrische verliezen in de pomp of motor. Deze verliezen bepalen rechtstreeks de opbrengst van de pomp.

Opbrengstkenmerken:

Dit is een pompkarakteristiek. Men kan besluiten dat het effectieve slagvolume verkleint wanneer de druk stijgt. Dit heeft als gevolg dat de pompopbrengst vermindert bij een zelfde toerental van de pomp; de volumetrische verliezen stijgen in functie van de druk.



8.4.3.2 Hydromechanische rendement

Voor men de uiteenzetting van het hydromechanische rendement kan begrijpen dient men eerst de verschillende draaimomenten die op een pomp of motor inwerken te bestuderen.

Draaimoment:

Het draaimoment van een motor of pomp is het draaimoment aan de as. Het effectieve moment (T_e) is het door de as geleide moment bij een bepaalde druk en temperatuur. Net als bij het theoretische slagvolume (V_i), wordt er hier ook gewerkt met een theoretisch moment T_i . Dit is het draaimoment zonder rekening te houden met de verliezen door wrijving van de vloeistoffen onderling en de wrijving van de mechanische onderdelen. Het hydromechanische rendement van een pomp is de verhouding tussen het theoretische draaimoment en het effectieve draaimoment. Voor een motor is dit net omgekeerd.

Het woord *hydromechanisch* komt vanwege het feit dat hydrodynamische verliezen als gevolg van de stroming door de pompen of motoren en mechanische verliezen als gevolg van de wrijving van mechanische onderdelen in deze componenten een rol spelen.

8.4.3.3 Het totale rendement van pomp of motor

Het totale rendement van een pomp is de verhouding tussen het effectieve hydraulisch vermogen (P_h) en het door de pompas opgenomen vermogen (P_m)

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_m}$$

Deze redenering geldt voor een pomp. Voor een motor is dat iets anders, maar ook hier geldt:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm}$$

9 Metingen

Om te weten te komen welke splitsverhouding de debietsplitters hebben in het hydraulisch systeem hebben we toerentalmetingen uitgevoerd. Deze splitsverhoudingen zijn van groot belang omdat men bij de firma DEWA de debietsplitters geregeld heeft zonder te weten hoe groot het gecontroleerd debiet en het restdebiet werkelijk zijn.

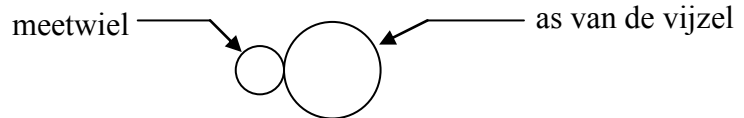
We konden te werk gaan op twee manieren:

- Rechtstreeks op het eindpunt van de draaiende as meten

Wanneer we rechtstreeks op de as meten kunnen we het exacte toerental dat de motor draait aflezen op de toerenteller. Dit gebeurt aan de hand van een opzetstuk die men op de toerenteller moet plaatsen en in het middelpunt van de as moet bevestigen.

- Meten aan de hand van een meetwiel

Als we niet op het uiteinde van een as kunnen meten, dus wanneer de uiteinden beschermd zijn, moeten we meten aan de hand van een meetwiel. Dan moeten we een meetwiel op de toerenteller plaatsen en dit wiel tegen de ronddraaiende as houden. Het toerental dat je nu afleest is niet het toerental waarmee de as draait. Daarvoor moet men nog een kleine berekening maken:



$$\frac{D_1}{n_2} = \frac{D_2}{n_1}$$

Hierbij is:

- D_1 : De diameter van het meetwiel
- D_2 : De diameter van de as
- n_1 : toerental af te lezen op de toerenteller
- n_2 : werkelijk toerental van de as/motor

9.1 Meetresultaten

Snelheidsmetingen op 21/04/'04

Stortbak	Open vijzel		Gesloten vijzel		
	Motor	Vijzel	Motor	Vijzel 1	Vijzel 2
	235	235	915 ø70mm	800 ø60mm	795 (±800) ø60mm
Transportbanden					
Schuine aanvoervijzel	Zelf instelbaar				
Platte aanvoervijzel	Motor	Vijzel	Overbrenging 1 op 1		
	335	335			
Afvoervijzel	Motor	Vijzel	Overbrenging $\frac{8}{11,5}$		

Maalderij CGM 500 in bedrijf

Gegevens opgenomen tijdens de werking

vochtigheid graan	35%	35%	45%
toevoervijzel l/min	152 l/min	200 l/min	137 l/min
debiet ton/uur	46,0 ton/uur	60,5 ton/uur	41,5 ton/uur
stortbak	75 BAR	75 BAR	75 BAR
toevoer → molen	105 BAR	105 BAR	105 BAR
afvoervijzel meel	75 BAR	90 BAR	85 BAR
afvoer transportb.	120 BAR	120 BAR	120 BAR

motor gegevens

toerental motor min⁻¹	1850	1800	1800
temperatuur motor	105	110	110
uitlaat temperatuur	465	490	490

hydraulische gegevens

temperatuur v/d boite	70	80	80
olie temperatuur	72	72	72

Deze gegevens werden opgenomen door de firma DEWA tijdens het maïssezoon.

Drukmetingen: woensdag 14 april

1.Gegevens opgenomen bij 1900 rpm:

(motor op toeren brengen, er is nog niets in werking)

temperatuur motor:	80 °C
temperatuur uitlaatgassen:	210 °C

2.drukken bij werking van alles

verschillende debieten:(*)	320 min ⁻¹	240 min ⁻¹	160 min ⁻¹	80 min ⁻¹
	100%	75%	50%	25%
Stortbak:	30 bar	30 bar	30 bar	30 bar
Toevoer naar de molen:	70 bar	60 bar	60 bar	60 bar
Afvoer vijzel meel:	22 bar	22 bar	22 bar	22 bar
Afvoer transportb.:	80 bar	80 bar	80 bar	80 bar

Toerental motor:	1900 min ⁻¹	1900 min ⁻¹	1900 min ⁻¹	1900 min ⁻¹
Temperatuurmotor:				
Temperatuur uitlaatgassen:	240 °C	240 °C	240 °C	240 °C
Temperatuur olie:	50°C	50°C	50°C	50°C

(*): De debieten worden bepaald aan de hand van het toerental van de schuine toevoervijzel.



Deze drukmetingen hebben we uitgevoerd om te weten te komen hoeveel druk er verloren gaat wanneer de machine zonder belasting werkt.

10 Vermogenberekening en debietbepaling

10.1 Bepalen van het toerental van de hydraulische pompen

Dit is nodig om het debiet van de pompen te kunnen bepalen.

We hebben gezien dat het vermogen voor de secundaire belasting wordt afgetakt van de cardanas die de primaire belasting aandrijft. Deze aftakking gebeurt via een riemoverbrenging. Deze overbrenging heeft echter een verhouding. Waardoor de cardanassen dus niet hetzelfde toerental zullen hebben.

10.1.1 Overbrengingsverhouding van de V-riem

Omtrek drijvende riemschijf = 71 cm (riemschijf 1 → primaire cardanas)

Omtrek gedreven riemschijf = 62 cm (riemschijf 2 → secundaire cardanas)

We weten dat het toerental van de drijvende riemschijf 1900 min^{-1} (primaire cardanas)

We weten vanuit de mechanica dat:

$$\text{Algemeen: } \frac{D_1}{n_2} = \frac{D_2}{n_1}$$

$$\text{Bijzonder: } n_2 = \frac{D_1 \cdot n_1}{D_2}$$

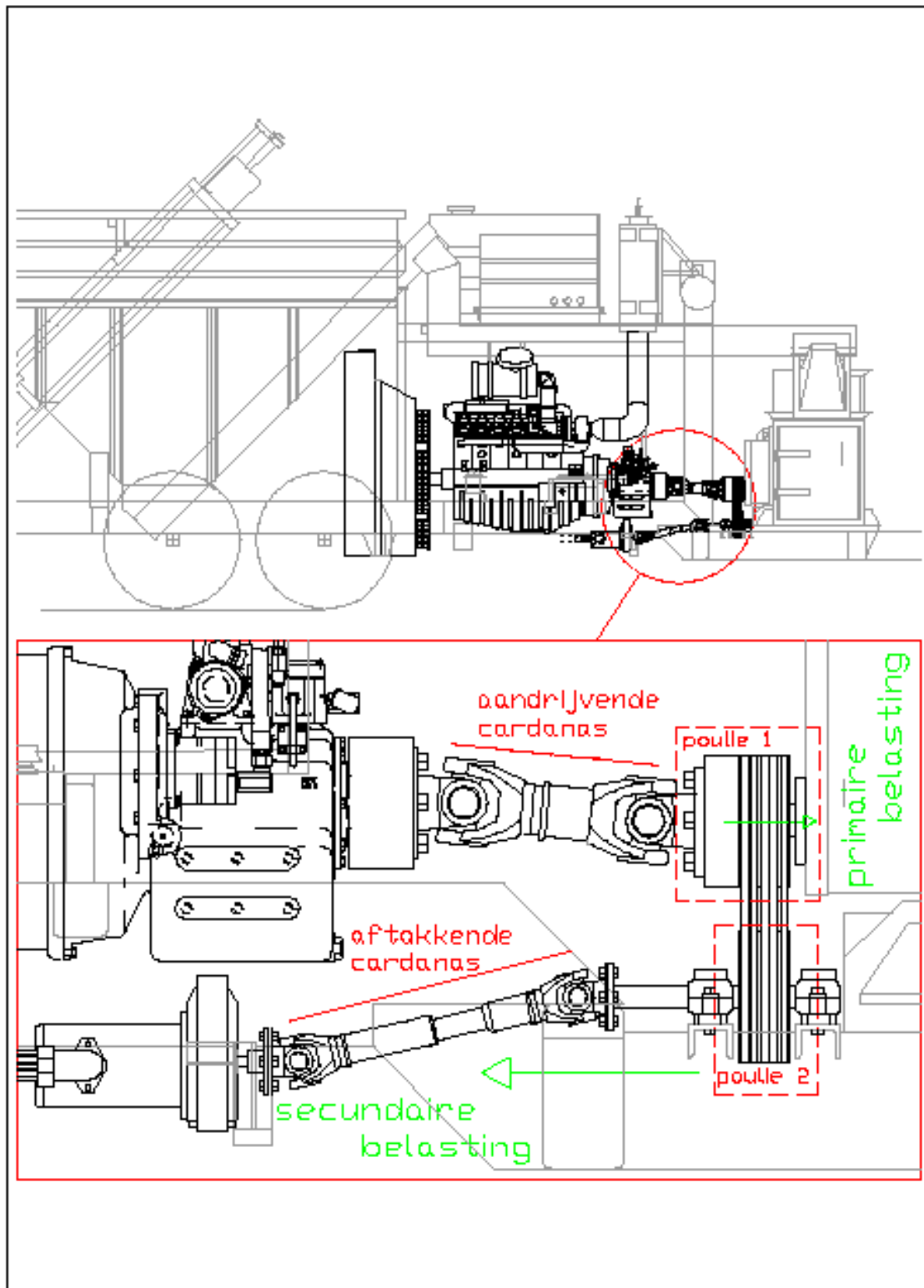
Voor de waarden van de diameter, mogen we ook de omtrek invullen.

$$n_2 = \frac{71 \text{ mm} \cdot 1900 \text{ min}^{-1}}{62 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 2175,81 \text{ min}^{-1}$$

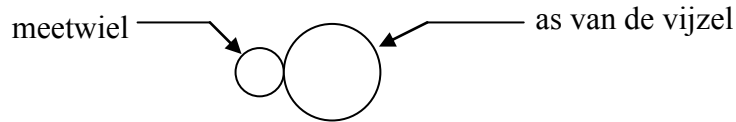
We kunnen besluiten dat de pompen draaien met een toerental van 2175 min^{-1}

Vermogenaf-takking



10.2 Debietbepaling van stortbak

Volgens ons meetapparaat draait de gesloten vijzel aan een toerental van 915 min^{-1} maar dit is niet de waarde waarmee de vijzel draait, dit is de waarde waarmee het wiel van het meetinstrument draait. Door deze verhoudingen te gaan omrekenen kunnen we het werkelijke toerental van de gesloten vijzel weten. (zie uiteenzetting van 'meten')



Diameter vijzel = 70 mm (gemeten waarde)

omtrek meetwiel = 100 mm

$$2 \cdot \pi \cdot r = 100 \text{ mm}$$

$$D = \frac{100 \text{ mm}}{\pi}$$

$D = 31,83 \text{ mm}$ (gemeten waarde van de as van de vijzel)

Algemeen: $\frac{D_1}{n_2} = \frac{D_2}{n_1}$

Bijzonder: $n_2 = \frac{D_1 \cdot n_1}{D_2}$

$$n_2 = \frac{31,83 \text{ mm} \cdot 915 \text{ min}^{-1}}{70 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 416,08 \text{ min}^{-1}$$

Besluit: de gesloten vijzels hebben een toerental van 416 min^{-1}

De gesloten vijzels (de eigenlijke opvoervijzels) worden aangedreven met een OMV 400.

