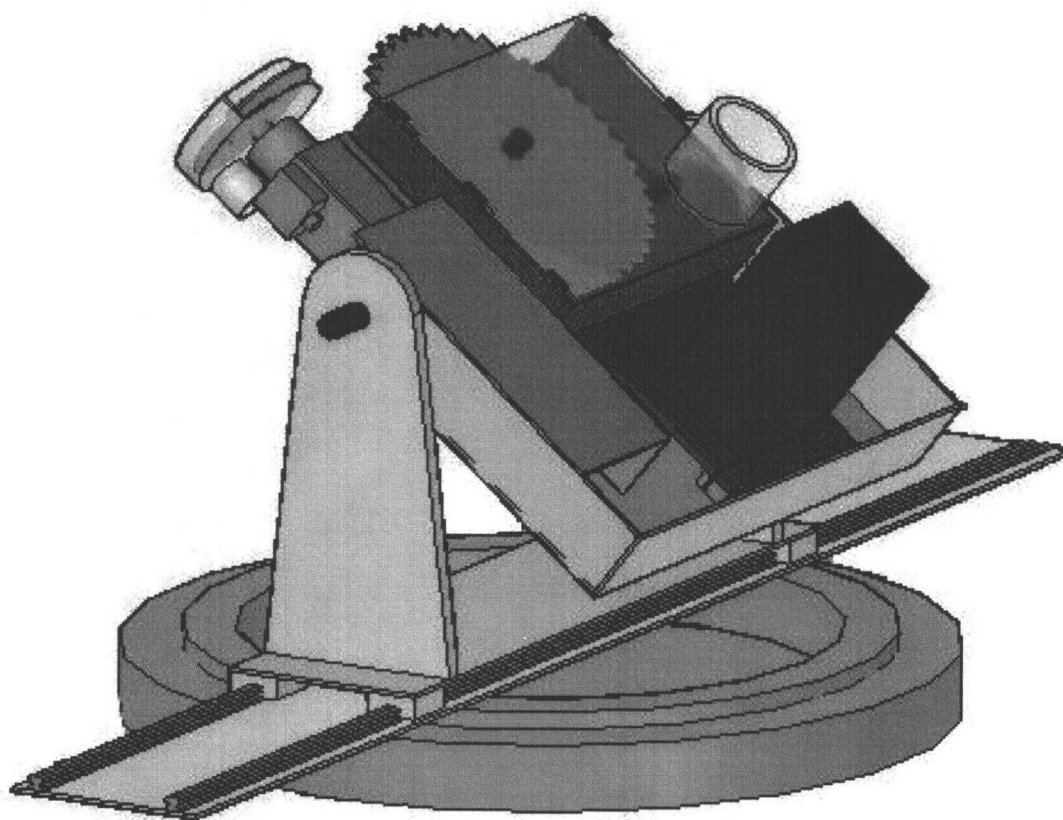


Servo Techniek in Houtbewerkingmachines



Naam student : Martijn Bruggeman
Studentnummer : 1089228
Afdeling : Werktuigbouwkunde Deeltijd
Afstudeerbedrijf : Van de Poll Houtbewerkingsmachines
Mediatheek HvU : 10 januari 2004



0300 526 494X



A. Samenvatting

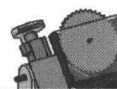
De firma Van de Poll Houtbewerkingsmachines uit Nijmegen heeft vele jaren ervaring in het vervaardigen en retrofitten van machines voor de houtverwerkende industrie. Deze markt is onderverdeeld in vele segmenten die zich laten kenmerken door de meest uiteenlopende aspecten. Echter één daarvan is zeer bijzonder vanwege het kleine maar zeer specifieke karakter, de productie van grafkisten.

Vanwege de goede contacten in deze markt signaleert Van de Poll Houtbewerkingsmachines een toenemende vraag naar een methode van vervaardiging waarbij de volgende criteria aan belangrijkheid toenemen:

- **Nauwkeurigheid**
- **Flexibiliteit**
- **Productiecapaciteit**

Om aan deze toenemende eisen te kunnen voldoen is het noodzakelijk een volledig nieuwe machine te ontwikkelen waarbij aandrijf- en besturingstechniek in grote mate bij zullen dragen aan het realiseren van de nieuwe eisen.

De inhoud van dit onderzoek concentreert zich op de theoretische onderbouwing van de selectie van de juiste aandrijftechniek. Dit houdt de vertaling van de toegepaste mechanica naar de selectie van servomotoren en evt. bijbehorende vertraging.



B. Conclusie

Gedurende het onderzoek zijn er nadat de functionele specificatie is opgesteld diverse leveranciers van aandrijftechniek met de vraag benaderd om componenten aan te bieden. De technische voorstellen die hierop volgden liepen met betrekking tot prijs en technische uitvoering enorm uiteen. Bij vergelijking van de voorstellen bleek dat de aangeboden oplossingen sterk waren beïnvloed door de mogelijkheden van het eigen productenpallet en in mindere mate zijn geconcentreerd op de beste oplossing voor de afnemer.

De conclusie van deze ervaring is dat een onafhankelijke theoretische onderbouwing van het toepassen van de juiste aandrijftechniek van groot belang is om tot een goede afweging en keuze te kunnen komen.

Dit onderzoek biedt een goede grondslag om de juiste overwegingen en keuzes te kunnen maken gericht op de technische en financieel beste oplossing voor van de Poll Houtbewerkingsmachines. Belangrijkste uitkomsten van het onderzoek zijn:

1. Het onderzoek toont aan dat voor de realisatie van de opgestelde machine criteria gebruik kan worden gemaakt van standaard servosystemen.
3. Daarnaast zijn criteria voor de servo-aandrijvingen geformuleerd waarmee concreet toeleveranciers kunnen worden benaderd.
2. Voor de betrokken medewerkers van Van der Poll Houtbewerkingsmachines is inzicht gecreëerd in de methodieken en overwegingen voor de selectie van een servo-aandrijving.

Afsluitend kan worden geconcludeerd dat met het onderzoek de vooraf opgestelde doelstelling is bereikt.



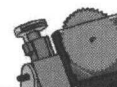
C. Inhoudsopgave

Deel A Samenvatting	2
Deel B Conclusie	3
Deel C Inhoudsopgave	4
Deel D Symbolen en formule lijst	6
Deel E Inleiding	7
1. Doelstelling onderzoek	7
2. Formulering opdracht	7
Deel F Kern van de scriptie	8
1. Stappenplan	8
2. Probleem identificatie	8
2.1. Productomschrijving	8
2.2. Algemene machine criteria	9
3. Formuleren van aanpak	9
4. Uitvoering van het onderzoek	10
4.1 Machineconcept	10
4.2 Bewegingsafloop	11
4.3. Algemene toelichting	12
4.4 Zwenkbeweging	14
4.4.1 Beschikbare gegevens	14
4.4.2 Bewegingsprofiel	14
4.4.3 Berekening massatraagheden	15
4.4.4 Berekening dynamisch koppel	16
4.4.5 Berekening statisch koppel Ts	16
4.4.6 Effectief moment	17
4.4.7 Positioneernauwkeurigheid	17
4.4.8 Tussentijdse samenvatting	17
4.4.9 Selectie Vertragingskast	18
4.4.10 Resolutie Motorfeedback	19
4.4.11 Selectie Motor	20
4.5. Lineair beweging Zaag en Longnail	21
4.5.1 Beschikbare gegevens	21
4.5.2 Bewegingsprofiel	21
4.5.3 Berekening massatraagheden	22
4.5.4 Berekening dynamisch koppel	22
4.5.5 Berekening statisch koppel Ts	23
4.5.6. Effectief moment	23
4.5.7 Tussentijdse samenvatting	24
4.5.8 Selectie Vertragingskast	24
4.5.9 Resolutie Motorfeedback	25
4.5.10 Selectie Motor	26
4.6. Hoogteverstelling Zaag	27
4.6.1 Beschikbare gegevens	27
4.6.2 Bewegingsprofiel	27
4.6.3 Berekening massatraagheden	28
4.6.4 Berekening dynamisch koppel	29
4.6.5 Berekening statisch koppel Ts	29



4.6.6 Effectief moment	29
4.6.7 Tussentijdse samenvatting	30
4.6.8 Resolutie Motorfeedback	30
4.6.9 Selectie Motor	31
4.7 Hoogteverstelling Long Nail	33
4.7.1 Beschikbare gegevens	33
4.7.2 Bewegingsprofiel	33
4.7.3 Berekening massatraagheden	34
4.7.4 Berekening dynamisch koppel	35
4.7.5 Berekening statisch koppel Ts	35
4.7.6 Effectief moment	35
4.7.7 Tussentijdse samenvatting	36
4.7.8 Resolutie Motorfeedback	36
4.7.9 Selectie Motor	37
4.8 Schommelbeweging Zaagblad (nijk beweging)	38
4.8.1 Beschikbare gegevens	38
4.8.2 Bewegingsprofiel	38
4.8.3 Berekening statisch koppel Ts	39
4.8.4 Berekening dynamisch koppel Td	40
4.8.5 Effectief moment	41
4.8.6 Tussentijdse samenvatting	42
4.8.7 Selectie Vertragskast	42
4.8.8 Resolutie Motorfeedback	43
4.8.9 Selectie Motor	44
4.9 Plaat transport	45
4.9.1 Beschikbare gegevens	45
4.9.2 Bewegingsprofiel	45
4.9.3 Berekening massatraagheden	46
4.9.4 Berekening dynamisch koppel	47
4.9.5 Berekening statisch koppel Ts	47
4.9.6 Effectief moment	47
4.9.7 Tussentijdse samenvatting	48
4.9.8 Selectie Vertragskast	48
4.5.9 Resolutie Motorfeedback	49
4.5.10 Selectie Motor	50
4.10 Plaatklemmen	51
4.10.1 Beschikbare gegevens	51
4.10.2 Bewegingsprofiel	51
4.10.3 Berekening massatraagheden	52
4.10.4 Berekening dynamisch koppel Td	53
4.10.5 Berekening statisch koppel Ts	53
4.10.6 Effectief moment	53
4.10.7 Tussentijdse samenvatting	54
4.10.8 Resolutie Motorfeedback	54
4.10.9 Selectie Motor	55

Deel G Literatuuroverzicht	56
Deel H Bijlagen	57



D. Symbolen en formule lijst

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot t^2 \quad (\text{formule 1})$$

$$\omega = \alpha \cdot t \quad (\text{formule 2})$$

$$Td = I \cdot \alpha \quad (\text{formule 3})$$

$$M_0 = F \cdot d \quad (\text{formule 4})$$

$$I_{\text{cilinder}} = \frac{1}{2} mr^2 \quad (\text{formule 5})$$

$$I_{\text{dunne ring}} = mr^2 \quad (\text{formule 6})$$

$$T_{\text{effec.}} = \sqrt{\frac{T^2 \cdot t}{T_{\text{cyc}}}} \quad (\text{formule 7})$$

$$I_{\text{spindel}} = m \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \quad (\text{formule 8})$$

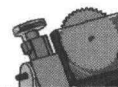
$$x = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (\text{formule 9})$$

$$v = a \cdot t \quad (\text{formule 10})$$

$$x = v \cdot t \quad (\text{formule 11})$$

$$\bar{x} = \frac{\sum \tilde{x}m}{\sum m} \quad (\text{formule 12})$$

$$\bar{y} = \frac{\sum \tilde{y}m}{\sum m} \quad (\text{formule 13})$$



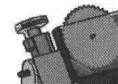
E. Inleiding

1. Doelstelling onderzoek

De doelstelling van dit onderzoek is om vanuit een nog op te stellen functionele omschrijving van de machine een onderbouwd advies te geven voor toepassing van de juiste aandrijfcomponenten teneinde aan de nieuwe machine criteria te kunnen voldoen. Randvoorwaarde hierbij is dat gebruik moet worden gemaakt van standaard in de markt verkrijgbare producten. Daarnaast dient dit verslag inzicht te verschaffen in de procedures en belangrijke aspecten rondom het selecteren van een aandrijving zodat de opdrachtgever beter bekend raakt met deze materie.

2. Formulering opdracht

Om de doelstelling te kunnen realiseren dient een functionele omschrijving van de relevante machine bewegingen te worden opgesteld. Vanuit deze functionele omschrijving kunnen de benodigde berekeningen worden gemaakt waarmee de criteria m.b.t. de aandrijfcomponenten kan worden geformuleerd. Deze criteria dienen als grondslag om een keuze te kunnen maken en producten met elkaar te kunnen vergelijken.



F. Kern van de scriptie

1. Stappenplan

Om het gestelde doel te kunnen bereiken wordt het onderzoek in stappen uitgevoerd. Het stappenplan ziet er als volgt uit:

1. Probleem identificatie
2. Formuleren van aanpak
3. Uitvoering van het onderzoek

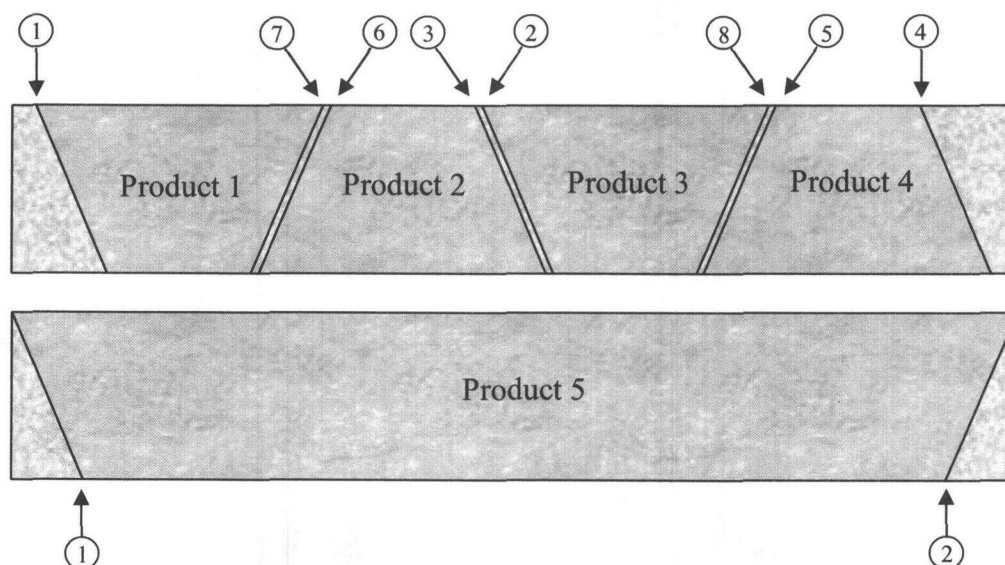
2. Probleem identificatie

Om de probleemstelling te identificeren wordt gestart met een algemene beeldvorming. Hiermee wordt de basis gelegd en inzicht gecreëerd om verdere stappen in het onderzoek te kunnen nemen. De algemene beeldvorming is opgebouwd uit:

- Productomschrijving
- Algemene machine criteria

2.1. Productomschrijving

Een grafkist (exclusief deksel) wordt opgebouwd uit 1 kopstuk, 1 voetstuk, en 2 zijdelen. Als basismateriaal wordt gebruik gemaakt van een spaanplaat van 2000 mm lang, 500 mm breed en 20 mm dik. Uit 1 spaanplaat (zie onderstaande figuur) kan 1 zijdeel (product 5) ofwel 2 kop en 2 voet stukken (producten 1,2,3 en 4) worden gemaakt.