We weten hiervan: inhoud = $400,9 \text{ cm}^3$

$$= 0,4009 \text{ l (dm}^3\text{)}$$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$416 \text{ min}^{-1} \cdot 0,4009 \text{ l} = 166,7744 \text{ l/min}$$

De open vijzel draait aan 235 min^{-1} . Dit is de effectieve rotatiefrequentie van de vijzel omdat we hier rechtstreeks op de as konden meten.

De open vijzel wordt aangedreven door een OMR 100

We weten hiervan: inhoud = $99,8 \text{ cm}^3$

$$= 0,0998 \text{ l (dm}^3\text{)}$$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$235 \text{ min}^{-1} \cdot 0,0998 \text{ l} = 23,453 \text{ l/min}$$

Het inkomende debiet in de debietregelaar is dus de som van de 2 juist berekende debieten.

$$23,453 \text{ l/min} + 166,7744 \text{ l/min} = 190,2274 \text{ l/min}$$

Deze waarde zou dus moeten overeenkomen met het debiet dat de pomp levert.

Als we dit controleren:

het geleverde debiet van de pomp is:

Algemeen: $Q = V \cdot \eta \cdot n \cdot 10^{-3}$ (in deze formule wordt rekening gehouden met de lekverliezen van de pomp als gevolg van drukontwikkelingen → volumetrisch rendement)

bijzonder: $Q = 90,96 \text{ l} \cdot 0,98 \cdot 2175 \text{ min}^{-1} \cdot 10^{-3}$

$$Q = 193,88 \text{ l/min}$$

Stortbak oplossing autocad

10.3 Debiet bepaling van de afvoer

10.3.1 de afvoervijzel

De gemeten waarde van de afvoervijzel is 335 min^{-1} . Dit is het effectieve toerental van de vijzel doordat we ook hier rechtstreeks op de vijzelas konden meten, maar de motor draait niet met dit toerental. Dit is komt omdat er een kettingoverbrenging plaatsvindt tussen de vijzel en de motor. Deze ketting overbrenging heeft een verhouding van $\frac{8}{11,5}$. Hiermee kunnen we dus het toerental van de motor gaan bepalen.

Dus het toerental van de hydraulische motor bedraagt: $335 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{8}{11,5} = 481,56 \text{ min}^{-1}$.

De hydraulische motor is van het type OMS 100.

We weten hiervan: inhoud = 100 cm^3
 $= 0,1 \text{ l (dm}^3)$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$481,56 \text{ min}^{-1} \cdot 0,1 \text{ l} = 48,156 \text{ l/min}$$

10.3.2 De transportbanden

De gemeten waarde bedraagt 480 min^{-1} . Dit is het effectieve toerental van de afvoerrol. Terug omdat we ook hier rechtstreeks op de as konden meten. Er is ook een rechtstreekse overbrenging van de motor naar de rol, dus het toerental van de rol is gelijk aan het toerental van de motor.

De hydraulische motor van de rol is van het type OMR 50.

We weten hiervan: inhoud = $51,6 \text{ cm}^3$
 $= 0,0516 \text{ l (dm}^3)$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$480 \text{ min}^{-1} \cdot 0,0516 \text{ l} = 24,768 \text{ l/min}$$

Het inkomende debiet in de debietregelaar is dus de som van de 2 juist berekende debieten.

$$24,768 \text{ l/min} + 48,156 \text{ l/min} = 72,924 \text{ l/min}$$

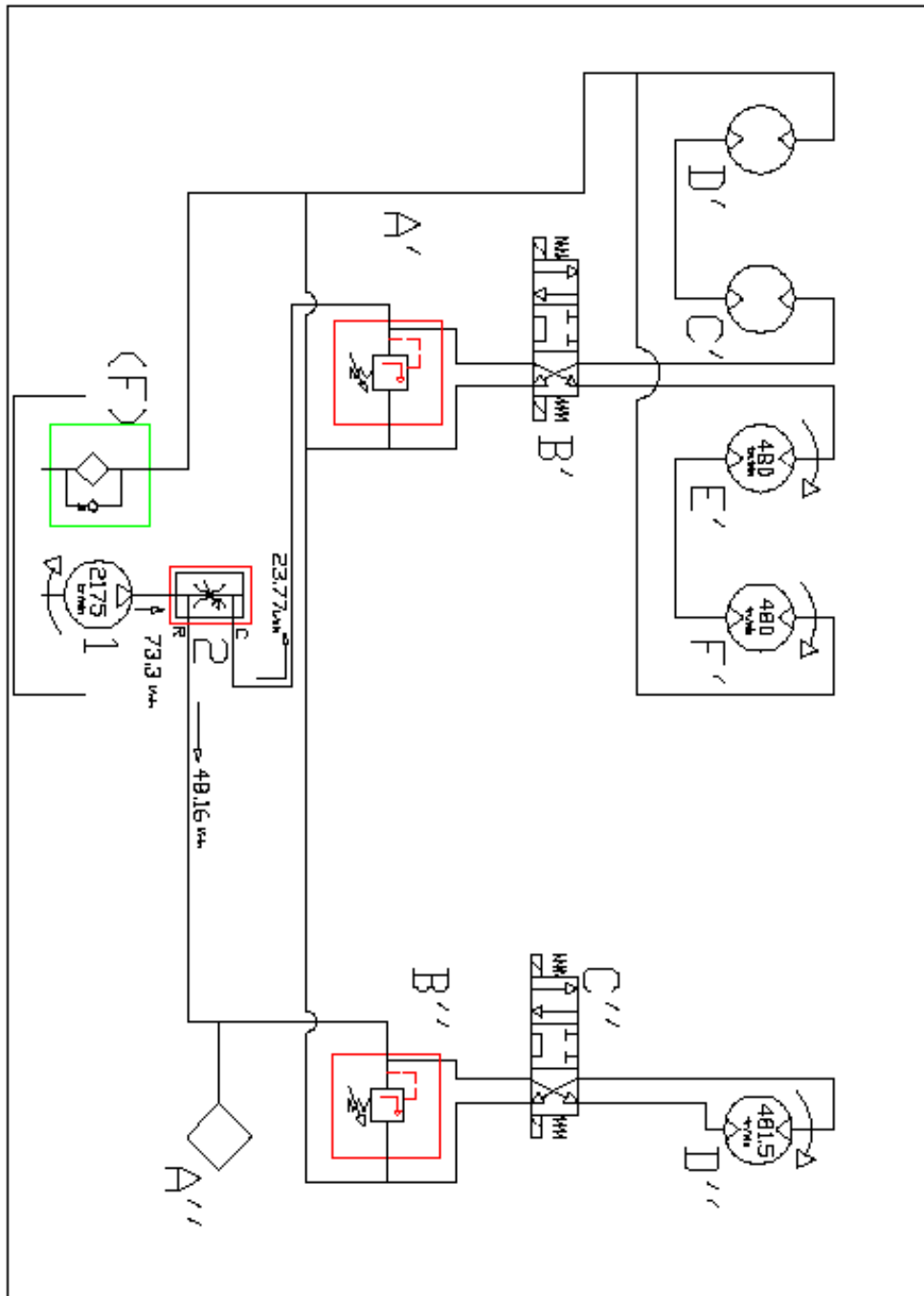
Deze waarde zou dus moeten overeenkomen met het debiet dat de pomp levert.

Als we dit controleren:

het geleverde debiet van de pomp is:

Algemeen: $Q = V \cdot \eta_v \cdot n \cdot 10^{-3}$

bijzonder: $Q = 34,39l \cdot 0,98 \cdot 2175 \text{ min}^{-1} \cdot 10^{-3}$
 $Q = 73,3 \text{ l/min}$



10.4 Debiet bepaling aanvoer

10.4.1 De platte toevoervijzel

Deze vijzel is niet regelbaar in snelheid. En draait dus met een constant toerental.

De gemeten waarde van de rotatiefrequentie bedraagt 335 min^{-1} . Dit is de effectieve waarde. De overbrenging tussen de motor en de vijzel bedraagt 1 op 1 daaruit volgt dat het toerental van de motor en de vijzel gelijk zijn.

De hydraulische motor is van het type OMR 160.

We weten hiervan: inhoud = $159,6 \text{ cm}^3$

$$= 0,1596 \text{ l (dm}^3\text{)}$$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$335 \text{ min}^{-1} \cdot 0,1596 \text{ l} = 53,466 \text{ l/min}$$

We weten dat de hydraulische motor die het mechanisme aandrijft om het graan te verdelen in de molen in serie staat met de motor die de platte toevoervijzel aandrijft. Met deze gegevens kunnen we dus het toerental van de verdeler bepalen.

(doordat de verdeler in de maler zelf werkt spreekt het voor zichzelf dat we hier geen RPM – meting konden uitvoeren)

De hydraulische motor is van het type OMP 160.

We weten hiervan: inhoud = $155,7 \text{ cm}^3$

$$= 0,1557 \text{ l (dm}^3\text{)}$$

$$n = \frac{53,466}{0,1557}$$

$$n = 343,4 \text{ min}^{-1}$$

10.4.2 De schuine toevoervijzel

Het toerental van de aanvoervijzel (schuin) is regelbaar. Deze moesten we niet meten want de rotatiefrequentie wordt op de machine gemeten en op een display op het bedieningspaneel weergegeven.

We bepalen het debiet bij verschillend ingestelde snelheden.

→ Bij 320 min^{-1}

De hydraulische motor is van het type OMS 100.

We weten hiervan: inhoud = 100 cm^3

$$= 0,1 \text{ l (dm}^3)$$

Tussen de vijzel en motor zit wel een overbrengingsverhouding van $\frac{11}{17}$

Omdat het toerental van de motor hoger is dan die van de vijzel moet je vermenigvuldigen met $\frac{17}{11}$. Het toerental van de motor bedraagt dus: $320 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{17}{11} = 494,54 \text{ min}^{-1}$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$494,54 \text{ min}^{-1} \cdot 0,1 \text{ l} = 49,454 \text{ l/min}$$

→ Bij 240 min^{-1}

Tussen de vijzel en motor zit wel een overbrengingsverhouding van $\frac{11}{17}$. Omdat het toerental van de motor hoger is dan die van de vijzel moet je vermenigvuldigen met $\frac{17}{11}$.

Het toerental van de motor bedraagt dus: $240 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{17}{11} = 370,9 \text{ min}^{-1}$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$370,9 \text{ min}^{-1} \cdot 0,1 \text{ l} = 37,09 \text{ l/min}$$

→ Bij 160 min^{-1}

Tussen de vijzel en motor zit wel een overbrengingsverhouding van $\frac{11}{17}$. Omdat het toerental van de motor hoger is dan die van de vijzel moet je vermenigvuldigen met $\frac{17}{11}$.

Het toerental van de motor bedraagt dus: $160 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{17}{11} = 247,27 \text{ min}^{-1}$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$247,27 \text{ min}^{-1} \cdot 0,1l = 24,727 \text{ l/min}$$

→ Bij 80 min^{-1}

Tussen de vijzel en motor zit wel een overbrengingsverhouding van $\frac{11}{17}$. Omdat het toerental van de motor hoger is dan die van de vijzel moet je vermenigvuldigen met $\frac{17}{11}$.