Afhankelijk van het type kist moet de zaagsnede onder variërende hoeken worden aangebracht. Dit geldt voor de hoek in de dwarsrichting en haaks op het uitgangsmateriaal. Daarnaast dient er in de zaagsnede een profiel te worden gefreesd ter bevestiging van de Long Nail. Met een Long Nail kunnen twee delen (b.v. een voet- en een zijstuk) aan elkaar worden bevestigd. In bovenstaande figuur zijn de aan te brengen zaagsneden aangegeven met een nummer. De volgorde van de nummering komt overeen met de afloop van de bewerkingen en wordt in hoofdstuk 4.2 bewegingsafloop verder uitgewerkt.



2.2. Algemene machine criteria

- Nauwkeurigheid

De hogere eisen die worden gesteld aan de nauwkeurigheid van de machine worden grotendeels veroorzaakt door de toepassing van nieuwe bevestigingstechnieken (Long Nail). Deze nieuwe bevestigingstechnieken vereenvoudigen het samenstellen van de grafkist maar stellen hogere eisen aan de maatvoering van de producten waaruit de grafkisten worden samengesteld. Hogere nauwkeurigheid kan worden bereikt door de positionering van de daartoe relevante bewegingen als een teruggekoppeld systeem uit te gaan voeren. Hierbij moeten resoluties van de toegepaste sensoren en mechanische speling in acht worden genomen.

- Flexibiliteit

Eén van de doelstellingen van de nieuwe machine is om een breder bereik van product variaties te kunnen produceren en meerdere bewerkingen bij elkaar te integreren. Het omstellen van de machine naar een ander product moet daarbij in een zeer korte tijd realiseerbaar zijn zodat verschillende producten door elkaar heen geproduceerd kunnen worden. De gevraagde flexibiliteit neemt met zich mee dat meerdere machine bewegingen dynamisch en onafhankelijk van elkaar moeten worden uitgevoerd. Deze eisen onderstrepen de noodzaak van toepassing van moderne aandrijfsystemen waarbij o.a. recepturen voor diverse producten opgeslagen en uitgevoerd kunnen worden.

- Productiecapaciteit

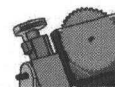
De normale productiecapaciteit van bestaande machines ligt ongeveer bij een totaal van 50.000 kisten per jaar. Om de investeringen sneller terug te kunnen verdienen en de hogere aanschafkosten vanwege de nieuwe criteria te kunnen rechtvaardigen zal de productiecapaciteit moeten worden verhoogd. Doelstelling is een verhoging van 20 % naar 60.000 kisten per jaar.

3. Formuleren van aanpak

Bij de start van het onderzoek is het nieuwe machine concept in grote lijnen uitgedacht en schetsmatig als idee op papier gezet. Mechanische, elektrische en besturingstechnische detail engineering waren nog niet uitgevoerd. De eerste stap in het onderzoek was daarom het verzamelen van gegevens om inzicht te verkrijgen in de bewegingen die zich in de machine voordoen. Ofwel het vastleggen van het machineconcept.

Om een juiste bepaling van de aandrijvingen te kunnen maken is het van belang de gewenste cyclustijden te weten. De tweede stap in het onderzoek is het uitwerken van de bewegingsafloop van de machine en bij iedere beweging de cyclustijd bepalen.

Als derde hoofdstap worden de aandrijvingen berekend en geselecteerd.



4. Uitvoering van het onderzoek

4.1 Machineconcept

De machine kan worden onderverdeeld in de volgende hoofdfuncties en bijbehorende bewegingen. De nummers achter de benaming komen overeen met de nummers aangegeven in Bijlage 3:

- Hoofdfunctie: Gereedschap verstellingen
 - o Zwenk beweging zaagblad (1)
De zwenk beweging zorgt ervoor dat de zaagunit onder een hoek kan worden gezet. Vanuit het nulpunt moet de zaag een verstelling van 20 graden linksom en rechtsom kunnen maken.
 - o Nijg beweging zaagblad (2)
Doormiddel van de nijgbeweging kan het zaagblad worden geroteerd, zodanig dat de zaagsnede in verstek kan worden aangebracht. De maximale hoekverstelling is 45 graden linksom en 45 graden rechtsom.
 - o Hoogteverstelling zaagblad (3)
Na iedere zaagsnede dient een Long Nail gleuf aangebracht te worden. Om ruimte te maken voor de Long Nail frees wordt het Zaagblad uit het bewerkingsvlak bewogen. De hoogteverstelling zorgt ervoor dat het zaagblad uit en in het bewerkingsvlak kan worden gebracht.
 - o Hoogteverstelling Long Nail frees (4)
De Longnailfrees moet, net zoals omschreven bij de hoogteverstelling van het zaagblad, bij iedere bewerking uit en in het bewerkingsvlak worden gebracht. De hoogteverstelling voor de Long Nail frees zorgt ervoor dat deze beweging kan worden gerealiseerd.
- Hoofdfunctie: Bewerkingen
 - o Lineaire verplaatsing van de zaag (5)
Deze beweging zorgt voor het aanbrengen van de zaagsnede. Nadat de zaag in de juiste positie is geplaatst wordt hij lineair bewogen en het plaatmateriaal gezaagd.
 - o Lineaire verplaatsing van de Long Nail frees (5)
Deze beweging is gelijk aan die van de lineaire verplaatsing van de zaag en zorgt ervoor dat de Long Nail frees lineair wordt bewogen voor het aanbrengen van de gleuf.



- Hoofdfunctie: Logistiek
 - o Aanvoerstation van plaatmateriaal
 - o Transportsysteem voor de aan en afvoer naar het bewerkingsstation (6)
Het transportsysteem wordt opgebouwd uit 4 separaat van elkaar bewegende lopers waarop grippers zijn gemonteerd. Indien een plaat tot 4 producten wordt verwerkt heeft ieder product zijn eigen loper die het product transporteert.
 - o Plaatklemmen (7)
Op de lopers van het transportsysteem zijn kleminrichtingen aangebracht waarmee de te bewerken producten kunnen worden opgepakt.
 - o Afvoerstation voor bewerkte producten

4.2 Bewegingsafloop

Gebaseerd op onderstaande aannames met betrekking tot het aantal werkweken en productie uren per dag kan de maximale cyclustijd worden berekend.

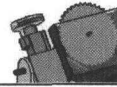
Aantal kisten per jaar	60000
Aantal werkweken per jaar	40
Aantal productieuren per dag	7
Cyclustijd per kist (sec.)	84

Tabel 1

De berekende 84 seconden dienen als uitgangspunt voor de tijdsbasis waarin de onderdelen voor 1 kist gemaakt moeten worden. Bijlage 1 toont de bewegingsafloop voor de productie van voet- en kop delen. Bijlage 2 toont de bewegingsafloop voor de productie van zijdelen. Bij 1 maal uitvoeren van de bewegingsafloop voor voet en kop delen worden onderdelen voor 2 kisten geproduceerd. Om 2 kisten te kunnen samenstellen zijn 4 zijdelen benodigd. De cyclustijd benodigd voor 1 kist komt daarbij uit op: 81 seconden.

Conclusie:

Indien we uitgaan van de opgestelde bewegingsaflopen kunnen de cyclustijden per beweging worden bepaald. Deze zullen bij de berekening van de aandrijvingen onder de paragraaf: "beschikbare gegevens" worden opgenomen.



4.3. Algemene toelichting

In dit hoofdstuk wordt een toelichting gegeven op een aantal belangrijke aspecten die in Hoofdstuk 4.4 bij de berekening en selectie van de aandrijvingen aan bod zullen komen. Doelstelling van deze toelichting is om inzicht te geven in de achterliggende theorie en gedachten.

Voor het selecteren van de aandrijvingen wordt er tekens uitgegaan van de toepassing van een teruggekoppeld ofwel servo-systeem. De reden hiervoor is dat voor iedere beweging telkens één of meerdere van de volgende eisen wordt gesteld:

- het realiseren van een snelle verplaatsing
- flexibele automatisering
- het uitvoeren van een nauwkeurige positionering

Bij de berekeningen die in dit onderzoek worden uitgevoerd ter bepaling van de servo aandrijving zullen de volgende begrippen ofwel onderwerpen aan bod komen:

Massatraagheidsverhouding

Wanneer de massatraagheid van de motor gelijk is aan de gereduceerde massatraagheid van de last aan de motoras, dan is de vermogensoverdracht optimaal. Dit maakt de controle over de last door het servosysteem gunstig. Een maatstaf die veelal wordt gehanteerd is een maximale verhouding van 5. Echter moet hierbij de dynamiek en de aard van de toepassing in het oog worden gehouden en kan het in veel gevallen acceptabel zijn om met een grotere verhouding te werken.

Toepassing van een reductie

Veelal wordt een reductie toegepast om enerzijds het motortoerental op de benodigde snelheid af te stemmen en anderzijds een gunstigere verhouding tussen de massatraagheid van de last en de motor te realiseren. Andere aspecten zoals hoge radiale of axiale krachten op de aandrijfas kunnen ook mee spelen in de overweging een reductie toe te passen. Veelal wordt voor servo toepassingen gebruik gemaakt van een planetaire tandwiel overbrenging vanwege de hoge vermogensdichtheid, hoge rendement en geringe omkeerspel.

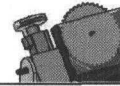


Effectief Koppel

Een hoger koppel dan het in de koppeltoerenkromme gespecificeerde continue koppel zal de motor slechts kortstondig kunnen leveren. In eerste instantie worden de wikkelingen opgewarmd ten gevolge van o.a. de $I^2.R$ verliezen in de wikkeling zelf. De warmteoverdracht ondervindt een weerstand naar het statorhuis en vervolgens naar de omgeving. Deze thermische weerstand levert in combinatie met het verlies vermogen en de omgevingstemperatuur de eind temperatuur van de wikkelingen op. Afhankelijk van de isolatieklasse is een bepaald maximum toegestaan. Het opwarmen van de stator behuizing speelt zich af in de orde grootte van minuten, opwarmen van de wikkeling in enkele seconden. Om ervoor te zorgen dat over langere termijn de wikkelingen niet de maximum temperatuur overschrijdt dient het effectieve koppel te worden bepaald.

S-Curve

Om tijdens de versnelling en vertragingfase de ruk in het systeem te minimaliseren kan er gebruik worden gemaakt van een S-Curve. Doelstelling hierbij is om de opbouw van de snelheid zo te laten verlopen dat er een vloeiende versnelling ontstaat met een zo klein mogelijke ruk. Indien in dit onderzoek gebruik wordt gemaakt van een S-Curve vindt de opbouw van de snelheid plaats volgens een $\sin^2$ profiel. Hierbij moet worden opgemerkt dat de piekversnelling een factor 1,6 hoger is dan bij een profiel waarbij een constante versnelling wordt toegepast. De te selecteren motor moet dit piekkoppel uiteraard kunnen leveren. Indien in termen van continue versnelling wordt gesproken wordt het begrip dynamisch koppel (T_d) toegepast. Indien T_{dp} wordt toegepast wordt het dynamische piekkoppel bedoeld tijdens de S-Curve.



4.4 Zwenkbeweging

Voor de rotatie van de zaagunit is gekozen voor een aandrijfsysteem waarbij gebruik wordt gemaakt van een draaitafel. Aan de omtrek van de draaitafel bevindt zich een tandriem die door middel van een tandriemschijf opgesteld in een omega constructie wordt aangedreven.

4.4.1 Beschikbare gegevens

- hoekverstelling draaitafel : 40° ($2/9\pi$ rad)
- tijd voor max. hoekverplaatsing : 1,5 sec. (zie Bijlage 1, Bewegingsafloop).
- rusttijd : 5 sec.
- positioneer nauwkeurigheid : binnen $0,1^\circ$
- totale massa van de last : 250 Kg.
- diameter draaitafel : 1000 mm
- diameter tandriemschijf : 54,11 mm
- hoogte tandriemschijf : 50 mm
- materiaal tandriemschijf : Aluminium
- De tandriemschijf moet direct op motor of vertragsas worden gemonteerd. Axiale krachten dienen dus door de lagering van ofwel de motor of vertraging opgenomen te worden.

4.4.2 Bewegingsprofiel

Vanwege de grote massa die verplaatst gaat worden is het verstandig als basis te kiezen voor een driehoekprofiel omdat daarmee de laagste hoekversnelling benodigd is. Dit resulteert in een lager benodigde Td. Om de ruk in het systeem te minimaliseren wordt gebruik gemaakt van een S-Curve tijdens de acceleratie en deceleratie.

Met behulp van formule 1 en 2 kunnen de hoeksnelheid en versnelling van de draaitafel worden bepaald. Uitkomst is als volgt

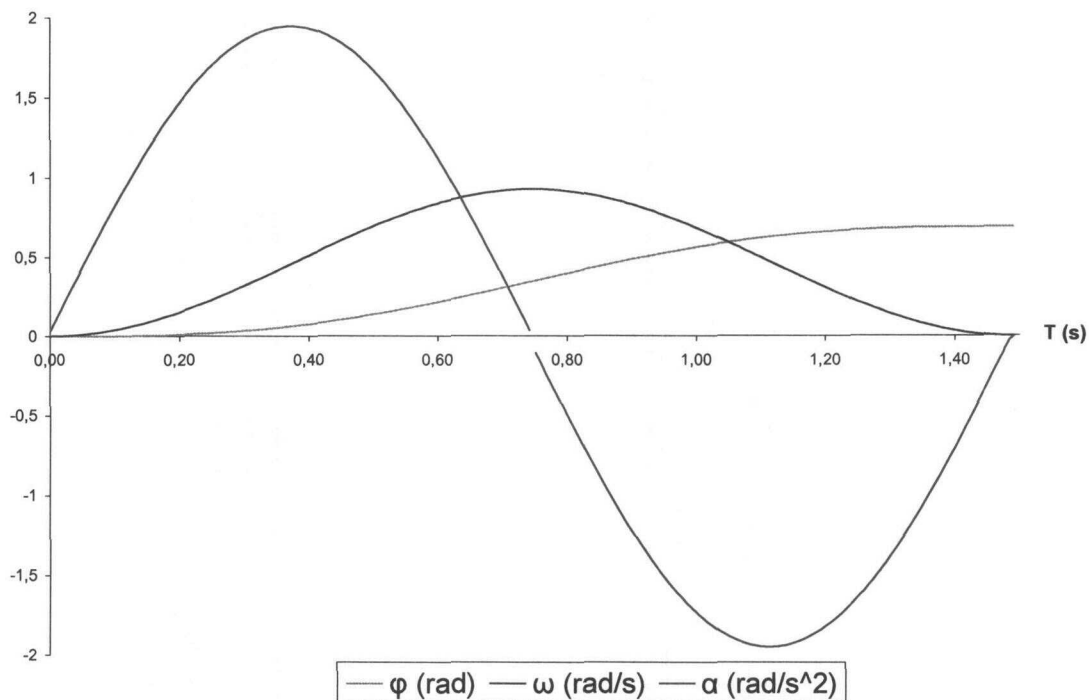
$$\alpha = \frac{2\varphi}{t^2} = 2 \cdot \frac{\frac{1}{9}\pi}{0,75^2} = 1,24 \text{ rad/s}^2 \quad (\text{Scurve } 1,89 \text{ rad/s}^2)$$

$$\omega = 1,24 \cdot 0,75 = 0,93 \text{ rad/s} \quad (8,8 \text{ rpm})$$



Het snelheid-, vernellings-, en positieprofiel komt er gebaseerd op een S-Curve als volgt uit te zien:

Bewegingsprofiel - Zwenkbeweging



Figuur 1

4.4.3 Berekening massatraagheden

Vanwege de complexe samenstelling van de last die uit een hoeveelheid onderdelen is samengesteld en waarvan veel gegevens ontbreken, moet voor de bepaling van de massatraagheid een aanname worden gemaakt. De massa van de last wordt verondersteld cilindrisch te zijn waardoor de massatraagheid kan worden bepaald met behulp van formule 5:

$$I_{\text{last}} = \frac{1}{2} \cdot 250 \cdot 0,5^2 = 31 \text{ kgm}^2$$

De massatraagheid van de tandriemschijf is:

$$I_{\text{pulley}} = \frac{1}{2} m r^2$$

$$m = V \cdot \rho = \pi \cdot 27,05^2 \cdot 50 \cdot 2600 = 0,29 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{pulley}} = \frac{1}{2} \cdot 0,29 \cdot 27,05^2 = 1,06 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$



De overzet verhouding tussen draaitafel en de tandriemschijf is:

$$i = D_{\text{draaitafel}} / D_{\text{pulley}} = 1000 / 54,11 = 18,5$$

De totale massa traagheid van de last geprojecteerd aan de motorzijde wordt daarmee:

$$I_{\text{last_totaal}} = I_{\text{last}} / i^2 + I_{\text{pulley}}$$
$$I_{\text{last_totaal}} = 31 / 18,5^2 + 1,06 \cdot 10^{-4} = 0,0961 \text{ kgm}^2$$

4.4.4 Berekening dynamisch koppel

Met gebruik van formule 3 berekenen we het dynamisch koppel voor de last.

$$T_{dp} = 0,0961 \cdot (1,89 \cdot 18,5) = 3,52 \text{ Nm} \quad (\text{Scurve})$$

$$T_d = 0,0961 \cdot (1,24 \cdot 18,5) = 2,2 \text{ Nm}$$

N.B.: Afhankelijk van de motorkeuze en een eventuele vertraging dient de eigen massa traagheid van de aandrijving nog toegevoegd te worden.

4.4.5 Berekening statisch koppel T_s

Omdat het benodigde T_d relatief klein is en valt te verwachten dat T_s deze zal benaderen of overtreffen is het van belang T_s vast te stellen. Het statisch koppel is onbekend maar kan met behulp van de testopstelling experimenteel worden vastgesteld

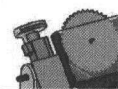
Ter bepaling van het benodigde T_s voor het bewegen van de draaitafel wordt een eenvoudige test uitgevoerd. De aangebouwde test motor wordt met een constante snelheid bewogen waarbij tijdens deze beweging de opgenomen stroom wordt gemeten. Omdat de koppelconstante K_t uitgedrukt in Nm/A van de motor bekend is, kan het geleverde koppel worden bepaald.

Voor de test wordt gebruik gemaakt van een AC Synchron motor met een koppelconstante K_t van 1,6 Nm/A. Op deze motor is een planetaire vertraging geplaatst van 10:1 met een rendement van 98 %. De gemeten stroom tijdens continue snelheid is 1,1 A. Het geleverde koppel van de motor komt daarbij neer op:

$$T_m = K_t \cdot I = 1,6 \cdot 1,1 = 1,76 \text{ Nm}$$

Het geleverde statische koppel T_s op de tandriemschijf aan de uitgaande as van de vertragskast is:

$$T_s = T_m \cdot i \cdot \eta = 1,76 \cdot 10 \cdot 0,98 = 17,25 \text{ Nm}$$



4.4.6 Effectief moment

De bewegingscyclus is opgebouwd uit de volgende fasen:

Acceleratiefase:

$$T_{acc} = T_d + T_s = 2,2 + 17,25 = 19,45 \text{ Nm (gedurende 0,75 sec.)}$$

Deceleratiefase:

$$T_{dec} = T_d - T_s = 2,2 + 15,05 = 15,05 \text{ Nm (gedurende 0,75 sec.)}$$

Het effectieve moment wordt berekend met behulp van formule 7

$$T_{effec.} = \sqrt{\frac{T_{acc}^2 \cdot t + T_{dec}^2 \cdot t}{T_{cyc}}} = \sqrt{\frac{19,45^2 \cdot 0,75 + 15,05^2 \cdot 0,75}{6,5}} = 8,35 \text{ Nm}$$

4.4.7 Positioneernauwkeurigheid

De gewenste maximale afwijking op de draaitafel is $0,05^\circ$. Echter de tandriem overbrenging veroorzaakt een afwijking door o.a. rek in de riem en onrondheid van de tandriemschijf. Uitgangspunt bij een tandriemaandrijving is een positioneernauwkeurigheid van 0,1 mm. Deze 0,1 mm wordt aan de omtrek van de draaitafel geprojecteerd en komt neer op een hoek van $0,01^\circ$.

De maximale toegestane afwijking op de tandriemschijf komt daarom uit op $(0,05 - 0,01) \cdot 18,5 = 0,74^\circ$ ($60 \cdot 0,74 = 44$ arcmin).

4.4.8 Tussentijdse samenvatting

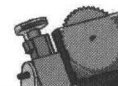
Onderstaande uitgangsgegevens hebben betrekking op het systeem zonder de effecten van de aandrijving zelf mee te nemen. Deze gegevens dienen als startpunt om de selectie van de aandrijving te kunnen maken.

Uitgangsgegevens voor selectie aandrijving			
Dynamisch Koppel	Tdp	3,52	Nm
Statisch Koppel	Ts	17,25	Nm
Effectief Koppel	Te	8,35	Nm
Piek Koppel	Tp	20,77	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	35,0	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	17,2	rad/s
Toerental	n	164,2	rpm
Piek vermogen	Pp	296,7	Watt
Massatraagheid Last	I	0,0961	kgm ²
Radiale as belasting	Fr	788	N

Tabel 2

Toelichting tabel "uitgangsgegevens voor selectie aandrijving":

- De waarde van Pp en Tp treed kortstondig op, op het moment dat de maximale hoeksnelheid is bereikt. Op tijdstip 0,75 sec. tijdens de bewegingscyclus.
- De radiale as belasting is bepaald op basis van Tp.



Op basis van de uitgangsgegevens kan het volgende worden geconstateerd:

- Het statisch koppel T_s is beduidend groter dan het dynamische koppel T_d . Conclusie: er is veel wrijving in het systeem aanwezig waardoor de kinetische energie tijdens de vertragsingsfase geheel door het systeem zelf zal worden opgenomen. Het gevolg daarvan is dat voor deze aandrijving geen rekening hoeft te worden gehouden met de toepassing van remweerstand.
- Het toerental is relatief laag en het daarbij gevraagde piek koppel T_p in verhouding hoog. Conclusie: om dit in een gunstigere verhouding te krijgen m.b.t. in de markt standaard verkrijgbare motoren zal een extra vertraging moeten worden toegepast.
- Tevens kan met deze extra vertraging de verhouding van de massastraagheid tussen de motor en de last in balans worden gebracht en de radiale krachten opgenomen worden.

4.4.9 Selectie Vertragsingskast

Een standaard Synchroon servomotor in het vermogensbereik van 100-500 Watt heeft een nominaal toerental bereik van 3000-6000 rpm. Om het maximale vermogen van de motor te kunnen benutten stellen we de gewenste vertragsingsverhouding op $6000/162 = 37$.

Vanwege het hoge toegestane ingaand toerental, het gunstige rendement en de geringe omkeerspelings gaat de voorkeur voor deze applicatie uit naar een planetaire vertraging. Om de selectie van de aandrijving verder uit te kunnen voeren wordt een voorstel gedaan voor een Planetaire Vertraging van het fabrikaat Neugart, type PLS 70. Deze is als optie in onderstaande tabel in het rechtergedeelte weergegeven.

Algemene criteria vertragsingskast					
Type	Planetaire i		Type Neugart	PLS70	
Overzetverhouding i	37		Overzetverhouding i	32	
Radiale as belasting	>800	N	Radiale as belasting max	3000	N
Uitgaand koppel	>20	Nm	Max. uitgaand koppel	77	Nm
Ingaand toerental	6000	rpm	Max. Ingaand toerental	10000	rpm
Max. Omkeerspelings	44	arcmin	Omkeerspelings	5	arcmin
			Massastraagheidsmoment	0,13	kgcm ²
			Rendement	95	%

Tabel 3



Door toevoeging van de PLS70 komen de uitgangsgegevens er uit te zien zoals in onderstaande tabel "uitgangsgegevens na selectie i" weergegeven. Hierbij is uiteraard nog geen rekening gehouden met de invloed van de nog te selecteren motor

Uitgangsgegevens na selectie i			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,13	Nm
Statisch Koppel	Ts	0,57	Nm
Effectief Koppel	Te	0,27	Nm
Piek Koppel	Tp	0,70	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	1119	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	550,4	rad/s
Toerental	n	5256	rpm
Piek vermogen	Pp	312	Watt
Massatraagheid Last	I	1,07	kgcm ²

Tabel 4

4.4.10 Resolutie Motorfeedback

Nu de totale overbrenging in het systeem bekend is, kan de gewenste resolutie van de terugkoppeling van de motor worden berekend. Bij het bepalen van de benodigde resolutie gaan we uit van een 2 tot 4 maal hogere resolutie als gevraagd. Bij een positioneer-nauwkeurigheid van $0,05^\circ$ is de gevraagde resolutie $0,05^\circ/4 = 0,0125^\circ$. Voor de motor komt dit neer op $0,0125^\circ \cdot 18,5 \cdot 32 = 7,4^\circ$. Indien we gebruik maken van een standaard motorfeedback (resolver) beschikken we over 4096 pulsen per omwenteling, een resolutie van $360^\circ/4096 = 0,088^\circ$.

Conclusie:

Toepassing van een standaard resolver geeft voldoende resolutie om de gevraagde nauwkeurigheden te kunnen bereiken.



4.4.11 Selectie Motor

De algemene criteria voor selectie van de motor zijn samengevat in onderstaande tabel. In het rechter gedeelte zijn de gegevens opgenomen van een motor van het fabrikaat Baumüller, type DSD36 M. De koppel-toeren curve van deze motor is als Bijlage toegevoegd. Deze keuze voor deze motor is gemaakt op basis van het beschikbare koppel bij het maximale toerental en de gunstige verhouding tussen de massatraagheid van de last en van de motor.

Algemene criteria Servomotor				
Type	AC Servo		Type	DSD36 M 6000 3
Toerental	5256	rpm	Toerental	6000 rpm
Rotormassatraagheid	>0,21	kgcm ²	Rotormassatraagheid	0,33 kgcm ²
Koppel bij 2600 rpm	>0,70	Nm	Piek Koppel (2600)	6,5 Nm
Koppel bij 5250 rpm	>0,57	Nm	Piek Koppel (5250)	1 Nm
Effectief Koppel	>0,27	Nm	Nominaal Koppel	1,3 Nm
Motor Feedback	Resolver		Motor Feedback	Resolver

Tabel 5

Onderstaande tabel toont de uiteindelijke waarden na toevoeging van de motor.

Gegevens na selectie motor			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,17	Nm
Statisch Koppel	Ts	0,57	Nm
Effectief Koppel	Te	0,28	Nm
Piek Koppel	Tp	0,73	Nm
Toerental	n	5256	rpm
Piek vermogen	Pp	312	Watt
Verhouding Im/Ilast		3,63	

Tabel 6



4.5. Lineair beweging Zaag en Longnail

Voor de lineaire beweging wordt gebruik gemaakt van een tandriem aandrijving. Deze is in grote lijnen opgebouwd uit een aluminium geëxtrudeerd profiel waarin twee tandriemschijven, lineaire geleiding en de tandriem zijn aangebracht. Tijdens de heengaande slag wordt een zaag bewerking uitgevoerd, tijdens de teruggaande slag wordt een frees bewerking uitgevoerd.

4.5.1 Beschikbare gegevens

- totale slag	: 1550 mm
- oriëntatie beweging	: horizontaal
- tijd voor max. slag	: 2 sec.
- rusttijd	: 1,5 sec.
- type tandriem unit	: DELTA240-ZSS
- nullastkoppel	: 3,5 Nm
- Totale massa van de last	: 200 Kg.
- Externe kracht door bewerking	: 150 N
- Positioneernauwkeurigheid	: +/- 5 mm
- gegevens tandriemschijven	
- diameter	: 47,74 mm
- omtrek	: 150 mm
- materiaal	: staal

4.5.2 Bewegingsprofiel

Voor het bewegingsprofiel van de Zaag en de Longnail gaan we uit van een trapezium profiel met versnelling en vertraging volgens S-Curve. De keuze voor een trapezium profiel wordt gemaakt omdat tijdens de bewerking met een constante snelheid gezaagd of gefreesd moet worden. De verdeling van het profiel is 0,25 sec. voor versnellen en vertragen en 1,5 sec. voor constante snelheid. Om voor de aanvang van de bewerking op snelheid te zijn moet in 0,25 sec max 10 cm afgelegd zijn. Met behulp van formule 10 en 11 kan de continue snelheid en versnelling worden bepaald. Uitkomst is als volgt

$$v = \frac{1,3}{1,5} = 0,87 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{0,87}{0,25} = 3,48 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Scurve } 5,56 \text{ m/s}^2)$$

Met de diameter van de tandriemschijf betekend dit aan de aandrijfzijde het volgende:

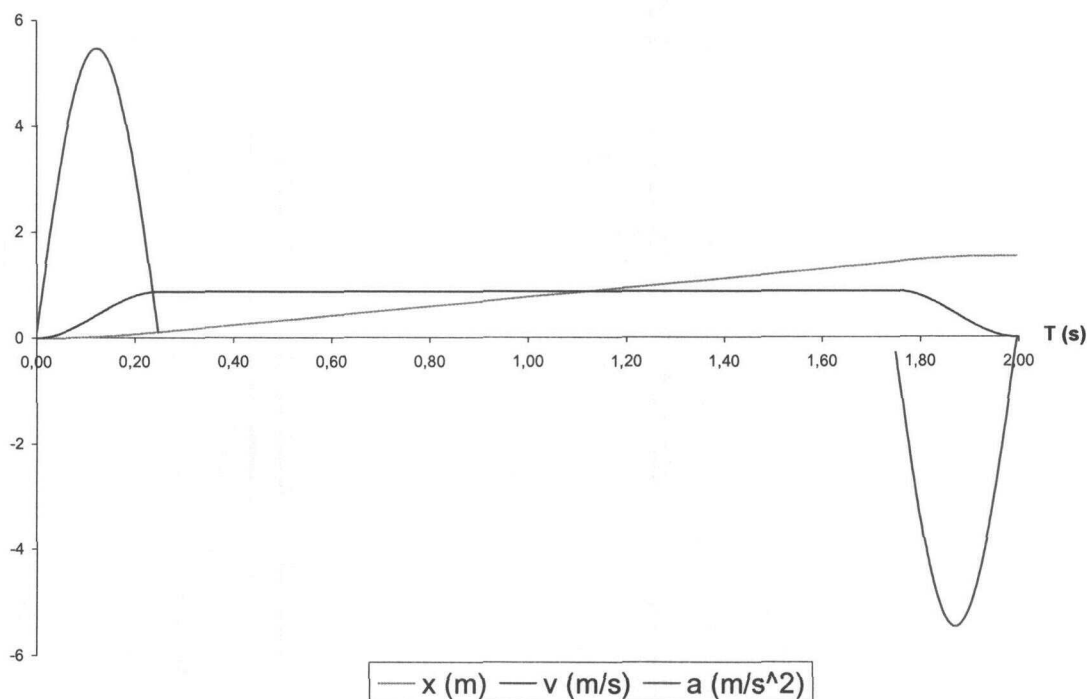
$$\alpha = \frac{3,48}{0,15} \cdot 2\pi = 146 \text{ rad/s}^2 \quad (\text{Scurve } 234 \text{ rad/s}^2)$$

$$\omega = 146 \cdot 0,25 = 36,5 \text{ rad/s} \quad (348 \text{ rpm})$$



Het snelheid-, vernellings-, en positieprofiel komt er gebaseerd op een S-Curve als volgt uit te zien:

Bewegingsprofiel - Zaagbeweging



Figuur 2

4.5.3 Berekening massatraagheden

Bij de zaagbeweging is er sprake van een roterende beweging die in een translerende beweging wordt omgezet. Om de massatraagheid van de translerende massa geprojecteerd aan de motor-as te bepalen kunnen we de translerende massa zien als een dunne ring met een diameter gelijk aan de die van de tandriemschijf. Met behulp van formule 6 kan de massatraagheid als volgt worden berekend:

$$I_{last} = 200 \cdot 23,8^2 = 0,113 \text{ kgm}^2 \quad (\text{formule 6})$$

De massatraagheid van de tandriemschijven is:

$$M_{t.schijven} = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot \rho = 2 \cdot \pi \cdot 23,8^2 \cdot 100 \cdot 7850 = 2,8 \text{ kg}$$

$$I_{t.schijven} = \frac{1}{2} \cdot m r^2 = 7,9 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

De totale massatraagheid van de last geprojecteerd aan de motorzijde wordt daarmee:

$$I_{last_totaal} = I_{last} + I_{t.schijven}$$

$$I_{last_totaal} = 0,114 \text{ kgm}^2$$



4.5.4 Berekening dynamisch koppel

Met gebruik van formule 3 berekenen we het dynamisch koppel voor de last.

$$T_{dp} = 0,114 \cdot 234 = 26,8 \text{ Nm} \quad (\text{Scurve})$$

$$T_d = 0,114 \cdot 146 = 16,7 \text{ Nm}$$

N.B.: Afhankelijk van de motorkeuze en een eventuele vertraging dient de eigen massa-traagheid van de aandrijving nog toegevoegd te worden.