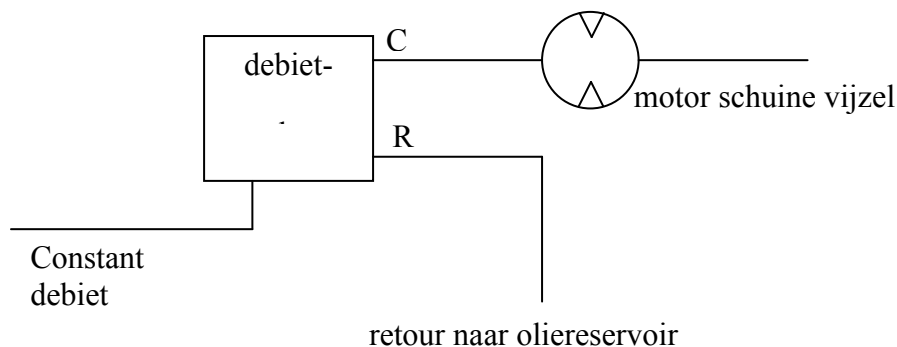
Het toerental van de motor bedraagt dus: $80 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{17}{11} = 123,63 \text{ min}^{-1}$

Ingangsdebiet op de motor is dus:

$$123,63 \text{ min}^{-1} \cdot 0,1l = 12,363 \text{ l/min}$$

Opmerkingen:

Bij de schuine toevoervijzel hadden we verschillende snelheden ingesteld. Bij iedere snelheid bekwamen we een ander ingangsdebiet. De vraag is dan, hoe kan dit als de pomp toch continue het zelfde debiet blijft pompen? We verklaren het aan de hand van onderstaande tekening:



Iedere snelheid heeft dus een andere splitsverhouding.

Bij elke snelheid gaat er langs de retour telkens een ander debiet terug naar het reservoir.

het geleverde debiet van de pomp is:

$$\text{Algemeen: } Q = V \cdot \eta_v \cdot n \cdot 10^{-3}$$

$$\text{bijzonder: } Q = 34,39l \cdot 0,98 \cdot 2175 \text{ min}^{-1} \cdot 10^{-3}$$

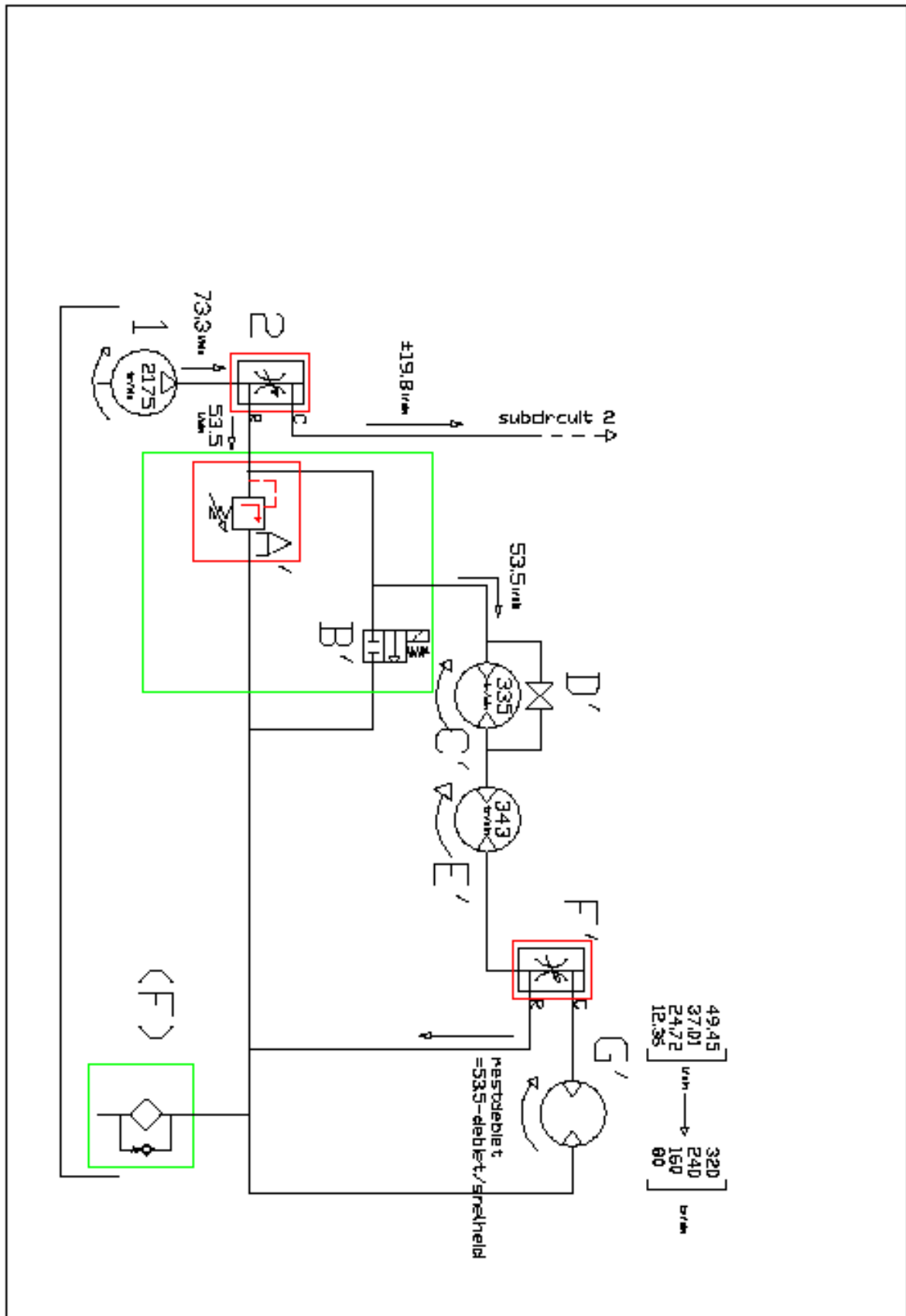
$$Q = 73,3 \text{ l/min}$$

Hier kunnen we de controle niet uitvoeren omdat we het debiet van het tweede subcircuit niet hebben kunnen bepalen.

Opmerking:

Telkens we de som van de debieten maakten om deze te vergelijken met het totaal geleverde debiet van de pomp dan konden we iets opmerken. Namelijk dat de som altijd enkele liters minder was dan het geleverde pompdebiet.

Hier kunnen we besluiten dat alle berekende debieten (met uitzondering van de pompdebieten) iets te weinig zijn dan in de werkelijkheid. Dit komt doordat we in onze berekeningen het verlies dat zich in de motoren plaats vindt (volumetrisch rendement) niet in rekening konden brengen.



10.5 Vermogenberekening

10.5.1 Circuit 1: stortbak

Welk vermogen berekenen we hier?

Het vermogen dat men moet leveren aan de as van de pomp om de twee grote opvoervijzels en de kleine open vijzel aan de drijven in diverse gevallen. Met andere woorden het vermogen dat de diesel moet leveren aan de pompas.

Eerst zullen we het vermogen gaan berekenen die de diesel aan de pomp levert wanneer het graan nog niet boven de opvoervijzel van de stortbak is. We spreken hier dan ook over het beste geval, want het is logisch dat wanneer het graan gestegen is tot boven de opvoervijzel, de vijzel veel meer weerstand ondervindt met als gevolg dat er meer vermogen zal vereist zijn om het graan in de stortbak te kunnen brengen.

Algemeen: $P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$ (in deze formule wordt het vermogen in rekening gebracht die verloren gaat in de pomp → totaal rendement)

Δp = drukverschil (Bar)

V = cilinderinhoud (cm^3)

n = pomptoeental (min^{-1})

P = vermogen (kW)

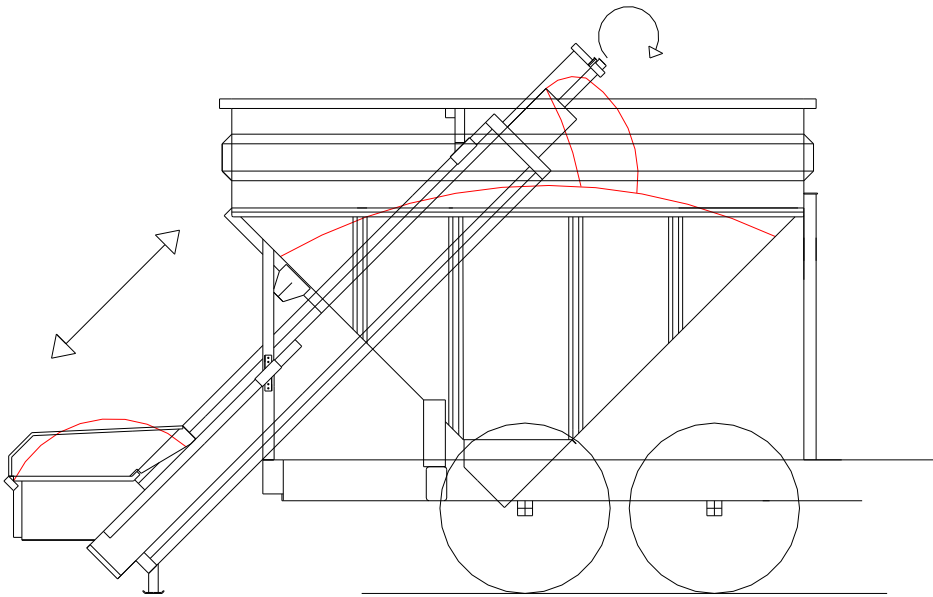
η_t = totaal rendement van de gebruikte pomp
(fabrikant garandeert 88%)

Bijzonder: we nemen voor $\Delta p = 75\text{Bar}$. Dit is een gemeten waarde bij vollast voor het geval die aangetoond wordt in de figuur. (Zie ook meetblad)

$$P = \frac{75\text{Bar} \cdot 90,96 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 27,55\text{kW} (37,7\text{pk})$$

De mobiele maalmachine



In de volgende berekeningen bepalen we het vermogen die aan de pomp moet geleverd worden in het slechtste geval van vollast. Wanneer dus het graan boven de opvoervijzels komt te liggen. In dit geval merken we een grote drukstijging waardoor dus de aanduiding van het *slechtste geval* wordt gerechtvaardigd. (zie onderstaande figuur)

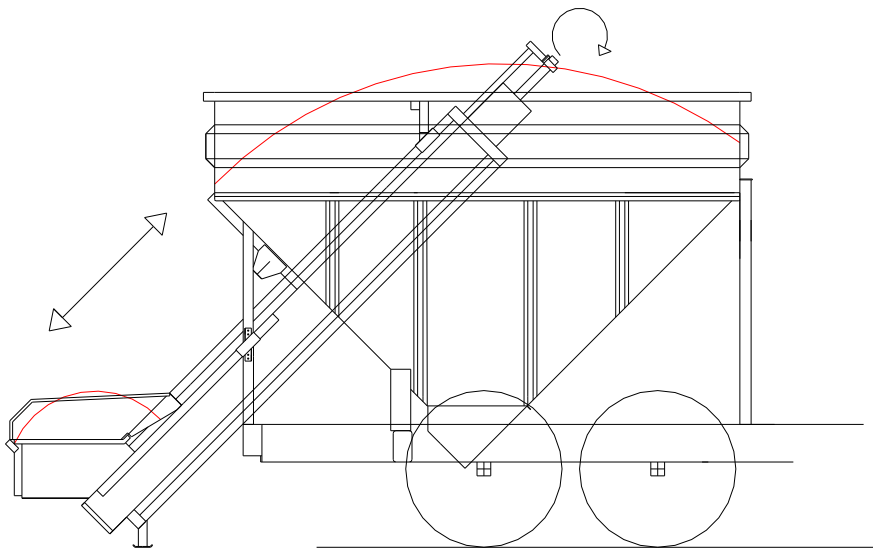
Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder: We nemen voor $\Delta p = 190 \text{ Bar}$. Dit is een waarde die we gekregen hebben door de firma DEWA

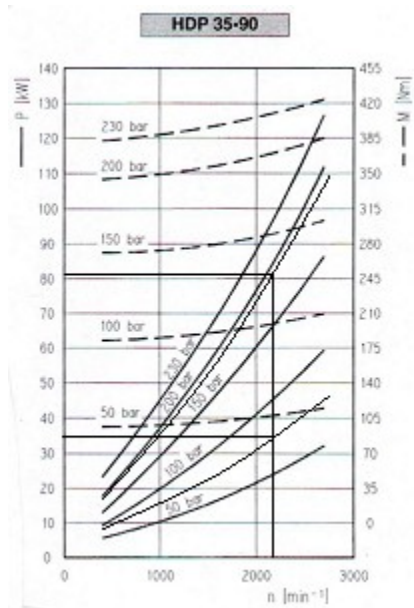
$$P = \frac{190 \text{ Bar} \cdot 90,96 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 69,80 \text{ kW} (95,6 \text{ pk})$$

De mobiele maalmachine



Als we de twee berekende waarden gaan vergelijken met de waarden die we vinden op de grafiek van de pomp, zien we dat onze bekomen waarden \pm overeenkomen.