4.5.5 Berekening statisch koppel T_s

Voor het statisch koppel dienen we rekening te houden met 2 aspecten. Het nullast koppel veroorzaakt door wrijving in het systeem (T_{s0}) en het koppel benodigd om de zaag of de frees door het materiaal heen te bewegen (T_{sz}). T_{sz} kan worden berekend door de lineaire kracht die tijdens het beweringsproces vrijkomt om te rekenen naar een koppel op de aandrijf-as.

$$T_{sz} = F \cdot r = 150 \cdot 23,8 = 3,57 \text{ Nm}$$

$$T_s = T_{sz} + T_{s0} = 3,57 + 3,5 = 7,07 \text{ Nm}$$

4.5.6 Effectief moment

De bewegingscyclus is opgebouwd uit de volgende fasen:

Acceleratie:

$$T_{acc} = T_{s0} + T_d = 16,7 + 3,5 = 20,02 \text{ Nm} \quad (\text{gedurende } 0,25 \text{ sec.})$$

Continue snelheid:

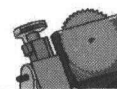
$$T_{con} = T_s = 7,07 \text{ Nm} \quad (\text{gedurende } 1,5 \text{ sec.})$$

Deceleratie:

$$T_{dec} = T_d - T_{s0} = 16,7 - 3,5 = 13,2 \text{ Nm} \quad (\text{gedurende } 0,25 \text{ sec.})$$

Het effectieve moment wordt berekend met behulp van formule 7

$$T_{effec.} = \sqrt{\frac{T_{acc}^2 \cdot t + T_{con}^2 \cdot t + T_{dec}^2 \cdot t}{T_{cyc}}} = \sqrt{\frac{20,02^2 \cdot 0,25 + 7,07^2 \cdot 1,5 + 13,2^2 \cdot 0,25}{3,5}} = 7,93 \text{ Nm}$$



4.5.7 Tussentijdse samenvatting

Onderstaande uitgangsgegevens hebben betrekking op het systeem zonder de effecten van de aandrijving zelf mee te nemen. Deze gegevens dienen als startpunt om de selectie van de aandrijving te kunnen maken.

Uitgangsgegevens voor selectie aandrijving			
Dynamisch Koppel	Tdp	32,68	Nm
Statisch Koppel	Ts	7,07	Nm
Effectief Koppel	Te	7,93	Nm
Piek Koppel	Tp	36,18	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	234,0	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	36,5	rad/s
Toerental	n	348,5	rpm
Piek vermogen	Pp	1321	Watt
Massatraagheid Last	I	0,114	kgm ²

Tabel 7

Toelichting tabel "uitgangsgegevens voor selectie aandrijving":

- De waarde van Pp en Tp treedt kortstondig op het moment dat de maximale hoekversnelling is bereikt. Op tijdstip 0,125 en 1,625 sec. tijdens de bewegingscyclus.

Op basis van bovenstaande gegevens kan het volgende worden geconstateerd:

- Het dynamisch koppel Td is beduidend groter dan het statische koppel Ts. Grootste oorzaak hiervan is de relatief hoge massatraagheid van de last.
- Het toerental is relatief laag en het daarbij gevraagde piek koppel in verhouding hoog. Om dit in een gunstigere verhouding te krijgen m.b.t. in de markt standaard verkrijgbare motoren zal een extra vertraging moeten worden toegepast.
- Tevens kan met deze extra vertraging de verhouding van de massatraagheid tussen de motor en de last in balans worden gebracht.

4.5.8 Selectie Vertragingskast

Een standaard Synchroon servomotor in het vermogensbereik van 1 kW heeft een nominaal toerental bereik van 3000-6000 rpm. Om het maximale vermogen van de motor te kunnen benutten en een zo groot mogelijke reductie van de massatraagheid te realiseren nemen we als uitgangspunt een motor met nominaal 6000 rpm. De gewenste vertragingsverhouding wordt $6000/348 = 17$.

Vanwege het hoge toegestane ingaand toerental, het gunstige rendement en de geringe omkeerspelings gaat de voorkeur voor deze applicatie uit naar een planetaire vertraging. Om de selectie van de aandrijving verder uit te kunnen voeren wordt een voorstel gedaan voor een Planetaire Vertraging van het fabrikaat Neugart, type PLS 70. Deze is als optie in onderstaande tabel in het rechtergedeelte weergegeven.



Algemene criteria vertragskast					
Type	Planetaire i		Type	PLS70	
Overzetverhouding i	17		Overzetverhouding i	16	
Radiale as belasting	>700	Nm	Radiale as belasting max.	3000	N
Uitgaand koppel	>36	Nm	Max. uitgaand koppel	77	Nm
Ingaand toerental	>6000	rpm	Max. Ingaand toerental	10000	rpm
Max. Omkeerspel	n.v.t.	arcmin	Omkeerspel	5	arcmin
			Massatraagheidsmoment	0,2	kgcm ²
			Rendement	95	%

Tabel 8

Door toevoeging van de PLS70 komen de uitgangsgegevens er uit te zien zoals in onderstaande tabel "uitgangsgegevens na selectie i" weergegeven. Hierbij is nog geen rekening gehouden met de invloed van de nog te selecteren motor

Uitgangsgegevens na selectie i			
Dynamisch Koppel	Tdp	2,22	Nm
Statisch Koppel	Ts	0,47	Nm
Effectief Koppel	Te	0,65	Nm
Piek Koppel	Tp	2,46	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	3744	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	584	rad/s
Toerental	n	5577	rpm
Piek vermogen	Pp	1434	Watt
Massatraagheid Last	I	4,65	kgcm ²

Tabel 9

4.5.9 Resolutie Motorfeedback

Nu de totale overbrenging in het systeem bekend is, kan de gewenste resolutie van de terugkoppeling van de motor worden berekend. Bij het bepalen van de benodigde resolutie gaan we uit van een 2 tot 4 maal hogere resolutie als gevraagd. Bij een positioneer-nauwkeurigheid van 5 mm is de gevraagde resolutie $5/4 = 1,25$ mm. Voor de motor komt dit neer op $(1,25/150) \cdot 360 \cdot 16 = 48^\circ$. Indien we gebruik maken van een standaard motorfeedback (resolver) beschikken we over 4096 pulsen per omwenteling, een resolutie van $360^\circ/4096 = 0,088^\circ$.

Conclusie:

Toepassing van een standaard resolver geeft voldoende resolutie om de gevraagde nauwkeurigheden te kunnen bereiken.



4.5.10 Selectie Motor

De algemene criteria voor selectie van de motor zijn samengevat in onderstaande tabel. In het rechter gedeelte zijn de gegevens opgenomen van een motor van het fabrikaat Baumüller, type DSD36 L. De koppel-toeren curve van deze motor is als Bijlage toegevoegd. Deze keuze voor deze motor is gemaakt op basis de gunstige verhouding tussen de massatraagheid van de last en van de motor.

Algemene criteria Servomotor					
Type	AC Servo		Type	DSD36 L 6000 3	
Toerental	5577	rpm	Toerental	6000	rpm
Rotormassatraagheid	>0,93	kgcm ²	Rotormassatraagheid	0,44	kgcm ²
Koppel bij 2750 rpm	>2,62	Nm	Piek Koppel (2600)	9	Nm
Koppel bij 5250 rpm	>0,47	Nm	Piek Koppel (5250)	2	Nm
Effectief Koppel	>0,68	Nm	Nominaal Koppel	2	Nm
Motor Feedback	Resolver		Motor Feedback	Resolver	

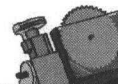
Tabel 10

De massatraagheidsverhouding tussen de motor en de last is ongeveer 11. In de meeste gevallen wordt er naar gestreefd deze onder de 5 te houden. Echter omdat voor deze toepassing niet zeer dynamisch en nauwkeurig gepositioneerd hoeft te worden is de verhouding van 11 aanvaardbaar.

Onderstaande tabel toont de uiteindelijke waarden na toevoeging van de motor.

Gegevens na selectie motor			
Dynamisch Koppel	Tdp	2,39	Nm
Statisch Koppel	Ts	0,47	Nm
Effectief Koppel	Te	0,68	Nm
Piek Koppel	Tp	2,62	Nm
Toerental	n	5577	rpm
Piek vermogen	Pp	1530	Watt
Verhouding Im/Ilast		11,03	

Tabel 11



4.6. Hoogteverstelling Zaag

Voor de hoogteverstelling van de zaag wordt gebruik gemaakt van een spindel unit. Deze unit is opgebouwd uit een aluminium profiel waarin een kogelomloopspindel inclusief lagering is gemonteerd.

4.6.1 Beschikbare gegevens

- maximale slag : 250 mm
- oriëntatie beweging : verticaal
- tijd voor max. slag : 1,5 sec (zie Bijlage 1 en 2, Bewegingsafloop).
- rusttijd : 2 sec. (zie Bijlage 1 en 2, Bewegingsafloop)
- positioneer nauwkeurigheid : +/- 2 mm
- totale massa van de last : 60 kg.
- gegevens spindel unit:
 - type : DELTA 145
 - type spindel : kogelomloop
 - spoed : 5 mm
 - lengte spindel : 600 mm
 - rendement : 90%
 - diameter : 25 mm
- Motor voorzien van rem
- Optioneel kan de motor met behulp van een tandriemoverbrenging parallel aan de spindel unit worden gemonteerd. Hierbij kan een kleine overbrenging worden toegepast.

4.6.2 Bewegingsprofiel

Voor het bewegingsprofiel van gaan we uit van een driehoekprofiel met de versnelling en vertraging volgens S-Curve. Met behulp van formule 9 en 10 kunnen de snelheid en versnelling van de verplaatsing worden bepaald. Uitkomst is als volgt

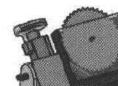
$$a = \frac{2x}{t^2} = 2 \cdot \frac{0,125}{0,75^2} = 0,44 \text{ m/s}^2$$

$$v = 0,44 \cdot 0,75 = 0,33 \text{ m/s}$$

De hoeksnelheid en versnelling van de spindel zijn:

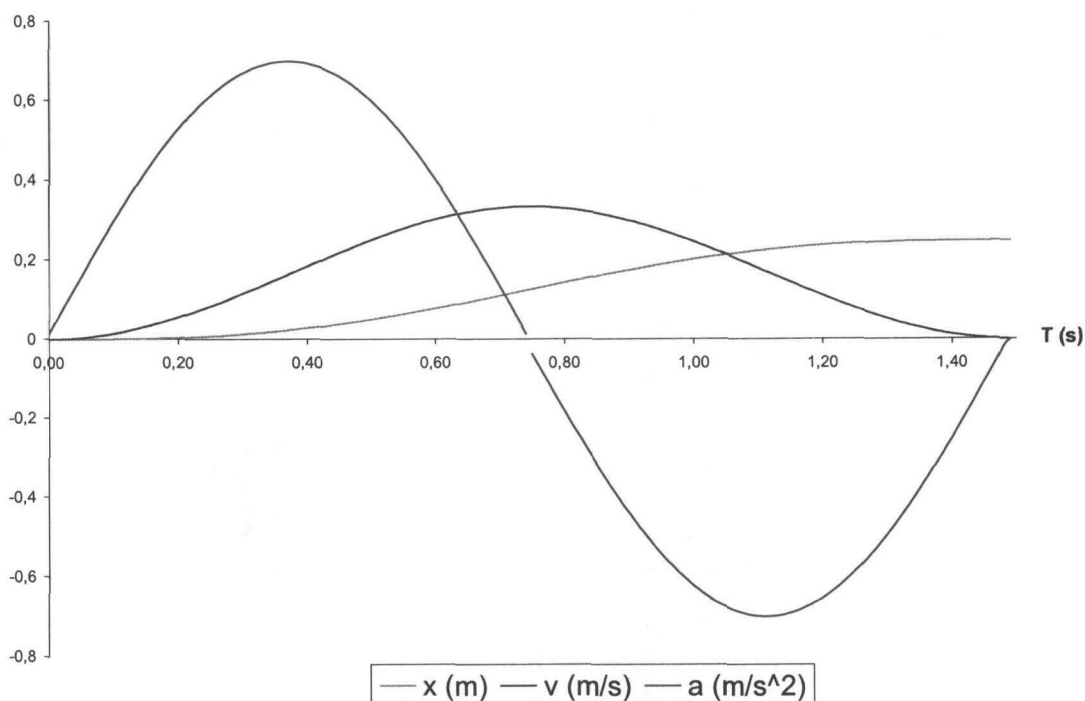
$$\alpha = \frac{a}{s} \cdot 2\pi = \frac{0,44}{0,005} \cdot 2\pi = 558 \text{ rad/s}^2 \quad (\text{SCurve } 893 \text{ rad/s}^2)$$

$$\omega = \frac{v}{s} \cdot 2\pi = \frac{0,33}{0,005} \cdot 2\pi = 418 \text{ rad/s} \quad (4000 \text{ rpm})$$



Het snelheid-, vernellings-, en positieprofiel komt er gebaseerd op een driehoek profiel als volgt uit te zien:

Bewegingsprofiel - Hoogteverstellingzaag



Figuur 3

4.6.3 Berekening massatraagheden

Voor de berekening van de totale massatraagheid, geprojecteerd aan de aandrijfszijde van de spindel, dient de eigen massatraagheid van de spindel ($I_{spindel}$) te worden berekend en de massatraagheid van de last ($I_{last_spindel}$, formule 8).

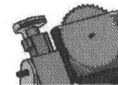
$$M_{spindel} = \pi r^2 \cdot l \cdot \rho = \pi \cdot 0,0125^2 \cdot 0,6 \cdot 7850 = 2,31 \text{ kg}$$

$$I_{spindel} = \frac{1}{2} \cdot 2,31 \cdot 0,0125^2 = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

$$I_{last_spindel} = 60 \cdot \left(\frac{0,005}{2\pi} \right)^2 = 3,8 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

De totale massatraagheid van de last geprojecteerd aan de motorzijde wordt:

$$I_{last_totaal} = I_{last_spindel} + I_{spindel} = 2,18 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$



4.6.4 Berekening dynamisch koppel

Met gebruik van formule 3 berekenen we het dynamisch piek koppel voor de last.

$$Tdp = 2,18 \cdot 10^{-4} \cdot 893 = 0,19 \text{ Nm}$$

$$Td = 2,18 \cdot 10^{-4} \cdot 558 = 0,12 \text{ Nm}$$

N.B.: Afhankelijk van de motorkeuze en een eventuele vertraging dient de eigen massa traagheid van de aandrijving nog toegevoegd te worden.

4.6.5. Berekening statisch koppel Ts

Voor het statisch koppel dienen we rekening te houden met 2 aspecten. Het nullast koppel veroorzaakt door wrijving in het systeem (Ts_0) en het koppel benodigd om de gravitatiekrachten te overwinnen vanwege de verticale opstelling (Tg). Voor Ts_0 wordt de aanname gemaakt van 0,5 Nm. Voor Tg geldt:

$$Tg = \frac{F \cdot s}{2\pi \cdot \eta} = \frac{60 \cdot 9,81 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,9} = 0,52 \text{ Nm}$$

$$Ts_{\text{omhoog}} = Tg + Ts_0 = 0,52 + 0,5 = 1,02 \text{ Nm}$$

$$Ts_{\text{omlaag}} = Ts_0 - Tg = 0,5 - 0,52 = -0,02 \text{ Nm}$$

4.6.6 Effectief moment

Verstelling omhoog, acceleratiefase:

$$Tacc_{\text{omhoog}} = Td + Ts_{\text{omhoog}} = 0,12 + 1,02 = 1,14 \text{ Nm}$$

Verstelling omhoog, deceleratiefase:

$$Tdec_{\text{omhoog}} = Ts_{\text{omhoog}} - Td = 1,02 - 0,12 = 0,9 \text{ Nm}$$

Verstelling omlaag, acceleratiefase:

$$Tacc_{\text{omlaag}} = Td + Ts_{\text{omlaag}} = 0,12 - 0,02 = 0,1 \text{ Nm}$$

Verstelling omlaag, deceleratiefase:

$$Tdec_{\text{omlaag}} = Ts_{\text{omlaag}} - Td = -0,02 - 0,12 = -0,14 \text{ Nm}$$

Het effectieve moment wordt berekend met behulp van formule 7

$$T_{\text{effec.}} = \sqrt{\frac{1,14^2 \cdot 0,75 + 0,9^2 \cdot 0,75 + 0,1^2 \cdot 0,75 + 0,14^2 \cdot 0,75}{5}} = 0,56 \text{ Nm}$$



4.6.7 Tussentijdse samenvatting

Onderstaande uitgangsgegevens hebben betrekking op het systeem zonder de effecten van de aandrijving zelf mee te nemen. Deze gegevens dienen als startpunt om de selectie van de aandrijving te kunnen maken.

Uitgangsgegevens voor selectie aandrijving			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,19	Nm
Statisch Koppel (piek)	Ts	1,02	Nm
Effectief Koppel	Te	0,56	Nm
Piek Koppel	Tp	1,21	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	893,0	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	418	rad/s
Toerental	n	3992	rpm
Piek vermogen	Pp	506	Watt
Massatraagheid Last	I	2,18	kgcm ²

Tabel 12

Toelichting tabel "uitgangsgegevens voor selectie aandrijving":

- De waarde van Pp en Tp treedt kortstondig tijdens de acceleratie fase op het moment dat de maximale hoekversnelling is bereikt. Op tijdstip 0,375 tijdens de bewegingscyclus.

Op basis van bovenstaande gegevens kan het volgende worden geconstateerd:

- Het statische koppel Ts is beduidend groter dan het dynamische koppel Ts. Grootste oorzaak hiervan is het nullastkoppel.
- Het toerental is hoog en laat weinig ruimte over om een extra vertraging in te bouwen. Op basis van een motor met 6000 rpm zou een extra tandriem overbrenging van 1:1,5 mogelijk zijn.
- Tevens kan met deze extra vertraging de verhouding van de massatraagheid tussen de motor en de last in balans worden gebracht.

4.6.8 Resolutie Motorfeedback

Nu de totale overbrenging in het systeem bekend kan de gewenste resolutie van de terugkoppeling van de motor worden berekend. Bij het bepalen van de benodigde resolutie gaan we uit van een 2 tot 4 maal hogere resolutie als gevraagd. Bij een positioneer-nauwkeurigheid van 2 mm is de gevraagde resolutie $2/4 = 0,25$ mm. Voor de motor komt dit neer op $(0,25/5) \cdot 360 = 18^\circ$. Indien we gebruik maken van een standaard motorfeedback (resolver) beschikken we over 4096 pulsen per omwenteling, een resolutie van $360^\circ/4096 = 0,088^\circ$.

Conclusie:

Toepassing van een standaard resolver geeft voldoende resolutie om de gevraagde nauwkeurigheden te kunnen bereiken.



4.6.9 Selectie Motor

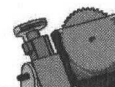
De algemene criteria voor selectie van de motor zijn samengevat in onderstaande tabellen. Omdat de applicatie de mogelijkheid biedt om een kleine tandriem overbrenging toe te passen worden twee mogelijkheden uitgewerkt, een maal zonder en een maal met tandriem overbrenging. In het rechter gedeelte van de tabellen zijn de gegevens opgenomen van een motor van het fabrikaat Baumüller, type DSD36 S en DSD 28 M. De koppel-toeren curven van deze motoren zijn als Bijlage toegevoegd.

Algemene criteria Servomotor							
Type		AC Servo		Type		DSD36 S 6000 3	
Toerental		4000	rpm	Toerental		6000	rpm
Rotormassatraagheid		>0,43	kgcm ²	Rotormassatraagheid		0,22	kgcm ²
Koppel bij 2000 rpm		>1,21	Nm	Piek Koppel (2000)		4	Nm
Koppel bij 4000 rpm		>1,02	Nm	Piek Koppel (4000)		2	Nm
Effectief Koppel		>0,56	Nm	Nominaal Koppel		1,3	Nm
Motor Feedback		Resolver		Motor Feedback		Resolver	

Tabel 13

Algemene criteria Servomotor (met overbrenging 1:1,5)					
Type		AC Servo		Type	
DSD28 M 6000 3					
Toerental	6000	rpm	Toerental	6000	rpm
Rotormassatraagheid	>0,19	kgcm ²	Rotormassatraagheid	0,2	kgcm ²
Koppel bij 3000 rpm	>0,82	Nm	Piek Koppel (3000)	5	Nm
Koppel bij 4000 rpm	>0,68	Nm	Piek Koppel (6000)	1,5	Nm
Effectief Koppel	>0,38	Nm	Nominaal Koppel	0,8	Nm
Motor Feedback	Resolver		Motor Feedback	Resolver	

Tabel 14



Onderstaande tabel toont de uiteindelijke waarden na toevoeging van de motor.

Gegevens na selectie motor			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,21	Nm
Statisch Koppel (piek)	Ts	1,02	Nm
Effectief Koppel	Te	0,57	Nm
Piek Koppel	Tp	1,23	Nm
Toerental	n	3992	rpm
Piek vermogen	Pp	514	Watt
Verhouding Im/Ilast		9,91	

Tabel 15

Gegevens na selectie motor (met $i = 1,5$)			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,15	Nm
Statisch Koppel (piek)	Ts	0,68	Nm
Effectief Koppel	Te	0,38	Nm
Piek Koppel	Tp	0,83	Nm
Toerental	n	5987	rpm
Piek vermogen	Pp	523	Watt
Verhouding Im/Ilast		4,84	

Tabel 16

Conclusie:

- De massastraagheidsverhouding tussen de motor en de last is in de variant met tandriem overbrenging gunstiger. Echter omdat voor deze toepassing niet zeer dynamisch en nauwkeurig gepositioneerd hoeft te worden is de verhouding voor de variant zonder overbrenging ook aanvaardbaar.
- Voordeel bij de variant met de tandriem overbrenging is dat een kleinere motor toegepast kan worden.



4.7 Hoogteverstelling Long Nail

Voor de hoogteverstelling van de Long Nail frees wordt gebruik gemaakt van een spindel unit. Deze unit is opgebouwd uit een aluminium profiel waarin een kogelomloopspindel inclusief lagering is gemonteerd.

4.7.1 Beschikbare gegevens

- maximale slag : 150 mm
- oriëntatie beweging : verticaal
- tijd voor max. slag : 1,5 sec (zie Bijlage 1 en 2, Bewegingsafloop).
- rusttijd : 2 sec. (zie Bijlage 1 en 2, Bewegingsafloop)
- positioneer nauwkeurigheid : 0,05 mm
- totale massa van de last : 15 kg
- gegevens spindel unit:
 - type : DELTA 110
 - type spindel : kogelomloop
 - spoed : 5 mm
 - lengte spindel : 400 mm
 - rendement : 90%
 - diameter : 16 mm
- Motor voorzien van rem

4.7.2 Bewegingsprofiel

Voor het bewegingsprofiel van gaan we uit van een driehoekprofiel met de versnelling en vertraging volgens S-Curve. Met behulp van formule 9 en 10 kunnen de snelheid en versnelling van de verplaatsing worden bepaald. Uitkomst is als volgt

$$a = \frac{2x}{t^2} = 2 \cdot \frac{0,075}{0,75^2} = 0,27 \text{ m/s}^2$$

$$v = 0,27 \cdot 0,75 = 0,2 \text{ m/s}$$

De hoeksnelheid en versnelling van de spindel zijn:

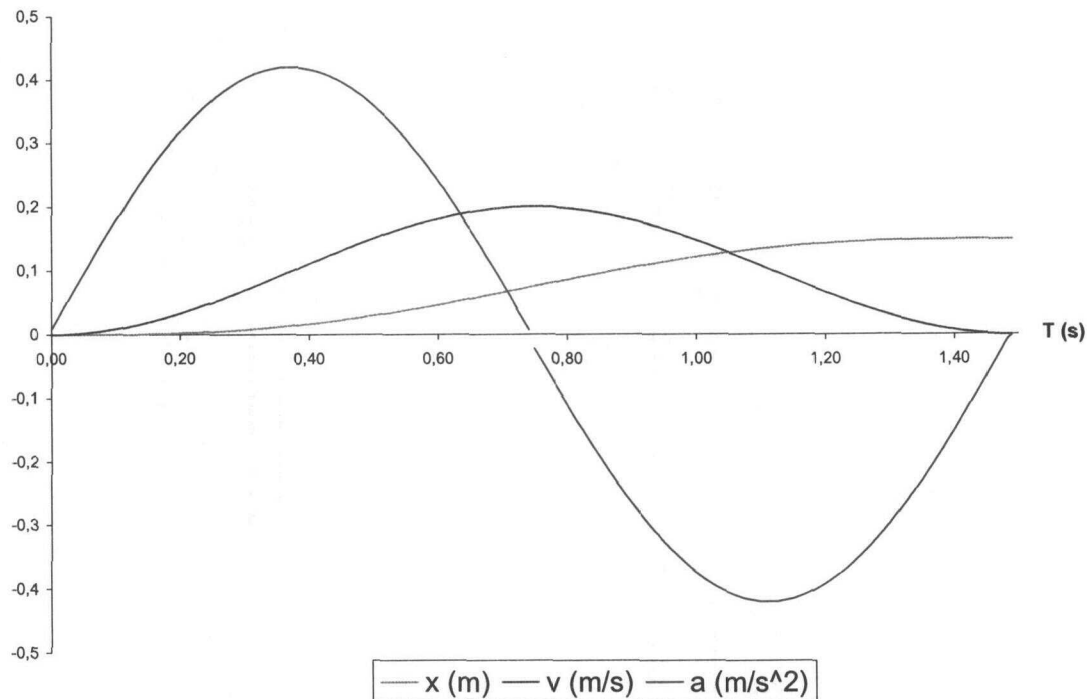
$$\alpha = \frac{a}{s} \cdot 2\pi = \frac{0,27}{0,005} \cdot 2\pi = 339 \text{ rad/s}^2 \quad (\text{SCurve } 542 \text{ rad/s}^2)$$

$$\omega = \frac{v}{s} \cdot 2\pi = \frac{0,2}{0,005} \cdot 2\pi = 251 \text{ rad/s} \quad (2400 \text{ rpm})$$



Het snelheid-, vernellings-, en positieprofiel komt er gebaseerd op een trapezium profiel als volgt uit te zien:

Bewegingsprofiel - Hoogteverstelling Long Nail



Figuur 4

4.7.3 Berekening massatraagheden

Voor de berekening van de totale massatraagheid, geprojecteerd aan de aandrijfszijde van de spindel, dient de eigen massatraagheid van de spindel ($I_{spindel}$) te worden berekend en de massatraagheid van de last ($I_{last_spindel}$, formule 8).

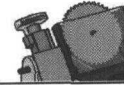
$$M_{spindel} = \pi r^2 \cdot l \cdot \rho = \pi \cdot 0,008^2 \cdot 0,4 \cdot 7850 = 0,63 \text{ kg}$$

$$I_{spindel} = \frac{1}{2} \cdot 0,63 \cdot 0,008^2 = 2,0 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

$$I_{last_spindel} = 15 \cdot \left(\frac{0,005}{2\pi} \right)^2 = 9,0 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

De totale massatraagheid van de last geprojecteerd aan de motorzijde wordt:

$$I_{last_totaal} = I_{last_spindel} + I_{spindel} = 3,0 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$



4.7.4 Berekening dynamisch koppel

Met gebruik van formule 3 berekenen we het dynamisch koppel voor de last.

$$T_{dp} = 3,0 \cdot 10^{-5} \cdot 542 = 0,016 \text{ Nm} \quad (SCurve)$$

$$T_d = 3,0 \cdot 10^{-5} \cdot 339 = 0,01 \text{ Nm}$$

N.B.: Afhankelijk van de motorkeuze en een eventuele vertraging dient de eigen massa traagheid van de aandrijving nog toegevoegd te worden.