10.5.2 *Circuit 2: afvoer*

Gevraagd vermogen voor de transportbanden

Welk vermogen berekenen we hier?

- We berekenen hier het vermogen dat de transportbanden vragen als deze onder een niet te grote hellingshoek gericht staan en niet volledig uitgeschoven zijn (\pm vrijwel 80% van zijn werkingstijd) \rightarrow normale belastingssituatie
- We berekenen ook het gevraagde vermogen in zijn zwaarste belastinggeval. Namelijk wanneer de hellingshoek maximaal is en ze volledig uitgeschoven zijn. \rightarrow zware belastingssituatie

10.5.2.1 Normale situatie voor belasting

Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder: We nemen voor $\Delta p = 120\text{Bar}$. Dit is een waarde die we gekregen hebben door de firma DEWA bij normale belasting.

$$P = \frac{120\text{Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 16,66\text{kW} (22,8\text{pk})$$

Zware belastingssituatie:

Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder: We nemen voor $\Delta p = 160\text{Bar}$. Dit is een waarde die we gekregen hebben door de firma DEWA bij normale belasting.

$$P = \frac{160\text{Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 22,22 \text{ kW} (30,4 \text{ pk})$$

10.5.2.2 Gevraagd vermogen van de afvoervijzel

Welk vermogen berekenen we hier?

- We berekenen hier het vermogen dat de afvoervijzel vraagt bij normale belasting d.w.z. met een niet aangekoekte vijzel en meel afvoeren met een aanvaardbare vochtigheidsgraad. → normale belastingssituatie
- We berekenen ook het gevraagde vermogen in zijn zwaarste belastingsgeval. Dit is wanneer de vijzel begint aan te koeken en er hierdoor drukschommelingen optreden. We veronderstellen in dit geval een drukpiek die net voor het punt ligt dat de pressostaat de machine uitschakelt. Namelijk 170 Bar. Bij 175 wordt de maalterij uitgeschakeld. → zware belastingssituatie

Normale belastingssituatie:

In de metingen merkten we drie verschillende drukken voor een relatief normale belastingssituatie. Dit kwam doordat er drie verschillende velden maïs werden gemalen. En de maïs telkens een andere vochtigheidsgraad had. Hierdoor kon men een grotere - kleinere maïstoevoer instellen.

We berekenen het vermogen voor de drie gevallen

→ *Eerst geval:*

$$\text{Algemeen: } P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder: We nemen voor $\Delta p = 75 \text{ Bar}$. Dit is een waarde die we gekregen hebben door de firma DEWA bij normale belasting.

$$P = \frac{75 \text{ Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 10,41 \text{ kW (14,3 pk)}$$

→ *Tweede geval:*

$$\text{Algemeen: } P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder: We nemen voor $\Delta p = 90 \text{ Bar}$. Dit is een waarde die we gekregen hebben door de firma DEWA bij normale belasting.

$$P = \frac{90 \text{ Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 12,9 \text{ kW (17,1 pk)}$$

→ *Derde geval:*

Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder: We nemen voor $\Delta p = 85$ Bar. Dit is een waarde die we gekregen hebben door de firma DEWA bij normale belasting.

$$P = \frac{85 \text{ Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 11,8 \text{ kW (16,2 pk)}$$

Besluit: Het gemiddelde gevraagde vermogen voor een normale belastingssituatie ligt omtrent de 11,8 kW (16 pk)

Zware belastingssituatie:

Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder: We nemen voor $\Delta p = 120$ Bar. Dit is een waarde die we gekregen hebben door de firma DEWA bij normale belasting.

$$P = \frac{170 \text{ Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 23,6 \text{ kW (32,3 pk)}$$

10.5.3 *Circuit 3: aanvoer*

(andere pomp: type PLP30-34)

We kunnen besluiten uit de meetresultaten dat de druk vrijwel onveranderlijk blijft bij verschillende aanvoerdebieten.

Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder:
$$P = \frac{105 \text{ Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 14,58 \text{ kW (20 pk)}$$

10.5.3.1 Totaal gevraagde vermogen

Maximale belastingssituatie:

We maken de som van alle vermogens gevraagd bij hun zwaarste belastingen.

We berekenen nu dus het grootst mogelijke vermogen dat gevraagd kan worden door het hydraulisch systeem.

Totale gevraagde vermogen:

69,8 kW	(stortbak)
22,22 kW	(transportbanden)
23,61 kW	(afvoervijzel)
<u>14,58 kW</u>	(aanvoer → zonder dat enige functie van subcircuit 2 in werking is)
130,21 kW	

Totaal vermogen = 130,21 kW

Dit is de som van de gevraagde vermogens aan de pompassen. Dit vermogen wordt geleverd via een *Twin Disc* aftakdoos. Deze zorgt ervoor dat de gevraagde 130.21 kW over de twee pompassen wordt gesplitst. De aftakdoos heeft echter verlies. De fabrikant garandeert dat het verlies minder is dan 1% is van het overgebrachte vermogen. (dit is zo klein omdat dit geen gekoelde aftakdoos is)

Aangezien we de berekeningen maken voor zware belasting nemen we het maximum verlies mogelijk → 1%

$$1\% \text{ van } 130,21 \text{ kW} = 1,3021 \text{ kW}$$

Het gevraagde vermogen aan de ingaande as van de aftakdoos is dus gelijk aan:

$$130,21 \text{ kW} + 1,3021 \text{ kW} = 131,51 \text{ kW}$$

Het volgende opstakel is de veerriem - overbrenging die een vermogensverlies met zich mee kan brengen in de vorm van slip.

Merk op: Bij aanloop (startfase) van het systeem namelijk als het zich aan het versnellen is van 0 tot zijn maximale toerental dan is de slip op de overbrenging heel wat groter i.v.m. wanneer het systeem op tempo gekomen is. Dit is logisch: het koppel nodig om de massa traagheid van het systeem te overwinnen bij aanzet is aanzienlijk groter dan het koppel geleverd om de wrijving te overwinnen. Eens op tempo gekomen en men laat de belasting stijgen dan zal ook het wrijvingskoppel moeten vergroot worden, wil men het toerental behouden. Met als gevolg dat ook de slip op de veerriemen zal vergroten.

Nemen we aan dat de slip een waarde kan aannemen van 1 à 2%. Laten we in dit geval 2% nemen.

$$2\% \text{ van } 131,51 \text{ kW} = 2,63 \text{ kW}$$

Het gevraagde vermogen voor de veerriem – overbrenging is dus gelijk aan:

$$131,51 \text{ kW} + 2,63 \text{ kW} = 134,14 \text{ kW}$$

Brengen we dan nog de koppeling in rekening. Hier gebeurt in feite het grootste vermogensverlies. De fabrikant garandeert een verlies van omtrent de 4% (hier hebben we een groter verlies dat alleen al te merken is door de relatief grote hoeveelheid warmte die wordt afgevoerd door de warmtewisselaar).

$$4\% \text{ van } 134,14 \text{ kW} = 5,37 \text{ kW} \quad (5,37 \text{ kW wordt omgezet in warmte en afgevoerd door de warmtewisselaar})$$

Het vermogen voor de koppeling bedraagt dus:

$$134,14 \text{ kW} + 5,37 \text{ kW} = 139,51 \text{ kW}$$

$$\text{Omzetting naar pk: } 139,51 \cdot 1,37 = 191,13 \text{ pk} \rightarrow \pm 191 \text{ pk}$$

Besluit: Wanneer het hydraulisch systeem het zwaarst mogelijk belast wordt dan vraagt dit systeem een vermogen van bruut weg 190pk.

een normaal belastingsgeval:

We maken de som van alle vermogens gevraagd bij hun belasting in de normale situatie.

We berekenen nu dus het \pm gemiddelde vermogen dat gevraagd kan worden door het hydraulisch systeem.

Totale gevraagde vermogen:

27,55 kW	(stortbak)
16,66 kW	(transportbanden)
11,80 kW	(afvoervijzel)
<u>14,58 kW</u>	(aanvoer → zonder dat enige functie van subcircuit 2 in werking is)
70,59 kW	

Totaal vermogen = 70,59 kW

Dit is de som van de gevraagde vermogens aan de pompassen.

Dit vermogen wordt geleverd via een *Twin Disc* aftakdoos. Deze zorgt ervoor dat de gevraagde 70,59 kW over de twee pompassen wordt gesplitst.

We brengen de 1% verlies van de aftakdoos in rekening.

$$1\% \text{ van } 70,59 \text{ kW} = 0,7059 \text{ kW}$$

Het gevraagde vermogen aan de ingaande as van de aftakdoos is dus gelijk aan:

$$70,59 \text{ kW} + 0,7059 \text{ kW} = 71,30 \text{ kW}$$

Het volgende opstakel is de veerriem - overbrenging die een vermogensverlies met zich mee kan brengen in de vorm van slip.

Nemen we aan dat de slip een waarde kan aannemen van 1 à 2%. Laten we in dit geval 1% nemen.

$$1\% \text{ van } 71,30 \text{ kW} = 0,7130 \text{ kW}$$

Het gevraagde vermogen voor de veerriem – overbrenging is dus gelijk aan:

$$71,30 \text{ kW} + 0,7130 \text{ kW} = 72,01 \text{ kW}$$

Brengen we dan nog de koppeling in rekening.

4% van 72,01 kW = 2,88 kW (2,88 kW wordt omgezet in warmte en afgevoerd door de warmtewisselaar)

Het vermogen voor de koppeling bedraagt dus:

$$72,01 \text{ kW} + 2,88 \text{ kW} = 74,89 \text{ kW}$$

$$\text{Omzetting naar pk: } 74,89 \text{ kW} \cdot 1,37 = 102,6 \text{ pk} \rightarrow \pm 103 \text{ pk}$$

Besluit: Wanneer het hydraulisch systeem normaal belast wordt dan vraagt dit systeem een vermogen van bruto 103 pk.

11 Metingen

11.1 Wat meten we nu juist

Het hydraulische systeem van de maalderij werd ingedeeld in drie verschillende circuits. We meten van elk circuit hoeveel druk er zich in de leidingen net na de pomp bevindt. Met deze drukwaarde kunnen we dan het vermogen berekenen dat op dat moment vereist is.

Om het rendement te kunnen bepalen moeten we twee verschillende metingen uitvoeren. Een meting op nullast en één op vollast.

11.1.1 Metingen op nullast

We meten de druk in de drie verschillende circuits van het hydraulisch systeem. Dit wanneer de machine op nullast werkt.

Met deze waarde kunnen we het vermogen berekenen in onderstaande formule.

$$P = \Delta p \cdot Q$$

Welk vermogen is dit nu?

De gevonden waarde is het vermogen die vereist is om enkel en alleen de olie in het circuit te pompen. M.a.w. het vermogen nodig om alle leidingsweerstand te overbruggen en verliezen van de motoren in het circuit te overwinnen.

Breiden we de formule nu uit tot:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Dan brengen we het rendement van de pomp ook in rekening. En hebben dan het vermogen berekent die men aan de pompas moet leveren.

Waarom moet dit achteraf in rekening gebracht worden? En niet vervat in de gemeten druk waarde?

Omdat we drukmeting deden net na de pomp. Zijn verliezen zijn dus niet in rekening gebracht.

11.1.2 Metingen op vollast

We meten de druk in de drie verschillende circuits van het hydraulisch systeem. Dit wanneer de machine op nullast werkt.

Met deze waarde kunnen we het vermogen berekenen in onderstaande formule.

$$P = \Delta p \cdot Q$$

Welk vermogen is dit nu?

De gevonden waarde is het vermogen die nodig is om alle leidingweerstand te overwinnen + de verliezen in de motoren en om de belasting te overbruggen.

Breiden we de formule nu uit tot:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Dan worden terug de pompverliezen in rekening gebracht.

Nu we over deze twee vermogens beschikken, kunnen we het nuttige vermogen gaan berekenen.

$$\text{Vermogen}^{\text{vollast}} - \text{vermogen}^{\text{nullast}} = P_{\text{nuttig}}$$

Het toegevoegd vermogen is dan gelijk aan het vermogen bij vollast.

$$\text{Vermogen}^{\text{vollast}} = P_{\text{toegevoegd}}$$

11.2 Rendementen berekenen

We hebben metingen op de machine gedaan bij nullast zodat we een beeld kregen wat de drukval is bij de leidingen en stuurventielen is om zo dan het rendement te kunnen berekenen.

Op voorhand kunnen we al zeggen dat de berekende rendementen niet precies zullen zijn, het zijn enkel benaderde waarden. Omdat wanneer we de metingen deden de hydraulische olie slechts 50°C had. Bij de metingen op vollast die uitgevoerd werden door DEWA had de olie 70°C. Hierdoor is er een viscositeitverschil van de olie op de verschillende momenten en daardoor zal het leidingverlies iets te hoog zijn ten opzichte van de drukken op vollast.

Toch rekenen we de rendementen uit en dan zullen we de fout proberen aan te tonen.

11.2.1 Rendement van de stortbak

11.2.1.1 In het beste geval

De meting bij nullast gaven voor de stortbak 30 Bar.

daaruit volgt: Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder:
$$P = \frac{30 \text{ Bar} \cdot 90,96 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 11 \text{ kW (15 pk)}$$

Dit is het vermogen die geleverd word aan de as van de pomp om het leidingverlies van het circuit te overwinnen.

Nu kunnen we het rendement berekenen:

Algemeen:
$$\eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

Bijzonder:
$$\eta = \frac{27,55 \text{ kW} - 11 \text{ kW}}{27,55 \text{ kW}}$$

$$\eta = 60,1\%$$

11.2.1.2 In het slechtste geval

Algemeen:
$$\eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

Bijzonder:
$$\eta = \frac{69,8 \text{ kW} - 11 \text{ kW}}{69,8 \text{ kW}}$$

$$\eta = 84,8\%$$

Fout aantoning:

Stel dat de leidingweerstand (van de stortbak) niet 30 maar 25 bar was dan:

$$\text{Algemeen: } P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_i}$$

$$\text{Bijzonder: } P = \frac{25 \text{ Bar} \cdot 90,96 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 9,18 \text{ kW}$$

En dan worden de rendementen:

→ In het beste geval:

$$\text{Algemeen: } \eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

$$\text{Bijzonder: } \eta = \frac{27,55 \text{ kW} - 9,18 \text{ kW}}{27,55 \text{ kW}}$$

$$\eta = 66,7\%$$

→ In het slechtste geval:

$$\text{Algemeen: } \eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

$$\text{Bijzonder: } \eta = \frac{69,8 \text{ kW} - 9,18 \text{ kW}}{69,8 \text{ kW}}$$

$$\eta = 86,8\%$$

We zien dus dat we wel degelijk een merkbare fout kunnen maken. We kunnen echter besluiten dat het berekende rendement een foutmarge heeft van omtrent 2%

11.2.2 Rendement van de afvoer

11.2.2.1 Transportbanden

Normale belastingssituatie:

De meting bij nullast gaven voor de transportbanden 80 bar

daaruit volgt: Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta}$$

Bijzonder:
$$P = \frac{80 \text{ Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 11,11 \text{ kW (15,2 pk)}$$

Dit is het vermogen die geleverd word aan de as van de pomp om het leidingverlies van het circuit te overwinnen.

Nu kunnen we het rendement berekenen:

Algemeen:
$$\eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

Bijzonder:
$$\eta = \frac{16,66 \text{ kW} - 11,11 \text{ kW}}{16,66 \text{ kW}}$$

$$\eta = 33,3\%$$

Maximale belastingssituatie:

Algemeen:
$$\eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

Bijzonder:
$$\eta = \frac{22,22 \text{ kW} - 11,11 \text{ kW}}{22,22 \text{ kW}}$$

$$\eta = 50\%$$

11.2.2.2 afvoervijzelNormale belastingssituatie:

De meting bij nullast gaven voor de afvoervijzel 30 bar

daaruit volgt: Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_i}$$

Bijzonder:
$$P = \frac{30 \text{ Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 4,17 \text{ kW (15,2 pk)}$$

Dit is het vermogen die geleverd word aan de as van de pomp om het leidingverlies van het circuit te overwinnen.

Nu kunnen we het rendement berekenen:

Algemeen:
$$\eta = \frac{P_{nuttig}}{P_{toegevoegd}}$$

Bijzonder:
$$\eta = \frac{11,8 \text{ kW} - 4,17 \text{ kW}}{11,8 \text{ kW}}$$

$$\eta = 64,7\%$$

Maximale belastingssituatie:

Algemeen:
$$\eta = \frac{P_{nuttig}}{P_{toegevoegd}}$$

Bijzonder:
$$\eta = \frac{23,61 \text{ kW} - 4,17 \text{ kW}}{23,61 \text{ kW}}$$

$$\eta = 82,3\%$$

11.2.3 Rendement van de aanvoer

In dit geval kunnen we geen maximale en normale belastingssituatie onderscheiden als we de drukken vergelijken. We berekenen het dus maar voor één situatie.

De meting bij nullast gaven voor de aanvoer 60 bar.

daaruit volgt: Algemeen:
$$P = \frac{\Delta p \cdot V \cdot n}{612 \cdot 1000 \cdot \eta_t}$$

Bijzonder:
$$P = \frac{60 \text{ Bar} \cdot 34,39 \cdot 2175}{612 \cdot 1000 \cdot 0,88}$$

$$P = 8,3 \text{ kW (11,4 pk)}$$

Dit is het vermogen die geleverd word aan de as van de pomp om het leidingverlies van het circuit te overwinnen.

Nu kunnen we het rendement berekenen:

Algemeen:
$$\eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

Bijzonder:
$$\eta = \frac{14,58 \text{ kW} - 8,3 \text{ kW}}{14,58 \text{ kW}}$$

$$\eta = 43,1\%$$

Berekenen van het totaal rendement van het hydraulische systeem.

We berekenen de totale leidingweerstand die zich in het hydraulische systeem voort doet. We doen dit met behulp van vorige berekeningen.

We nemen de som van alle aparte gevraagde vermogens. Hierdoor kunnen we dan het vermogen vinden die nodig is om de totale leidingweerstand van het systeem te overwinnen.

11 kW (stortbak)

11,11 kW (transportbanden)

4,17 kW (afvoervijzel)

8,3 kW (aanvoer → zonder dat enige functie van de tweede subcircuit in werking is)

34,58 kW

Het totale gevraagde vermogen is dus 34,58 kW (47,4 pk). → leidingweerstand overwinning

11.2.4 Totaal rendement in maximale belastingssituatie

Uit de voorgaande berekeningen kunnen we besluiten dat het gevraagde vermogen in de maximale belastingssituatie gelijk is aan 130,21 kW (178,4 pk).

Nu kunnen we het rendement berekenen:

$$\text{Algemeen: } \eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

$$\text{Bijzonder: } \eta = \frac{130,21 \text{ kW} - 34,58 \text{ kW}}{130,21 \text{ kW}}$$

$$\eta = 73,4\%$$

Besluit: het rendement het hydraulische systeem bij een maximale belastingssituatie is 51% volgens onze metingen en daarop volgende berekeningen.

Totaal rendement in normale belastingssituatie.

Uit de voorgaande berekeningen kunnen we besluiten dat het gevraagde vermogen in de normale belastingssituatie gelijk is aan 70,59 kW (96,7 pk).

Nu kunnen we het rendement berekenen:

$$\text{Algemeen: } \eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

$$\text{Bijzonder: } \eta = \frac{70,59 \text{ kW} - 34,58 \text{ kW}}{70,59 \text{ kW}}$$

$$\eta = 51\%$$

Besluit: het rendement het hydraulische systeem bij een normale belastingssituatie is 51% volgens onze metingen en daarop volgende berekeningen.

11.2.5 Berekenen van het volledige systeem

Hiermee bedoelen we: de verliezen die plaatsvinden vanaf de *TWIN-DISC* tot aan de diesel meerekenen in het hydraulisch rendement.

Maximale belastingssituatie:

Uit voorgaande berekeningen weten we dat de diesel 139,51 kW moet leveren om een maximaal belast hydraulisch systeem aan te drijven. We weten echter ook dat de pompassen slechts 130,21kW vragen. Hieruit besluiten we dat er 9,3 kW verloren is gegaan in de overbrenging. Deze 9,3 kW tellen we bij het leidingverlies, omdat deze ook niet nuttig besteed kan worden in de belasting.

Nu kunnen we het rendement berekenen:

$$\text{Algemeen: } \eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

$$\text{Bijzonder: } \eta = \frac{139,51 \text{ kW} - (34,58 \text{ kW} + 9,3 \text{ kW})}{139,51 \text{ kW}}$$

$$\eta = 68,5\%$$

Besluit: Bij de maximale belastingssituatie is het rendement van het totale systeem 68,5%.

Berekenen van het totale rendement van de maalderij

Het hydraulische systeem neemt een vermogen van 139,51kW (191,1pk) en we nemen aan dat de graantoevoer zodanig afgesteld is dat het totale gevraagde vermogen aan de diesel 583,94 kW (800 pk).

Nu kunnen we het rendement berekenen:

$$\text{Algemeen: } \eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

$$\text{Bijzonder: } \eta = \frac{583,94 \text{ kW} - 139,51 \text{ kW}}{583,94 \text{ kW}}$$

$$\eta = 76,1\%$$

Besluit: het rendement van de maalderij is dus 76,1% bij een vermogen van 139,51kW die opgenomen word door het hydraulische systeem (bij maximum belasting).

Normale belastingssituatie:

Uit voorgaande berekeningen weten we terug dat de diesel 74,89 kW moet leveren om een normaal belast hydraulisch systeem aan te drijven. We weten echter ook dat de pompassen slechts 70,53kW vragen. Hieruit besluiten we dat er 4,3 kW verloren is gegaan in de overbrenging. Deze 4,3 kW tellen we bij het leidingverlies, omdat deze ook niet nuttig besteed kan worden in de belasting.

Nu kunnen we het rendement berekenen:

$$\text{Algemeen: } \eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

$$\text{Bijzonder: } \eta = \frac{70,59kW - (34,58kW + 4,3kW)}{70,59kW}$$

$$\eta = 44,9\%$$

Besluit: Bij de normale belastingssituatie is het rendement van het totale systeem 44,9%.

11.2.6 Berekenen van het totale rendement van de maalderij

Het hydraulische systeem neemt een vermogen van 74,89kW (102,6pk) en we nemen aan dat de graantoevoer zodanig afgesteld is dat het totale gevraagde vermogen aan de diesel 583,94 kW (800pk).

Nu kunnen we het rendement berekenen:

$$\text{Algemeen: } \eta = \frac{P_{\text{nuttig}}}{P_{\text{toegevoegd}}}$$

$$\text{Bijzonder: } \eta = \frac{583,94kW - 74,89kW}{583,94kW}$$

$$\eta = 87,2\%$$

Besluit: het rendement van de maalderij is dus 87,2% bij een vermogen van 74,89kW die opgenomen word door het hydraulische systeem (bij normale belasting).

Opmerking: de bekomen rendementen van de maalderij zijn iets hoger dan in werkelijkheid, omdat we geen rekening gehouden hebben met de massastraagheid van de maalrotor.

Algemeen besluit: Als we voorgaande besluiten vergelijken kunnen we concluderen: hoe zwaarder het systeem belast word, hoe beter het rendement van het systeem zal worden. Wanneer het systeem zwaarder belast word dan zal de diesel minder vermogen kunnen benutten in het malen. Dit heeft als gevolg dat het rendement van de machine zal dalen.

Kortom hoe beter het rendement van het hydraulisch systeem hoe slechter het rendement van de maalmachine.

12 Omzetting van hydraulische aandrijving naar een elektrische aandrijving voor de secundaire belasting

12.1 Wat

In de bestaande installatie wordt de gehele secundaire belasting bekrachtigd door een hydraulische aandrijving. Ons doel is nu deze aandrijving geheel te vervangen door een elektrische aandrijving. Dit houdt in: alle hydraulische motoren vervangen door elektrische.

Aan de hydraulische cilinders worden echter niet vervangen daar men ze zou moeten vervangen door elektrisch lineaire motoren. Zulke lineaire motoren met een overeenstemmend vermogen zijn moeilijk vindbaar en er hangt een hoog prijskaartje aan vast.

12.2 Waarom

We maken deze vergelijking om te onderzoeken welke van de twee soorten aandrijvingen de beste prijs-kwaliteits verhouding heeft.