4.7.5 Berekening statisch koppel Ts

Voor het statisch koppel dienen we rekening te houden met 2 aspecten. Het nullast koppel veroorzaakt door wrijving in het systeem (T_{s0}) en het koppel benodigd om de gravitatiekrachten te overwinnen vanwege de verticale opstelling (T_g). Voor T_{s0} wordt de aanname gemaakt van 0,5 Nm. Voor T_g geldt:

$$T_g = \frac{F \cdot s}{2\pi \cdot \eta} = \frac{15 \cdot 9,81 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,9} = 0,13 \text{ Nm}$$

$$T_{s_omhoog} = T_g + T_{s0} = 0,13 + 0,5 = 0,63 \text{ Nm}$$

$$T_{s_omlaag} = T_{s0} - T_g = 0,5 - 0,13 = 0,37 \text{ Nm}$$

Verstelling omhoog, acceleratiefase:

$$T_{acc_omhoog} = T_d + T_{s_omhoog} = 0,01 + 0,63 = 0,64 \text{ Nm}$$

Verstelling omhoog, deceleratiefase:

$$T_{dec_omhoog} = T_{s_omhoog} - T_d = 0,63 - 0,01 = 0,62 \text{ Nm}$$

Verstelling omlaag, acceleratiefase:

$$T_{acc_omlaag} = T_d + T_{s_omlaag} = 0,01 + 0,37 = 0,38 \text{ Nm}$$

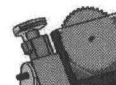
Verstelling omlaag, deceleratiefase:

$$T_{dec_omlaag} = T_{s_omlaag} - T_d = 0,37 - 0,01 = 0,36 \text{ Nm}$$

4.7.6 Effectief moment

Het effectieve moment wordt berekend met behulp van formule 7

$$T_{effec.} = \sqrt{\frac{0,64^2 \cdot 0,75 + 0,62^2 \cdot 0,75 + 0,38^2 \cdot 0,75 + 0,36^2 \cdot 0,75}{5}} = 0,40 \text{ Nm}$$



4.7.7 Tussentijdse samenvatting

Onderstaande uitgangsgegevens hebben betrekking op het systeem zonder de effecten van de aandrijving zelf mee te nemen. Deze gegevens dienen als startpunt om de selectie van de aandrijving te kunnen maken.

Uitgangsgegevens voor selectie aandrijving			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,016	Nm
Statisch Koppel (piek)	Ts	0,63	Nm
Effectief Koppel	Te	0,4	Nm
Piek Koppel	Tp	0,65	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	542,0	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	251	rad/s
Toerental	n	2397	rpm
Piek vermogen	Pp	162	Watt
Massatraagheid Last	I	0,3	kgcm ²

Tabel 17

Toelichting tabel "uitgangsgegevens voor selectie aandrijving":

- De waarde van Pp en Tp treedt kortstondig tijdens de acceleratie fase op het moment dat de maximale hoekversnelling is bereikt. Op tijdstip 0,375 tijdens de bewegingscyclus.

Op basis van bovenstaande gegevens kan het volgende worden geconstateerd:

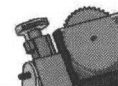
- Het statische koppel Ts is beduidend groter dan het dynamische koppel Ts. Grootste oorzaak hiervan is het nullastkoppel.
- Het toerental is hoog en laat weinig ruimte over om een extra vertraging in te bouwen.

4.7.8 Resolutie Motorfeedback

Nu de totale overbrenging in het systeem bekend kan de gewenste resolutie van de terugkoppeling van de motor worden berekend. Bij het bepalen van de benodigde resolutie gaan we uit van een 2 tot 4 maal hogere resolutie als gevraagd. Bij een positioneernauwkeurigheid van 0,05 mm is de gevraagde resolutie $0,05/4 = 0,0125$ mm. Voor de motor komt dit neer op $(0,0125/5) \cdot 360 = 0,9^\circ$. Indien we gebruik maken van een standaard motorfeedback (resolver) beschikken we over 4096 pulsen per omwenteling, een resolutie van $360^\circ/4096 = 0,088^\circ$.

Conclusie:

Toepassing van een standaard resolver geeft voldoende resolutie om de gevraagde nauwkeurigheden te kunnen bereiken.



4.7.9 Selectie Motor

De algemene criteria voor selectie van de motor zijn samengevat in onderstaande tabel. In het rechter gedeelte van de tabel zijn de gegevens opgenomen van een motor van het fabrikaat Baumüller, type DSD22 M. De koppel-toeren karakteristiek van deze motor zijn als Bijlage toegevoegd.

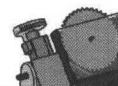
Algemene criteria Servomotor				
Type	AC Servo		Type	DSD22 M 3000 3
Toerental	2400	rpm	Toerental	3000 rpm
Rotormassatraagheid	>0,06	kgcm ²	Rotormassatraagheid	0,1 kgcm ²
Koppel bij 1200 rpm	>0,65	Nm	Piek Koppel (1200)	2,5 Nm
Koppel bij 2400 rpm	>0,63	Nm	Piek Koppel (2400)	2 Nm
Effectief Koppel	>0,40	Nm	Nominaal Koppel	0,5 Nm
Motor Feedback	Resolver		Motor Feedback	Resolver

Tabel 18

Onderstaande tabel toont de uiteindelijke waarden na toevoeging van de motor.

Gegevens na selectie motor			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,021	Nm
Statisch Koppel (piek)	Ts	0,63	Nm
Effectief Koppel	Te	0,31	Nm
Piek Koppel	Tp	0,65	Nm
Toerental	n	2397	rpm
Piek vermogen	Pp	164	Watt
Verhouding Im/Ilast		3,00	

Tabel 19



4.8 Schommelbeweging Zaagblad (nijg beweging)

De schommelbeweging wordt gerealiseerd door middel van een directe aandrijving op het rotatiepunt,

4.8.1 Beschikbare gegevens

- maximale hoekverstelling : $90^\circ (1/4\pi \text{ rad})$
- tijd voor max. hoekverstelling : 1,5 sec.
- rusttijd : 8
- totale massa van de last : 175 kg
- radiale as belasting : 1000 N
- positioneernauwkeurigheid : $0,1^\circ (6 \text{ arcmin})$
- directe aanbouw van de last door toepassing van een flens vertraging
- motor voorzien van rem

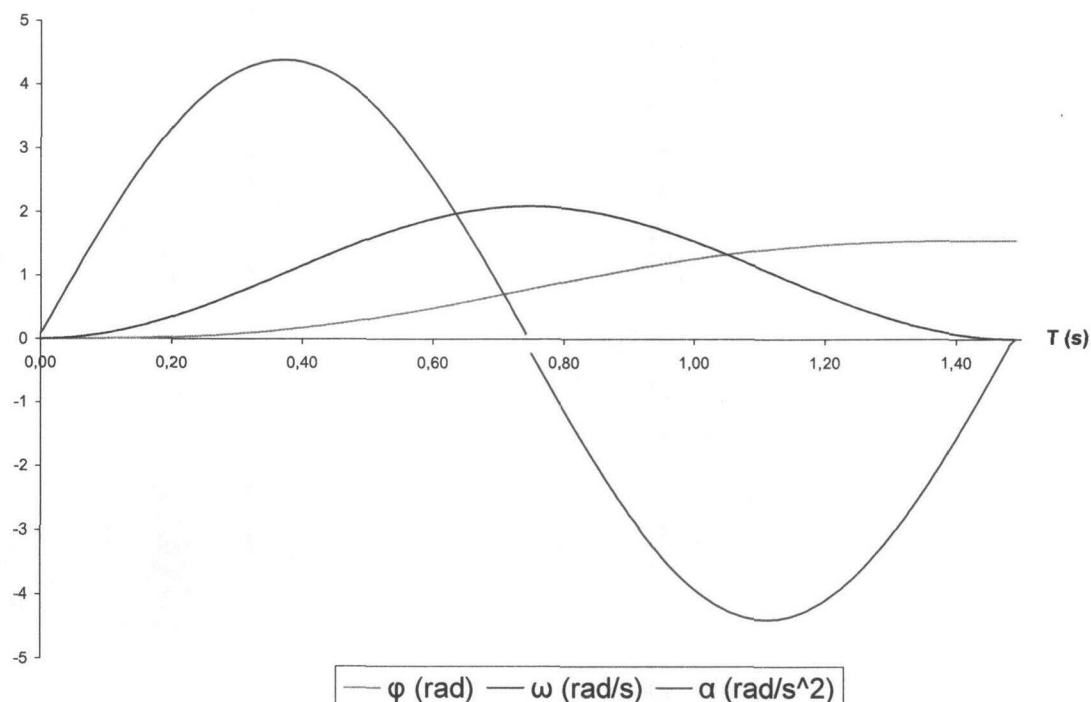
4.8.2 Bewegingsprofiel

Met behulp van formule 1 en 2 kunnen de hoeksnelheid en versnelling van de nijgbeweging worden bepaald. Uitkomst is als volgt

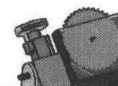
$$\alpha = \frac{2\varphi}{t^2} = 2 \cdot \frac{\frac{1}{4}\pi}{0,75^2} = 2,79 \text{ rad/s}^2 \quad (\text{SCurve } 4,46 \text{ rad/s}^2)$$

$$\omega = 2,79 \cdot 0,75 = 2,09 \text{ rad/s} \quad (20 \text{ rpm})$$

Bewegingsprofiel - Nijgbeweging



Figuur 5



4.8.3 Berekening statisch koppel T_s

Afhankelijk van de hoekverdraaiing van de as zal er een variërend moment veroorzaakt worden doordat het massamiddelpunt zich t.o.v. het draaipunt verplaatst. De ligging van het massamiddelpunt ten opzicht van het draaipunt dient te worden bepaald. De coördinaten van de 3 afzonderlijke hoofdmassa's in het systeem zijn bekend vanuit het CAD programma en zijn de volgende:

	Massa (Kg)	$\tilde{x}$ (mm)	$\tilde{z}$ (mm)
Zaagunit	85	-70	-169
Longnail	25	0	100
Frame	29	21	-186

Tabel 20

Met behulp van formule 12 en 13 kan het massamiddelpunt van de samengestelde delen als volgt worden berekend:

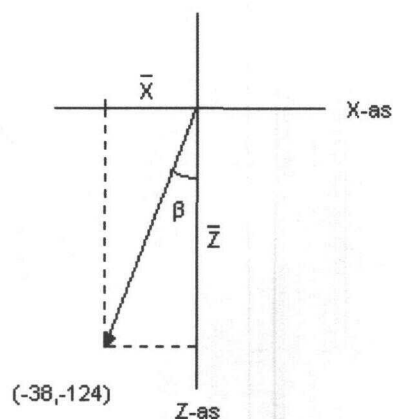
$$\bar{x} = \frac{\sum \tilde{x}m}{\sum m} = \frac{-70 \cdot 85 + 0 \cdot 25 + 21 \cdot 29}{139} = -38,4$$

$$\bar{z} = \frac{\sum \tilde{z}m}{\sum m} = \frac{-169 \cdot 85 + 100 \cdot 25 + -186 \cdot 29}{139} = -124,2$$

Het moment rondom de rotatie-as kan worden berekend met behulp van formule 4. Waarbij voor de grootte d de volgende substitutie moet worden gemaakt:

$$d = \sin(\alpha + \beta) \cdot \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2}$$

In bovenstaande formule is α de hoekverdraaiing om het rotatie punt van de nijgbeweging. In figuur 6 is e.e.a. grafisch weergegeven.



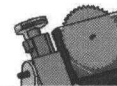
Figuur 6

De formule wordt dan als volgt:

$$M_0 = F \cdot \sin(\alpha + \beta) \cdot \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2}$$

Bij de maximale hoekverdraaiing van 45 graden is dit:

$$M_0 = 175 \cdot 9,81 \cdot \sin(45 + 17) \cdot \sqrt{0,038^2 + 0,124^2} = 196 Nm$$



4.8.4 Berekening dynamisch koppel T_d

Vanwege de complexe samenstelling van de last worden deze verondersteld cilindrisch te zijn met een diameter van 500 mm. Dit is de maximale diameter die in de constructie kan worden ingepast. Omdat het massazwaartepunt bekend is kan de verschuivingsregel worden toegepast. De berekening van de massatraagheid wordt dan als volgt:

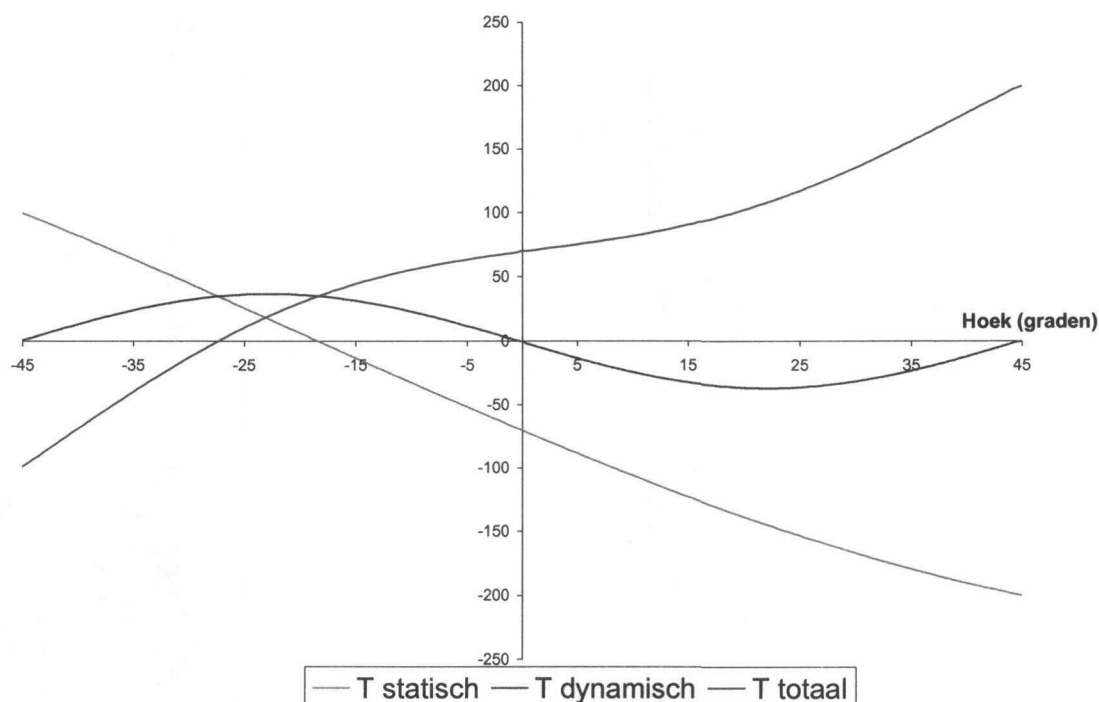
$$I_{cilinder} = \frac{1}{2}mr^2 + md^2$$

$$d = \sqrt{0,038^2 + 0,124^2} = 0,129 \text{ m}$$

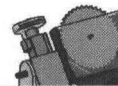
$$I_{last} = \frac{1}{2} \cdot 175 \cdot 0,25^2 + 175 \cdot 0,129^2 = 8,4 \text{ kgm}^2$$

N.B.: Voor deze toepassing is er sprake van een variërend statisch en dynamisch koppel. Daarbij moet tevens onderscheid worden gemaakt voor een beweging van -45° naar 45° en van 45° naar -45° . Om een beeld te krijgen van het totaal koppel in beide gevallen zijn de volgende figuren toegevoegd.