Het is een feit dat alle landbouwmachines die geproduceerd worden met bestemming Nederland moeten voldoen aan veel strengere milieu-en kwaliteitsnormen dan in België. Men mag geen gebruik meer maken van gewone fossiele oliën in hydraulische systemen. In plaats daarvan is men verplicht minirale oliën gebruiken.

Dit heeft als gevolg dat de werktemperatuur van de hydraulische vloeistof wordt gereduceerd naar 50 graden in plaats van 70 graden voor een fossiele olie. Dit komt door de verschillende viscositeits-temperatuur verhouding van de oliën t.o.v. elkaar.

(tabellen met vergelijkende temp; en visco)

→ *Waarom nu 50 graden?*

Hoe meer men fossiele oliën opwarmt, hoe dunner de olie wordt. Wanneer men de olie opwarmt tot meer dan 50 graden, is de olie zodanig dun dat er gemakkelijker lek kan optreden. Er kan ook een daling van het rendement zijn omdat de olie in de motoren gemakkelijker weg kan, de olie zou gemakkelijker tussen de tandwielen kruipen en wegvloeien.

Om deze 50 graden te behouden is men verplicht extra koelgroepen te installeren in de hydraulische circuits. Daarbij komt nog eens dat de gehele circuits speciale aanpassingen (dichtingen, koppelingen,...) nodig hebben om een stroom van minirale olie te kunnen onderhouden. Dit zorgt er voor dat de kostprijs aanzienlijk stijgt.

12.3 Onderzoek naar de mogelijkheden van hydraulische en elektrische motoren

Voordat we elektrische motoren kiezen, controleren we eerst of het wel haalbaar is om de hydraulische motoren te vervangen door elektrische.

In voorgaande berekeningen hebben we gezien dat de stortbak het grootste vermogen opneemt. Daarom kijken we nu eerst als het wel mogelijk is om zo'n groot vermogen te laten leveren door een elektrische motor:

We nemen een tabel van de hydraulische motoren aanwezig op de maalterij (zie bijlage 12).

Nu kijken we naar de motor van de opvoervijzel, een OMV 400. Deze motor heeft de volgende gegevens:

- Max. snelheid [min^{-1}]: 600
- Max. geleverd vermogen [kW]: 64
- Max. draaimoment [Nm]: 1410
- Massa [kg]: 32,6
- Grootte [mm x mm]: 222 x 167

Nu we deze gegevens hebben zoeken we naar een passende elektrische motor in een tabel (hier: de tabel van Leroy – Somer) (zie bijlage 11)

De motor die hier het best past is een LS 315 MP. Deze motor heeft de volgende gegevens:

- Max. snelheid [min^{-1}]: 714
- Max. geleverd vermogen [kW]: 75
- Max. draaimoment [Nm]: 968,3
- Massa [kg]: 810
- Grootte [mm x mm]: 947 x 586

Uit bovenstaande gegevens kunnen we besluiten dat het een bijna onmogelijke taak zal zijn om deze hydraulische motor te vervangen door een elektrische, omdat de elektrische motor 25 maal zwaarder is dan de hydraulische motor. Men zou een speciale, extra sterke constructie moeten bouwen om deze motor te kunnen bevestigen.

Dit was natuurlijk wel de grootste motor die we nodig hebben. Nu kunnen we nog eens kijken naar een motor die kleiner is, bijvoorbeeld de motor van de schuine toevoervijzel, een OMS 100.

Deze heeft de volgende gegevens:

- Max. snelheid [min^{-1}]: 900
- Max. geleverd vermogen [kW]: 22,5
- Max. draaimoment [Nm]: 390
- Massa [kg]: 10
- Grootte [mm x mm]: 170 x 103

Als we nu kijken in een tabel met elektrische motoren, zien we dat een LS 225 MR het best bij deze hydraulische motor past. Deze motor heeft de volgende gegevens:

- Max. snelheid [min^{-1}]: 725
- Max. geleverd vermogen [kW]: 22
- Max. draaimoment [Nm]: 289,9
- Massa [kg]: 240
- Grootte [mm x mm]: 676 x 390

Ook hier zien we dat het een bijna onmogelijke zaak zal worden om deze motoren op de maalterij aan te brengen. Er zou ook een hele constructie gebouwd moeten worden om de machine te versterken, want de elektrische motor is ook 24 maal zo groot als de hydraulische motor.

We zien nu dus dat de motoren die de grootste vermogens leveren niet kunnen vervangen worden door elektrische motoren. We kunnen enkel nog proberen om de motoren met de kleinste vermogens te vervangen door elektrische motoren. Deze kleine motoren bevinden zich in het circuit van de transportbanden. Dit zijn motoren van het type OMR 50.

Hieronder volgen de belangrijkste gegevens van een OMR 50:

- Max. snelheid [min^{-1}]: 970
- Max. geleverd vermogen [kW]: 8,5
- Max. draaimoment [Nm]: 130
- Massa [kg]: 6,7
- Grootte [mm x mm]: 135,5 x 82,5

Deze gegevens komen voor een elektrische motor overeen met een LS 160 L.

- Max. snelheid [min^{-1}]: 715
- Max. geleverd vermogen [kW]: 7,5
- Max. draaimoment [Nm]: 100,2
- Massa [kg]: 105
- Grootte [mm x mm]: 495 x 316

Ook hier zien we dat de motor nog 15 maal zwaarder (massa) is dan de hydraulische motor, maar het verschil is toch al kleiner dan bij de grootste motoren. Toch zou het nog een moeilijke opdracht zijn.

De enige mogelijkheid die nog bestaat is te controleren of het volledige motorvermogen wel volledig benut wordt voor het aandrijven van de transportbanden. Indien dit niet het geval is kunnen we ons beperken tot het minimaal vermogen dat vereist is. Met dit gegeven kunnen we dan misschien een elektrische motor vinden die geschikt is.

12.3.1 Bepalen van het minimaal vermogen nodig voor de transportbanden

Daar de gebruikte motoren zo gekozen werden met een ruime vermogen marge, mogen we niet dit vermogen over nemen om een geschikte elektrische motor te vinden. (dit omdat DEWA OMR50 in stok heeft en deze keuze van motor dus de minst tijdrovende was). Stel dat er bijvoorbeeld 2 kW minder nodig is dan kan dit al een heel verschil maken in elektrische motoren qua afmetingen en kostprijs. Dus berekenen we eerst het exacte nodige vermogen om zo een elektrische motor te vinden die net voldoet om de transportbanden aan te drijven. Hierdoor vermijden we eigenlijk een duurdere motor te kopen dan eigenlijk nodig is.

We hebben tijdens onze drukmetingen kunnen vaststellen dat het circuit van de transportbanden bij nullast de volgende druk benut:

$$p = 120 \text{ Bar}$$

(Dit wanneer de transportband ↷ horizontaal staat gericht)

$$p = 160 \text{ Bar}$$

(Dit is in het slechtste geval → wanneer de transportband volledig uitgeschoven is en onder de maximale hoek naar boven staat gericht.)

Ondervindingen leerden ons dat vooral de druk merkbare veranderingen ondergaat wanneer de hoek van de transportbanden wordt gewijzigd. Het drukverschil van 40 Bar is hoofdzakelijk hiervan de reden.

De stand van de transportband (hoeveelheid van uitschuiving) brengt ook wel een drukwijziging met zich mee maar deze is slechtst zeer gering.

De motoren moeten capabel zijn om ook in de slechtste omstandigheden hun taak uit te voeren dus berekenen we ook het vermogen voor dit geval.

Aangezien de 160 Bar gemeten werd voor de seriële schakeling van de twee transportbandmotoren kunnen we stellen dat er ongeveer 80 Bar per motor benut wordt. Dan hebben we zelfs nog een grote veiligheidsmarge daar we geen rekening gehouden hebben met leidingverliezen, lekverliezen, verliezen in ventielen enz. Dus rekenen we de drukval mee in het vermogen. Iets waarvan een elektrische motor geen last heeft.

$$\begin{aligned} P &= Q \cdot \Delta p \\ \Leftrightarrow P &= 24 \frac{l}{\text{min}} \cdot 80 \cdot 10^5 \\ &= \frac{0,024}{60} \cdot 80 \cdot 10^5 = 3,2 \text{ kW} \end{aligned}$$

P = het vermogen

Q = het debiet

Δp = drukverschil

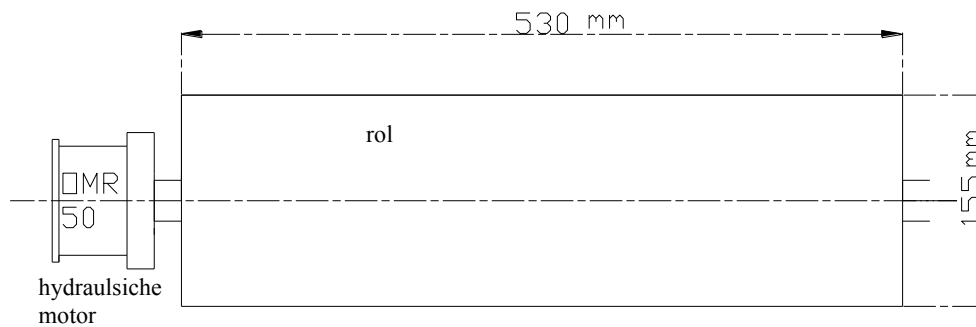
Hieruit kunnen we afleiden dat, wanneer we naar elektrische motoren moeten zoeken, we moeten kijken naar een motor van ongeveer 3 kW. Dit is wel een kleiner vermogen dan de motoren die nu gebruikt worden, maar het zou moeten voldoende zijn (zie begin van de uiteenzetting).

12.3.2 Aandrijving van de transportbanden

De aandrijving van de transportbanden gebeurt momenteel door middel van een externe hydraulische motor die een rol aandrijft. Over deze rol ligt een band; de transportband.

De aandrijflijn is als volgt:

De motor is op 1 lijn aangesloten met de as van de rol. Dit kun je duidelijk zien in onderstaande figuur.



Een nadeel van deze constructie is dat de motor buiten de constructie hangt, met als gevolg dat de motor kwetsbaar is in deze positie en ook relatief veel plaats inneemt. En aangezien dat de motor aan de buitenkant van de transportband bevestigd is, is de machine ook breder, want die motoren zijn dan eigenlijk uitsteeksels die aan de machine hangen, en dit kan gevaarlijk zijn als men de machine moet verplaatsen. (nu is dit niet meer het geval want de motoren worden sinds dit jaar aan de binnenkant van de transportbanden gemonteerd)

Nu we weten dat een elektrische motor groter is dan een hydraulische motor zal deze nog meer plaats innemen waardoor we terug met een plaatstekort kunnen te kampen hebben aan de binnenzijde van de transportbanden. Om dit probleem tegen te gaan, hebben we gezocht naar een alternatief. En dit hebben we gevonden: trommelmotoren.

Met trommelmotoren bedoeld men: een transportbandrol waarin een elektrische motor is geïnstalleerd. Dus de motor is niet meer aan de buitenkant van de rol bevestigd, maar zit in de rol. Zo kunnen we veel plaats besparen.

12.3.3 Uiteenzetting Trommelmotoren

De *Belt Drive drum motor* (trommelmotor) werd voor het eerst ontworpen en geproduceerd in 1953 met als hoofddoel het aandrijven van transportbanden. De intentie was een zeer compacte, totaal afgesloten en efficiënte motor te ontwikkelen die bestand was tegen stof, water, olie, vet en andere schadelijke stoffen – die simpel te installeren is en quasi geen onderhoud vereist.



Heden ten dage wordt de moderne trommelmotor beschouwd als een van de meest betrouwbare en efficiënte bandaandrijver over de hele wereld. De trommelmotor is simpelweg een motoraandrijving die volledig afgesloten is van de buitenwereld in een stalen cilindrische huls. De huls, zo geconstrueerd dat de centrale tractie van de band gegarandeerd is (zodat de band niet ontspoot), draait om een as doormiddel van geschikte lagers uitgerust met oliedichtingen. De stator is bevestigd op deze as en de motorwindingen worden zo gemonteerd dat deze allen aan één zijde van de as uitkomen.

De kooimotor, gemaakt in gelamineerd staal, is geconstrueerd naar hoge toleranties en ontworpen om 200% startkoppel te geven. De rotoraansluiting is direct aangesloten aan de inwendige tandwielkast. De tandwielkast zet roterende beweging van de rotor rechtstreeks om naar de huls van trommelmotor. Deze is volledig gevuld met olie voor zowel de smering als koeling (zodat de warmte verdeeld wordt over de huls en band).