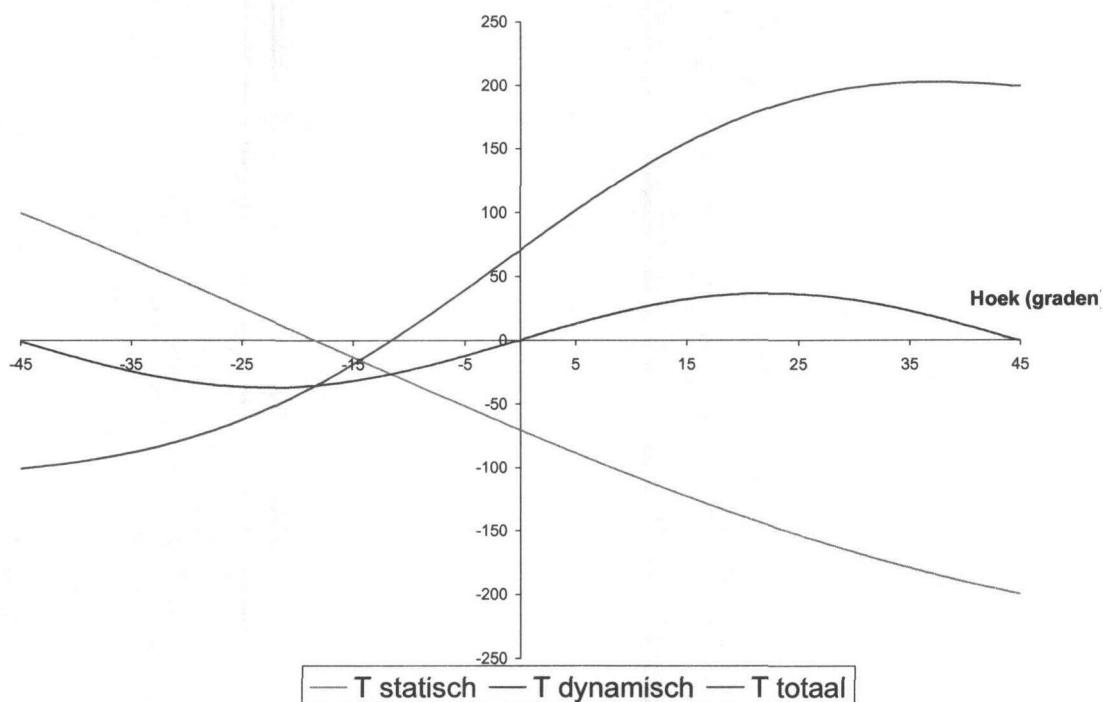
Koppelverloop - Zwenkbeweging (-45 naar 45)



Figuur 7



Koppolverloop - Zwenkbeweging (45 naar -45)



Figuur 8

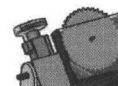
4.8.5 Effectief moment

Het effectieve moment wordt berekend met behulp van formule 7

$$T_{\text{effec.}} = \sqrt{\frac{\sum T_{\text{totaal}}^2 \cdot dt}{9,5}} = 40 \text{ Nm}$$

N.B.

Het effectieve moment is berekend door onder de curve bij kleine tijdsintervallen de momentane koppels te nemen. Hiervoor is gebruik gemaakt van een Excel-sheet.



4.8.6 Tussentijdse samenvatting

Onderstaande uitgangsgegevens hebben betrekking op het systeem zonder de effecten van de aandrijving zelf mee te nemen. Deze gegevens dienen als startpunt om de selectie van de aandrijving te kunnen maken.

Uitgangsgegevens voor selectie aandrijving			
Dynamisch Koppel	Tdp	38	Nm
Statisch Koppel	Ts	199	Nm
Effectief Koppel	Te	40	Nm
Piek Koppel	Tp	202	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	4,5	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	2,09	rad/s
Toerental	n	20	rpm
Piek vermogen	Pp	422	Watt
Massatraagheid Last	I	8,4	kgm ²

Tabel 21

Op basis van bovenstaande gegevens kan het volgende worden geconstateerd:

- Het statische koppel Ts is beduidend groter dan het dynamische koppel Tdp. Zoals in figuur 7 en 8 en bij de berekening van het statische moment inzichtelijk gemaakt, wordt dit veroorzaakt doordat het massazwaartepunt zich buiten het rotatiepunt bevindt.
- Het toerental is laag en het daarbij gevraagde piek koppel hoog. Om dit in een gunstigere verhouding te krijgen m.b.t. in de markt standaard verkrijgbare motoren zal een extra vertraging moeten worden toegepast.
- Tevens kan met deze extra vertraging de verhouding van de massatraagheid tussen de motor en de last in balans worden gebracht.
- En kan het hoge koppel en de radiale as belasting worden opgenomen.

4.8.7 Selectie Vertragingskast

Een standaard Synchroon servomotor in het vermogensbereik van 450 Watt heeft een nominaal toerental bereik van 3000-6000 rpm. Om het maximale vermogen van de motor te kunnen benutten en een zo groot mogelijke reductie van de massatraagheid te realiseren nemen zou het ideaal zijn om een reductie toe te passen in het bereik van rond de 300:1. Echter doordat een zeer geringe omkeerspelings wordt gevraagd in combinatie met directe aanbouw van de last aan een flens vertragingskast wordt de keuze in overbrengverhoudingen beperkt tot een bereik van 40:1 tot 70:1.

Vanwege het hoge toegestane ingaand toerental, het gunstige rendement en de geringe omkeerspelings gaat de voorkeur voor deze applicatie uit naar een planetaire vertraging. Om de selectie van de aandrijving verder uit te kunnen voeren wordt een voorstel gedaan voor een Planetaire Vertraging van het fabrikaat Neugart, type PLF HP 110. Deze is als optie in onderstaande tabel in het rechtergedeelte weergegeven.



Algemene criteria vertragskast					
Type	Planetaire i		Type	PLF 110 HP	
Overzetverhouding i	40		Overzetverhouding i	40	
Radiale as belasting	>1000	Nm	Radiale as belasting max.	3800	N
Uitgaand koppel	>250	Nm	Max. uitgaand koppel	520	Nm
Ingaand toerental	>1000	rpm	Max. Ingaand toerental	3000	rpm
Max. Omkeerspel	6	arcmin	Omkeerspel	5	arcmin
			Massatraagheidsmoment	1,1	kgcm ²
			Rendement	95	%

Tabel 22

Door toevoeging van de PLF 110 HP komen de uitgangsgegevens er uit te zien zoals in onderstaande tabel "uitgangsgegevens na selectie i" weergegeven. Hierbij is nog geen rekening gehouden met de invloed van de nog te selecteren motor

Uitgangsgegevens na selectie i			
Dynamisch Koppel	Tdp	1,02	Nm
Statisch Koppel	Ts	5,24	Nm
Effectief Koppel	Te	3,44	Nm
Piek Koppel	Tp	5,32	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	178	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	83,6	rad/s
Toerental	n	798	rpm
Piek vermogen	Pp	444	Watt
Massatraagheid Last	I	53,60	kgcm ²

Tabel 23

4.8.8 Resolutie Motorfeedback

Nu de totale overbrenging in het systeem bekend is, kan de gewenste resolutie van de terugkoppeling van de motor worden berekend. Bij het bepalen van de benodigde resolutie gaan we uit van een 2 tot 4 maal hogere resolutie als gevraagd. Bij een positioneernauwkeurigheid van $0,1^\circ$ is de gevraagde resolutie $0,1^\circ/4 = 0,025^\circ$. Voor de motor komt dit neer op $0,025^\circ \cdot 40 = 2,5^\circ$. Indien we gebruik maken van een standaard motorfeedback (resolver) beschikken we over 4096 pulsen per omwenteling, een resolutie van $360^\circ/4096 = 0,088^\circ$.

Conclusie:

Toepassing van een standaard resolver geeft voldoende resolutie om de gevraagde nauwkeurigheden te kunnen bereiken.



4.8.9 Selectie Motor

De algemene criteria voor selectie van de motor zijn samengevat in onderstaande tabel. In het rechter gedeelte zijn de gegevens opgenomen van een motor van het fabrikaat Baumüller, type DSD56 S. De koppel-toeren curve van deze motor is als Bijlage toegevoegd. Deze keuze voor deze motor is gemaakt op basis van het nominaal koppel.

Algemene criteria Servomotor					
Type	AC Servo		Type	DSD56S64U20-5	
Toerental	1000	rpm	Toerental	2000	rpm
Rotormassatraagheid	>10,72	kgcm ²	Rotormassatraagheid	3,8	kgcm ²
Piek koppel	>5,32	Nm	Piek Koppel	20	Nm
Effectief Koppel	>3,44	Nm	Nominaal Koppel	4,8	Nm
Motor Feedback	Resolver		Motor Feedback	Resolver	

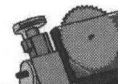
Tabel 24

Gegevens na selectie motor			
Dynamisch Koppel	Tdp	1,09	Nm
Statisch Koppel	Ts	5,24	Nm
Effectief Koppel	Te	3,44	Nm
Piek Koppel	Tp	5,32	Nm
Toerental	n	798	rpm
Piek vermogen	Pp	444	Watt
Verhouding Im/Ilast		14,39	

Tabel 25

Toelichting:

De massatraagheidsverhouding van 14 valt buiten de normale normen die worden gehanteerd. Echter zal dat voor deze toepassing acceptabel zijn omdat de applicatie zich niet laat kenmerken door hoge dynamiek en dynamische koppels.



4.9 Plaat transport

Het transport van de producten vindt plaats via een bovenloop systeem, uitgevoerd met een tandheugel. De totale lengte van deze tandheugel is zeven meter waarop zich vier transport wagens bevinden.

4.9.1 Beschikbare gegevens

- maximale slag : 3000 mm
- oriëntatie beweging : horizontaal
- tijd voor max. slag : 2 sec (zie Bijlage 1 en 2, Bewegingsafloop).
- rusttijd : 10 sec. (zie Bijlage 1 en 2, Bewegingsafloop)
- positioneer nauwkeurigheid : 0,5 mm
- totale massa van de last : 12 kg
- gegevens rondsel:
 - diameter : 70 mm
 - lengte : 100 mm
 - materiaal : staal
- Synchronloop tussen transportwagens

4.9.2 Bewegingsprofiel

Snelheidsprofiel op basis van trapezium profiel met een 1/3 verdeling. Daarbij wordt tijdens hoogloop de helft van de afstand in 1/3 van de tijd afgelegd. Voor de versnellingsfase komt dit neer op het volgende:

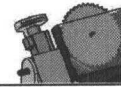
$$a = \frac{2x}{t^2} = 2 \cdot \frac{0,75}{\frac{2}{3}^2} = 3,375 \text{ m/s}^2$$

$$v = 3,375 \cdot \frac{2}{3} = 2,25 \text{ m/s}$$

De hoeksnelheid en versnelling van het rondsel zijn:

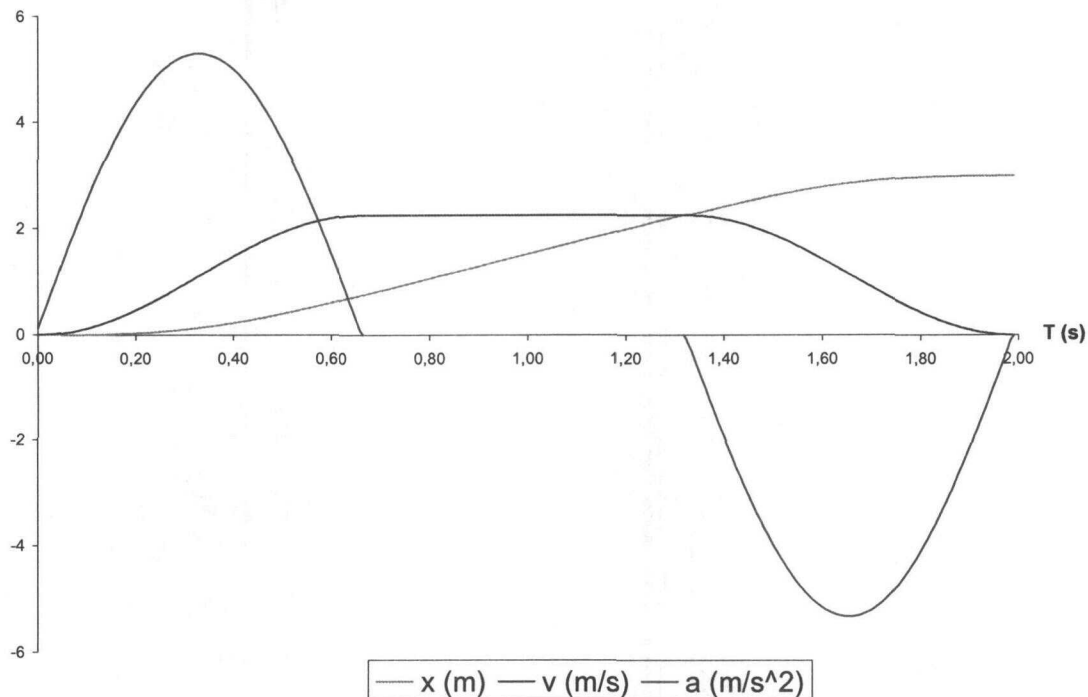
$$\alpha = \frac{a}{r} = \frac{3375}{35} = 96,42 \text{ rad/s}^2 \quad (\text{SCurve } 154 \text{ rad/s}^2)$$

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2250}{35} = 64,28 \text{ rad/s} \quad (613 \text{ rpm})$$



Het snelheid-, vernellings-, en positieprofiel komt er gebaseerd op een trapezium profiel met S-Curve als volgt uit te zien:

Bewegingsprofiel - Transportbeweging



Figuur 9

4.9.3 Berekening massatraagheden

Bij de transportbeweging is er sprake van een roterende beweging die in een translaterende beweging wordt omgezet. Dit wordt gerealiseerd met behulp van een tandheugel en rondsel. Om de massatraagheid van de translaterende massa geprojecteerd aan de motor-as te bepalen kunnen we de translaterende massa zien als een dunne ring met een diameter gelijk aan de die van het rondsel. Met behulp van formule 6 kan de massatraagheid als volgt worden berekend:

$$I_{last} = 12 \cdot 0,035^2 = 0,147 \text{ kgm}^2 \quad (\text{formule 6})$$

De massatraagheid van het rondsel is:

$$M_{rondsel} = \pi r^2 \cdot l \cdot \rho = \pi \cdot 0,035^2 \cdot 0,1 \cdot 7850 = 3 \text{ kg}$$

$$I_{rondsel} = \frac{1}{2} \cdot m r^2 = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

De totale massatraagheid van de last geprojecteerd aan de motorzijde wordt daarmee:

$$I_{last_totaal} = I_{last} + I_{rondsel}$$

$$I_{last_totaal} = 16,5 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$



4.9.4 Berekening dynamisch koppel

Met gebruik van formule 3 berekenen we het dynamisch koppel voor de last.

$$T_{dp} = 16,5 \cdot 10^{-3} \cdot 154,3 = 2,56 \text{ Nm} \quad (SCurve)$$

$$T_d = 16,5 \cdot 10^{-3} \cdot 96,4 = 1,6 \text{ Nm}$$

N.B.: Afhankelijk van de motorkeuze en een eventuele vertraging dient de eigen massa traagheid van de aandrijving nog toegevoegd te worden.

4.9.5 Berekening statisch koppel T_s

Voor deze toepassing wordt een aanname gedaan van 3 Nm als nullastkoppel.

4.9.6 Effectief moment

De bewegingscyclus is opgebouwd uit de volgende fasen:

Acceleratie:

$$T_{acc} = T_s + T_d = 3 + 1,6 = 4,6 \text{ Nm} \quad (\text{gedurende } 0,66 \text{ sec.})$$

Continue snelheid:

$$T_{con} = T_s = 3 \text{ Nm} \quad (\text{gedurende } 0,66 \text{ sec.})$$

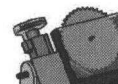
Deceleratie:

$$T_{dec} = T_d - T_s = 1,6 - 3 = -1,4 \text{ Nm} \quad (\text{gedurende } 0,66 \text{ sec.})$$

Het effectieve moment wordt berekend met behulp van formule 7

$$T_{effec.} = \sqrt{\frac{T_{acc}^2 \cdot t + T_{con}^2 \cdot t + T_{dec}^2 \cdot t}{T_{cyc}}}$$

$$T_{effec.} = \sqrt{\frac{(1,6 + 3)^2 \cdot 0,66 + 3^2 \cdot 0,66 + (1,6 - 3)^2 \cdot 0,66}{12}} = 1,33 \text{ Nm}$$



4.9.7 Tussentijdse samenvatting

Onderstaande uitgangsgegevens hebben betrekking op het systeem zonder de effecten van de aandrijving zelf mee te nemen. Deze gegevens dienen als startpunt om de selectie van de aandrijving te kunnen maken.