12.3.4 Keuze van de trommelmotor

Trommelmotoren kunnen we vinden bij verschillende firma's. Wij hebben vooral gekeken naar het productenassortiment van het bedrijf INTERROLL.



Om een goede keuze van motor te maken moeten we rekening houden met enige eisen. Eisen waaraan de trommelmotor moet voldoen:

- De trommelmotor moet een vermogen hebben van ongeveer 3 kW (zie bepalen van het exact gevraagde vermogen)
- De afmetingen van de trommelmotor moeten de afmetingen van de oorspronkelijke rollen benaderen (zie figuur bij punt 3) → zodat de transportbanden geen drastische constructieveranderingen hoeven te ondergaan en zo de kostprijs ook hier niet drastisch hoeft door stijgen.
- De motoren moeten een snelheid van 3,8 m/s voor de CGM500 en 3 m/s voor de CGM330. Dit is dan de snelheid waarmee het meel afgevoerd wordt.
- De massa van de motoren moet binnen de perken blijven, zodat het haalbaar blijft om de motoren op de transportbanden te monteren indien men blijft gebruik maken van dezelfde hydraulische cilinder en men terug de constructie niet drastisch hoeft te wijzigen.

In het assortiment trommelmotoren vinden we:

Een trommelmotor met een diameter van 138 mm

Type: Belt Drive 138E - Ø 138 mm – 3 fasen (zie bijlage 13)

Deze benadert de diameter van 150 mm en de breedte van 500 mm kan gekozen worden
=> deze eis voldoet dus.

De motor kan echter maar over een vermogen beschikken van maximum 1 kW
=> dit is te weinig

de maximale afvoersnelheid bij 1 kW is dan ook maar 1,25 m/s bij 50 Hz
=> dit is ook te weinig

Besluit: Dit type motor is niet geschikt.



Belt Drive 138E - Ø 138 mm - 3-phase

Motor		Gear stages	Nominal belt speed at full load 50 Hz m/s	Torque Nm	Belt pull N	Minimum RL mm	Max. radial load T ₁ + T ₂ N	Weight in kg for Standard width																
Power kW/HP	No. of poles							RL in mm (max. 1800)																
								300	320	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	
0.10/ 0.13	12	3	0.05 0.06	130 108	1900 1567	300	4742	14.0	14.5	15.0	16.0	17.0	18.0	19.0	20.0	21.5	23.0	24.0	25.0	26.0	27.0	28.0	29.0	
		2	0.10 0.13	65 50	940 723																			
0.18/ 0.25	8	3	0.08 0.10 0.13	146 117 90	2115 1692 1301																			
		2	0.16 0.20	73 59	1058 846																			
0.24/ 0.33	6	3	0.10 0.13 0.16	156 120 98	2255 1735 1410																			
			2	0.20 0.25 0.32	78 62 49																			1128 902 705
				4	3																			0.16 0.20 0.25
2	0.32 0.40 0.50 0.63	75 60 48 38	1087 869 696 552																					
	0.55/ 0.75	2	3	0.25 0.32 0.40	143 112 89																			2068 1616 1293
2				0.50 0.63 0.80 1.00 1.25	72 57 45 36 29																			1034 821 646 517 414
				4	2																			0.40 0.50 0.63
2			0.80 1.00 1.25																					60 48 38
			0.75/ 1.00	4	2																			0.40 0.50 0.63
2	0.80 1.00 1.25	60 48 38																						869 696 552

Idler Pulley UT 138E

320	4742	10.0	10.2	10.5	11.0	11.5	13.0	13.5	14.0	15.0	16.0	17.0	18.0	20.0	21.0	22.0	23.0
-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Een trommelmotor met een diameter van 165 mm

Type: Belt Drive 165S - Ø 165 mm – 3 fasen (zie bijlage 14)

Deze benadert de diameter van 150 mm en de breedte van 500 mm kan gekozen worden
=> deze eis voldoet dus.

De motor kan echter maar over een vermogen beschikken van maximum 1 kW
=> dit is te weinig

de maximale afvoersnelheid bij 1 kW is maar 1,60 m/s bij 50 Hz
=> dit is ook te weinig

Besluit: Dit type motor is ook niet geschikt.



Belt Drive 216S – Ø 216 mm – 3-phase*

Motor Power kW/HP	No. of poles	Gear stages	Nominal belt speed at full load 50 Hz m/s	Torque Nm	Belt pull N	Max. radial load T ₁ + T ₂ N	Weight in kg for Standard width																																			
							RL in mm (max. 1800)																																			
							350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150																			
0.11/ 0.15	12	3	0.08	141	1306	9330	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-																			
			0.10	113	1045		-	37.0	39.0	41.0	43.0	45.0	47.0	49.0	51.0	53.0	55.0	57.0	59.0	61.0	63.0	65.0	67.0																			
			0.13	87	762		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-																	
0.37/ 0.50	6	3	0.16	237	2197	9330	-	38.0	40.0	42.0	44.0	46.0	48.0	50.0	52.0	54.0	56.0	58.0	60.0	62.0	64.0	66.0	68.0																			
			0.20	190	1685		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-																		
	4	3	0.25	152	1406	9330	34.0	36.0	38.0	40.0	42.0	44.0	46.0	48.0	50.0	52.0	54.0	56.0	58.0	60.0	62.0	64.0	66.0	68.0																		
			0.32	124	1098																																					
			0.40	95	879																																					
			0.50	76	703																																					
4	2	0.63	63	568	9330	34.0	36.0	38.0	40.0	42.0	44.0	46.0	48.0	50.0	52.0	54.0	56.0	58.0	60.0	62.0	64.0	66.0	68.0																			
		0.80	48	439																																						
		1.00	38	352																																						
		1.25	30	281																																						
0.75/ 1.00	4	3	0.40	192	1777	9330	34.0	36.0	38.0	40.0	42.0	44.0	46.0	48.0	50.0	52.0	54.0	56.0	58.0	60.0	62.0	64.0	66.0	68.0																		
			0.50	153	1423																																					
		2	0.63	122	1135																				-	39.0	41.0	43.0	45.0	47.0	49.0	51.0	53.0	55.0	57.0	59.0	61.0	63.0	65.0	67.0	69.0	
			0.80	96	893																				-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
			1.00	77	716																				-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1.10/ 1.50	2	3	0.63	178	1656	9330	34.0	36.0	38.0	40.0	42.0	44.0	46.0	48.0	50.0	52.0	54.0	56.0	58.0	60.0	62.0	64.0	66.0	68.0																		
			0.80	141	1312																																					
			1.00	112	1042																																					
		2	1.25	90	837																				-	41.0	43.0	45.0	47.0	49.0	51.0	53.0	55.0	57.0	59.0	61.0	63.0	65.0	67.0	69.0	71.0	
			1.60	70	651																				-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
2.00	56	521	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-																						
2.50	45	419	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-																						

*1-phase: please contact Interroll

Idler Pulley UT 216S

9330	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37	39	45	51	53	55	57
------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

De volgende motor die op deze motoren volgt heeft terug een diameter van 216 mm, wat terug te veel is. Om deze te kunnen installeren moet men de constructie terug op de tekentafel leggen en drastisch wijzigen. Alleen al door het feit dat een motor van dit type (en 500 mm breed) zo'n 60 kg weegt moet men de transportbanden sterk gaan versterken (=gewicht stijgt daaruit volgt een zwaardere hydraulische cilinder met als gevolg dat de kostprijs stijgt) (zie bijlage 16)



Series 6700
Ø 216 mm
TM 220

Standard Motorised Pulley	Motor		Nominal belt speed at full load 50 Hz m/sec	Torque Nm	Belt pull N	Max. radial load T ₁ + T ₂ N	Weight** in kg for standard width										
	Power kW/HP	No. of poles					RL in mm										
							400	450	500	550	600	650	700	750	800	per 50 mm up to 1500	
	0.55/ 0.75	8	0.13	452	4205	25000*	-	-	71	74	77	80	83	86	89	3 kg	
			0.16	353	3284		-	-	-	-	-	-	-	-			
			0.20	282	2623		-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
			0.25	226	2102		-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
			0.32	176	1637		-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
			0.40	141	1312		-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
			0.50	113	1051		11500	55	58	61	64	67	70	73	76		3 kg
			0.63	89	828		-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
			0.80	70	651		-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
			1.00	56	521		-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
	1.25	45	419	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-				
	0.75/ 1.10	8	0.13	592	5510	25000*	-	-	71	74	77	80	83	86	89	3 kg	
			0.16	481	4476		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
			0.20	385	3581		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
			0.25	307	2856		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
			0.32	239	2223		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
			0.40	191	1777		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
			0.50	153	1423		11500	55	58	61	64	67	70	73	76		3 kg
			0.63	122	1135		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
			0.80	96	893		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
			1.00	77	716		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
	1.25	62	577	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
	1.10/ 1.50	6	0.16	705	6558	25000*	-	-	68	71	74	77	80	83	86	3 kg	
			0.20	564	5246		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
4		0.25	452	4205	-		61	64	67	70	73	76	79	82			
		0.32	353	3284	-		-	-	-	-	-	-	-	-			
		0.40	282	2623	-		-	-	-	-	-	-	-	-			
		0.50	226	2102	-		-	-	-	-	-	-	-	-			
		0.63	178	1656	-		-	-	-	-	-	-	-	-			
		0.80	141	1312	-		-	-	-	-	-	-	-	-			
		1.00	112	1042	11500		45	48	52	55	58	61	64	67	70		3 kg
		1.25	90	837	-		-	-	-	-	-	-	-	-			
1.50	70	651	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
2.00	56	521	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
2.50	45	419	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
1.50/ 2.00	4	0.25	616	5730	25000*	-	61	65	68	71	74	77	80	83	3 kg		
		0.32	481	4476		-	-	-	-	-	-	-	-	-			
		0.40	385	3581		-	-	-	-	-	-	-	-	-			
		0.50	307	2856		-	-	-	-	-	-	-	-	-			
		0.63	243	2260		-	-	-	-	-	-	-	-	-			
		0.80	191	1777		-	-	-	-	-	-	-	-	-			
		1.00	153	1423		11500	48	51	54	57	60	63	66	69		72	3 kg
		1.25	123	1144		-	-	-	-	-	-	-	-	-			
		1.60	96	893		-	-	-	-	-	-	-	-	-			
		2.00	77	716		-	-	-	-	-	-	-	-	-			
2.50	62	572	-	-	-	-	-	-	-	-	-						

* 3-stage gearbox
 ** Weights above 1500 mm RL on request

Series 6700
Ø 216 mm
TM 220

Standard Motorised Pulley	Motor		Nominal belt speed at full load 50 Hz m/sec	Torque Nm	Belt pulley N	Max. radial load T ₁ + T ₂ N	Weight** in kg for standard width											
	Power kW/HP	No. of poles					RL in mm											
			400	450	500	550	600	650	700	750	800	per 50 mm up to 1500						
	2.20/ 3.00	4	0.32	705	6556	25000*	-	-	68	72	75	78	81	84	87	3 kg		
			0.40	564	5245		-	-	-	-	-	-	-	-				
				0.50	451	4195	11500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3 kg	
				0.63	358	3330		-	-	-	-	-	-	-	-			
				0.80	282	2623		-	-	-	-	-	-	-	-			
				1.00	225	2102		-	55	58	61	64	67	70	73	75		
				1.25	180	1674		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
				1.60	140	1302		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
				2.00	115	1070		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
				2.50	90	837		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
	3.00/ 4.00	4	0.50	616	5730	25000*	-	-	-	74	77	80	83	86	89	3 kg		
			0.63	481	4475		-	-	-	-	-	-	-	-				
				0.80	385	3581	11500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3 kg	
				1.00	307	2895		-	-	-	-	-	-	-	-			
				1.25	245	2270		-	-	-	60	63	66	69	72	75		78
				1.60	192	1785		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
				2.00	154	1433		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
				2.50	123	1144		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
	4.00/ 5.50	2	0.63	684	6340	25000*	-	-	-	74	77	80	83	86	89	3 kg		
			0.80	530	5000		-	-	-	-	-	-	-	-				
				1.00	431	4009	11500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3 kg	
				1.25	345	3200		-	-	-	-	-	-	-	-			
				1.60	265	2500		-	-	-	60	63	66	69	72	75		78
				2.00	204	2000		-	-	-	-	-	-	-	-	-		
		2.50	153	1600	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-				
		Idler Pulley					11500	25	27	29	31	33	35	37	39	41	2 kg	

* 3-stage gearbox
 ** Weights above 1500 mm FL on request

Deze motor kan wel het gevraagde vermogen van 3 kW leveren maar na overleg met ingenieur Frank Dewalsche bleek de motor te groot en te zwaar indien men de constructie van de transportbanden wil behouden.

Deze motor kan wel het gevraagde vermogen van 3 kW leveren maar na overleg met ingenieur Frank Dewalsche bleek de motor te groot en te zwaar indien men de constructie van de transportbanden wil behouden.

Besluit: Voor de trommelmotoren die nu bestaan is het niet mogelijk om deze te bevestigen in de transportbanden van de maalderij.

Dit doordat de trommelmotoren die beschikken over het nodige vermogen te grote afmetingen hebben en hun massa te groot is om op de transportbanden te monteren. Maar er is wel nog een andere oplossing om de transportbanden aan te drijven.

12.3.4.1 Transportbanden aangedreven door conventionele wisselstroommotoren

We gaan dus op zoek naar een wisselstroommotor van ongeveer 3 kW. We kiezen voor een driefasige tweepolige motor:

- driefasig omdat een enkelfasige motor geen optie is.
- Een ééfasige motor vereist de nodige randapparatuur die niet geschikt is voor het milieu van de maalderij.
- tweepolig omdat de motor kleiner is in grootte en in massa.
- De kostprijs speelt ook wel een rol.

Nu kijken we naar een tabel uit de catalogoog van Leroy Somer waarin we zulke motor kunnen vinden. Dit is een LS 100 L (zie bijlage 11).

Als we de afmetingen bekijken zien we dat er zich een volgend probleem stelt: de afmetingen van de motor is nog te groot om rechtstreeks op de as van een transportbandrol te installeren.

We zouden kunnen de motoren onder de transportbanden bevestigen en met kettingaandrijving werken, maar het toerental van de motor is te hoog om te kunnen reduceren met een ketting naar het toerental om de gewenste afvoersnelheid te verkrijgen.

Oplossing: wormwielreductoren (zie bijlage 17)

Hiermee kunnen we de motoren naast de transportbanden bevestigen

Hiermee kan het gewenste toerental bereikt worden

We gaan dus op zoek naar wormwielreductoren. Hiervoor namen we contact op met de firma *Vermeire – Belting*. Daar vermeldden we onze eisen waaraan de reductoren moesten voldoen:

- Een verhouding van 1/6 (CGM 500)(*) – 1/7,5 (CGM 330)(*)
- Een staande as
- Flens geschikt voor montering van een LS 100 L

(*): Bepalen van de verhoudingen:

$$\text{CGM 500} \Rightarrow 3,8 \text{ m/s} \Rightarrow 480 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{en LS 100 L} \Rightarrow 2860 \text{ min}^{-1} \text{ bij } 50 \text{ Hz.}$$

$$\frac{480}{2860} = \pm \frac{1}{6}$$

$$\text{CGM 330} \Rightarrow 3 \text{ m/s} \Rightarrow 390 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{en LS 90 L(**)} \Rightarrow 2830 \text{ min}^{-1} \text{ bij } 50 \text{ Hz.}$$

$$\frac{390}{2830} = \pm \frac{1}{7,5}$$

(**): Bepalen van het vermogen van een motor voor het aandrijven van de transportbanden van een CGM 330:

We hadden een debiet van 24,768 l/min en de inhoud van een OMR 50 is 0,0516 l.

Bij 390 min^{-1} hebben we een debiet van:

$$0,0516 \text{ l} \cdot 390 \text{ min}^{-1} = 20,64 \text{ l/min}$$

Dan hebben we $20,64 \text{ l/min} \cdot 160 \text{ bar} = 2,752 \text{ kW}$ nodig voor de motor + al het verlies.

Nemen we nu 752 W voor het verlies (dit is een veronderstelling die klein genomen is).

Maar wat hoeveel drukverlies is deze veronderstelling dan?

$$\frac{752W}{20,64l/min} = 22bar \rightarrow \text{Dit is inderdaad mogelijk.}$$

Dus nemen we motoren met een vermogen van 2,2 kW. Dit is een LS 90 L (zie bijlage 11)

Voor een stroomgroep geldt dan:

$$4,5A \cdot 2 = 9A \quad \text{en we rekenen ongeveer 3A voor het uitschuiven}$$

dan komen we aan 12A.

$$\text{met } 380V \rightarrow 380 \cdot 12A = \underline{4,56kVA}$$

We hebben een cd-rom toegestuurd gekregen waarmee we een passende reductor konden bereiken.

We vonden dat de minimale overbrengingsverhouding voor een reductor 1 / 7,5 is.

Dus is het mogelijk om de transportbanden van de CGM 330 op deze manier aan te drijven maar niet om een CGM 500 zo aan te drijven, omdat deze een te grote afvoersnelheid hiervoor vereist.

Maar, er is een andere oplossing. Er bestaan motoren van het Amerikaanse type die draaien op 60 Hz. Deze motoren hebben voor hetzelfde vermogen een groter toerental. Deze motoren draaien dan ongeveer 3455 min^{-1} (We hebben het hier over een LS 100 L die draait met 60 Hz (zie bijlage 11). Wanneer we dan een reductor van 1/7,5 gebruiken, komen we aan een snelheid van 460 min^{-1} voor de transportbanden, wat dus wel zou lukken in het elektrisch gedeelte.

12.3.4.2 Bepalen van een generator voor de CGM 500

In de tabel in bijlage 11 zien we dat een LS 100 L van het Amerikaanse type een nominale stroomsterkte heeft van 6,3A. Dus voor twee motoren wordt dit:

$$6,2A \cdot 2 = 12,6A$$

En voor het uitschuiven van de transportbanden nemen we ongeveer 3A.

We komen dus ongeveer aan een totale stroomsterkte van 15A.

Wanneer we met een net van 460V (Amerikaans) werken, hebben we:

$$460 \cdot 15 = 6900VA$$

We nemen dus een generator van 7kVA.

Bepalen van een generator voor de CGM 330:

Voor een LS 90 L geldt: nominale stroomsterkte: 4,5A
nominaal toerental: 2830 min⁻¹

Hoeveel stroom hebben we nodig voor het circuit?

$4,5A \cdot 2 = 9A$ en we rekenen ongeveer 3A voor het uitschuiven

dan komen we aan 12A.

Welke generator nemen we dan?

Met 380V → $380 \cdot 12A = \underline{4,56kVA}$

We nemen dus een generator van 5kVA.

Met deze gegevens contacteerden we de firma DUVIVIER en daar kregen we te horen dat een generator van 5kVA – 50Hz geen enkel probleem is, maar een generator van 7,5kVA - 60Hz wel een probleem blijkt te zijn. Men kan ons alleen maar helpen door een vierpolige generator van 60Hz aan te bieden. Hier spreken we dan wel over 9,5kVA. Dit komt omdat een 2-polige generator zou moeten aangedreven worden aan een toerental van 3600 toeren per minuut en dit kan deze generator niet aan. (zie bijlage 18)

Besluit: Uit het voorgaande kunnen we besluiten dat we aan de hand van wormwielreductoren in staat zijn om te transportbanden van de beide maalmolens elektrisch aan te drijven.

13 Prijsvergelijking elektrisch – hydraulisch

Kostprijs van de gebruikte componenten. Met de installatieprijs en leidingkostprijs worden hier buiten beschouwing gehouden.

13.1 hydraulisch circuit (CGM 500)

pomp	527€
debietsplitser	263,62€
drukveiligheid + ventiel	293,62€ (3x) (*)
4 x motor OMR 50	1137,48€
2 x motor EPRM 315	<u>452,7€</u>
	3261,66€ (= 131575 BEF)

(*): Prijs voor de ventielen in -en uitschuiven is te hoog, omdat de gebruikte prijs een ventiel + drukveiligheid omvat. Verklaring: we hadden geen eenheidsprijs van de ventielen apart op de ventielblok.

Hieruit kunnen we besluiten dat de totale berekende kostprijs zal dus te hoog zijn.

13.2 Elektrische circuit (CGM 500)

- Hoofdzekering: zekeringhouder
ref: 15711 27,42€
- Zekeringen
ref: 15762 aM 25,86€ (10 patronen)
- generator
Type: LSA 37-4P
(60Hz – 9,5kVA – 460V) 1199,16€ (Firma Duvivier)

13.2.1 Aandrijving transportbanden: onderdelenlijst

- automaat MA 40
ref: 26370 86,81€ (4x)

De mobiele maalmachine

- contactor LC1 – D09BD 46,41€ (4x)
(Telemecanique)
- motorbeveiliging
P 25 M (6-10) ref 21109 54,56€ (4x)
(Merlin Gerin)
- foutsignaal contact
ref 26924 12,97€ (4x)
(Merlin Gerin)
- hulpcontacten op motorbeveiliging
P 25 M ref 21117 8,33€ (4x)
(Merlin Gerin)
- elektrische motoren met wormwielreductor aandrijving
transportbanden 690 (4x)
(Ø 28)
- pomp voor de afvoervijzel 527€
(PIP 30 – 27)

Deze pomp wordt erbij gerekend omdat het circuit van de afvoervijzel een aparte pomp nodig heeft. Doordat de transportbanden en de afvoervijzel door één en dezelfde pomp aangedreven werden. Nu de transportbanden elektrisch aangedreven zijn, mag deze pomp weggelaten worden en kunnen we de afvoervijzel door middel van een kleinere pomp apart aandrijven.(PLP 30- 27)

13.2.2 In –en uitschuiven transportbanden: onderdelenlijst

- Omschakelcontactor met thermische beveiliging
Type: GV2-ME08K2DW3 120,38€ (2x)
 - Automaat MA 16 A 70,28€ (2x)
 - elektrische motoren met wormwielreductor
1255€ (2x)
- + —————
TOTAAL: 8267,08€ (= 333493 BEF)

13.3 Elektrische circuit (CGM 330)

- hoofdzekering : zekeringhouder
ref: 15711 27,42€
- Zekeringen
ref: 15762 aM 25,86€ (10 patronen)

- generator type IP 23 – 2P 430,2€ (firma Duvivier)
50Hz – 5,5kVA – 380V

13.3.1 Aandrijving transportbanden: onderdelenlijst

- circuitzekeringen: automaat MA 25
ref: 26369 85,13€ (4x)
- contactor LC1-DO9BD 46,41€ (4x)
- motorbeveiliging P25 M (4 - 6,3)
ref: 21108 47,4€ (4x)
- foutsignalisatiecontact
ref: 26924 12,97€ (4x)
- hulpcontacten op motorbeveiliging
P 25 M ref: 21117 8,33€ (4x)
- wormwielreductor 571€ (4x)
(Ø 28)
- pomp voor de afvoervijzel
PLP 30-27 527€

13.3.2 In –en uitschuiven transportbanden: onderdelenlijst

- Omschakelcontactor met thermische beveiliging
Type: GV2-ME08K2DW3 120,38€ (2x)
- Automaat MA 16 A 70,28€ (2x)
- elektrische motoren met wormwielreductor
900€ (2x)

TOTAAL: +
276,76€ (= 253198 BEF)

14 Algemeen besluit

Uit onze studie naar een elektrische aandrijving hebben we gevonden dat elektrische motoren niet geschikt zijn voor een mobiele maalderij. Dit omdat de gevraagde vermogens te groot zijn voor een compacte, betaalbare elektrische installatie. We konden enkel de kleinste belastingen aandrijven. Dan nog blijkt dit niet 100% te zijn.

Uit onze prijsvergelijking kunnen we besluiten dat de nodige elektrische installatie 2 tot 3 maal meer kost, afhankelijk van het type machine, dan de hydraulische installatie.

Deze prijs zal nog oplopen door het feit dat de constructie van de transportbanden moet aangepast worden (de elektrische motoren hebben een grotere massa dan de hydraulische) en dat we nog geen rekening gehouden hebben met de prijs van de aandrijving voor de generator.

Als we de werkomstandigheden (trillingen, stof, vocht) van naderhand bestuderen, leert ervaring ons dat het elektrische systeem hoogstwaarschijnlijk minder betrouwbaar is dan het hydraulisch systeem. Een elektrisch systeem heeft vele zwakke punten in deze omstandigheden, zoals contacten die oxideren, leidingen die lostrillen...