Uitgangsgegevens voor selectie aandrijving			
Dynamisch Koppel	Tdp	2,56	Nm
Statisch Koppel	Ts	3	Nm
Effectief Koppel	Te	1,33	Nm
Piek Koppel	Tp	5,56	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	154,0	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	64,3	rad/s
Toerental	n	614,0	rpm
Piek vermogen	Pp	358	Watt
Massatraagheid Last	I	165	kgcm ²

Tabel 26

Toelichting tabel "uitgangsgegevens voor selectie aandrijving":

- De waarde van Pp en Tp treedt kortstondig op het moment dat de maximale hoekversnelling is bereikt. Op tijdstip 0,33 sec. tijdens de bewegingscyclus.

Op basis van bovenstaande gegevens kan het volgende worden geconstateerd:

- Het dynamisch koppel Tdp en het statische koppel Ts zijn ongeveer even groot
- Het toerental is relatief laag. Om het volledige vermogen van een motor te kunnen benutten wordt een vertragskast aan de motor toegevoegd.
- Tevens kan met deze extra vertraging de verhouding van de massatraagheid tussen de motor en de last in balans worden gebracht.

4.9.8 Selectie Vertragskast

Een standaard Synchron servomotor in het vermogensbereik van 250 Watt heeft een nominaal toerental bereik van 3000-6000 rpm. Om het maximale vermogen van de motor te kunnen benutten en een zo groot mogelijke reductie van de massatraagheid te realiseren nemen we als uitgangspunt een motor met een nominaal toerental van 6000 rpm. De gewenste vertragsverhouding is $6000/614 = 10$.

Vanwege het hoge toegestane ingaand toerental, het gunstige rendement en de geringe omkeerspeling gaat de voorkeur voor deze applicatie uit naar een planetaire vertraging. Om de selectie van de aandrijving verder uit te kunnen voeren wordt een voorstel gedaan voor een Planetaire Vertraging van het fabrikaat Neugart, type PLS 70. Deze is als optie in onderstaande tabel in het rechtergedeelte weergegeven.



Algemene criteria vertragskast					
Type	Planetaire i		Type	PLS 70	
Overzetverhouding i	10		Overzetverhouding i	10	
Radiale as belasting	>100	Nm	Radiale as belasting max.	3000	N
Uitgaand koppel	>4,6	Nm	Max. uitgaand koppel	27	Nm
Ingaand toerental	>6000	rpm	Max. Ingaand toerental	10000	rpm
Max. Omkeerspel	n.v.t.	arcmin	Omkeerspel	3	arcmin
			Massatraagheidsmoment	0,1	kgcm ²
			Rendement	98	%

Tabel 27

Door toevoeging van de PLS70 komen de uitgangsgegevens er uit te zien zoals in onderstaande tabel "uitgangsgegevens na selectie i" weergegeven. Hierbij is nog geen rekening gehouden met de invloed van de nog te selecteren motor

Uitgangsgegevens na selectie i			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,28	Nm
Statisch Koppel	Ts	0,31	Nm
Effectief Koppel	Te	0,137	Nm
Piek Koppel	Tp	0,58	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	1540	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	643	rad/s
Toerental	n	6140	rpm
Piek vermogen	Pp	375	Watt
Massatraagheid Last	I	1,75	kgcm ²

Tabel 28

4.9.9 Resolutie Motorfeedback

Nu de totale overbrenging in het systeem bekend is, kan de gewenste resolutie van de terugkoppeling van de motor worden berekend. Bij het bepalen van de benodigde resolutie gaan we uit van een 2 tot 4 maal hogere resolutie als gevraagd. Bij een positioneernauwkeurigheid van 0,5 mm is de gevraagde resolutie $0,5/4 = 0,125$ mm. Voor de motor komt dit neer op $(1,25/200) \cdot 360 \cdot 10 = 22,5^\circ$. Indien we gebruik maken van een standaard motorfeedback (resolver) beschikken we over 4096 pulsen per omwenteling, een resolutie van $360^\circ/4096 = 0,088^\circ$.

Conclusie:

Toepassing van een standaard resolver geeft voldoende resolutie om de gevraagde nauwkeurigheden te kunnen bereiken.



4.9.10 Selectie Motor

De algemene criteria voor selectie van de motor zijn samengevat in onderstaande tabel. In het rechter gedeelte zijn de gegevens opgenomen van een motor van het fabrikaat Baumüller, type DSD36 M. De koppel-toeren curve van deze motor is als Bijlage toegevoegd.

Algemene criteria Servomotor					
Type	AC Servo		Type	DSD36 M 6000 3	
Toerental	6000	rpm	Toerental	6000	rpm
Rotormassatraagheid	>0,35	kgcm ²	Rotormassatraagheid	0,33	kgcm ²
Koppel bij 3050 rpm	>0,58	Nm	Piek Koppel (3050)	5	Nm
Koppel bij 6100 rpm	>0,31	Nm	Piek Koppel (6100)	1	Nm
Effectief Koppel	>0,14	Nm	Nominaal Koppel	1,3	Nm
Motor Feedback	Resolver		Motor Feedback	Resolver	

Tabel 29

Onderstaande tabel toont de uiteindelijke waarden na toevoeging van de motor.

Gegevens na selectie motor			
Dynamisch Koppel	Tdp	0,33	Nm
Statisch Koppel	Ts	0,31	Nm
Effectief Koppel	Te	0,142	Nm
Piek Koppel	Tp	0,63	Nm
Toerental	n	6140	rpm
Piek vermogen	Pp	407	Watt
Verhouding Im/Ilast		5,61	

Tabel 30



4.10 Plaatklemmen

Voor het klemmen van de producten wordt een spindel toegepast voorzien van zowel linkse als rechtse draad. De twee moeren op de spindel zijn voorzien van grijpers die afhankelijk van de draairichting naar elkaar toe of van elkaar af bewegen.

4.10.1 Beschikbare gegevens

- maximale verplaatsing : 100 mm
- tijd voor max. verplaatsing : 1sec (zie Bijlage 1 en 2, Bewegingsafloop).
- rusttijd : 20 sec (zie Bijlage 1 en 2, Bewegingsafloop)
- positioneer nauwkeurigheid : 0,5 mm
- totale massa van de last : 3 kg.
- klemkracht : 500 N
- gegevens spindel:
 - type spindel : kogelomloop
 - spoed : 5 mm
 - lengte spindel : 800 mm
 - rendement : 90%
 - diameter : 12 mm

4.10.2 Bewegingsprofiel

Voor het bewegingsprofiel van de plaatklemmen gaan we uit van een trapezium profiel zonder S-Curve. Reden hiervoor is dat de massa en de versnelling erg laag zijn. Met behulp van formule 9 en 10 kunnen de snelheid en versnelling van de verplaatsing worden bepaald. Uitkomst is als volgt

$$a = \frac{2x}{t^2} = 2 \cdot \frac{0,025}{0,33^2} = 0,46 \text{ m/s}^2$$

$$v = 0,46 \cdot 0,33 = 0,15 \text{ m/s}$$

De hoeksnelheid en versnelling van de spindel zijn:

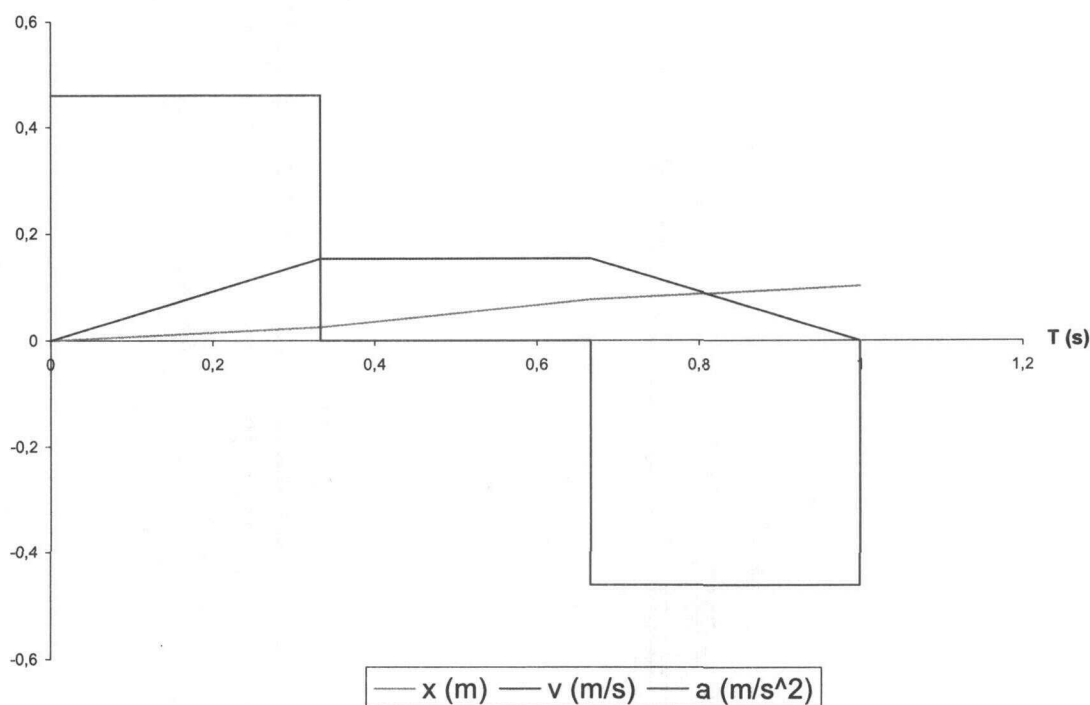
$$\alpha = \frac{a}{s} \cdot 2\pi = \frac{0,46}{5} \cdot 2\pi = 578 \text{ rad/s}^2$$

$$\omega = \frac{v}{s} \cdot 2\pi = \frac{0,153}{5} \cdot 2\pi = 193 \text{ rad/s} \quad (1840 \text{ rpm})$$



Het snelheid-, vernellings-, en positieprofiel komt er gebaseerd op een trapezium profiel als volgt uit te zien:

Bewegingsprofiel - Plaatklemmen



Figuur 10

4.10.3 Berekening massatraagheden

Voor de berekening van de totale massatraagheid, geprojecteerd aan de aandrijfzijde van de spindel, dient de eigen massatraagheid van de spindel ($I_{spindel}$) te worden berekend en de massatraagheid van de last ($I_{last_spindel}$, formule 8).

$$M_{spindel} = \pi r^2 \cdot l \cdot \rho = \pi \cdot 6^2 \cdot 0,8 \cdot 7850 = 0,709 \text{ kg}$$

$$I_{spindel} = \frac{1}{2} \cdot 0,709 \cdot 6^2 = 12,7 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

$$I_{last_spindel} = 3 \cdot \left(\frac{0,005}{2\pi} \right)^2 = 1,875 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

De totale massatraagheid van de last geprojecteerd aan de motorzijde wordt:

$$I_{last_totaal} = I_{last_spindel} + I_{spindel} = 14,6 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$



4.10.4 Berekening dynamisch koppel T_d

Met gebruik van formule 3 berekenen we het dynamisch koppel benodigd voor de last.

$$T_d = 14,6 \cdot 10^{-6} \cdot 578 = 0,0084 Nm \quad (\text{formule 3})$$

N.B.: Afhankelijk van de motorkeuze en een eventuele vertraging dient de eigen massatraagheid van de aandrijving nog toegevoegd te worden.

4.10.5 Berekening statisch koppel T_s

Voor het statisch koppel dienen we rekening te houden met 2 aspecten. Het nullast koppel veroorzaakt door wrijving in het systeem (T_{s0}) en het koppel benodigd om de plaat te klemmen (T_{sk}). Voor T_{s0} wordt de aanname gemaakt van 0,5 Nm. Voor T_{sk} geldt:

$$T_{sk} = \frac{F \cdot s}{2\pi \cdot \eta} = \frac{500 \cdot 5}{2\pi \cdot 0,9} = 0,44 Nm$$

$$T_s = T_{sk} + T_{s0} = 0,44 + 0,5 = 0,94 Nm$$

4.10.6 Effectief moment

De bewegingscyclus is opgebouwd uit de volgende fasen:

Acceleratie:

$$T_{acc} = T_{s0} + T_d = 0,5 + 0,0084 = 0,508 Nm \quad (\text{gedurende } 0,33 \text{ sec.})$$

Continue snelheid:

$$T_{con} = T_{s0} = 0,5 Nm \quad (\text{gedurende } 0,33 \text{ sec.})$$

Deceleratie/klemmen:

$$T_{dec} = T_s - T_d = 0,94 - 0,0084 = 0,93 Nm \quad (\text{gedurende } 0,33 \text{ sec.})$$

Het effectieve moment wordt berekend met behulp van formule 7

$$T_{effec.} = \sqrt{\frac{T_{acc}^2 \cdot t + T_{con}^2 \cdot t + T_{dec}^2 \cdot t}{T_{cyc}}}$$

$$T_{effec.} = \sqrt{\frac{0,508^2 \cdot 0,33 + 0,5^2 \cdot 0,33 + 0,93^2 \cdot 0,33}{21}} = 0,15 Nm$$



4.10.7 Tussentijdse samenvatting

Onderstaande uitgangsgegevens hebben betrekking op het systeem zonder de effecten van de aandrijving zelf mee te nemen. Deze gegevens dienen als startpunt om de selectie van de aandrijving te kunnen maken.

Uitgangsgegevens voor selectie aandrijving			
Dynamisch Koppel	Td	0,0084	Nm
Statisch Koppel	Ts	0,94	Nm
Effectief Koppel	Te	0,15	Nm
Piek Koppel	Tp	0,94	Nm
Hoekversnelling (piek)	α	578,0	rad/s ²
Hoeksnelheid (piek)	ω	192,7	rad/s
Toerental	n	1840	rpm
Piek vermogen	Pp	181	Watt
Massatraagheid Last	I	$14,6 \cdot 10^{-6}$	kgm ²

Tabel 31

Op basis van bovenstaande gegevens kan het volgende worden geconstateerd:

- Het statische koppel Ts is sterk overheersend
- Het toerental is relatief laag

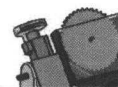
Voor deze toepassing is het niet gewenst en ook niet strikt noodzakelijk om een vertraging toe te passen. De massatraagheid van de last is niet groot en het benodigde koppel relatief laag.

4.10.8 Resolutie Motorfeedback

Bij het bepalen van de benodigde resolutie gaan we uit van een 2 tot 4 maal hogere resolutie als de gevraagde positioneernauwkeurigheid. Bij een positioneernauwkeurigheid van 0,5 mm op de spindel komt dit overeen met $(0,125/5) \cdot 360 = 9^\circ$ hoekverdraaiing. Indien we gebruik maken van een standaard motorfeedback (resolver) beschikken we over 4096 pulsen per omwenteling, een resolutie van $360/4096 = 0,088^\circ$.

Conclusie:

Toepassing van een standaard resolver geeft meer dan voldoende resolutie om de gevraagde nauwkeurigheden te kunnen bereiken.



4.10.9 Selectie Motor

De algemene criteria voor selectie van de motor zijn samengevat in onderstaande tabel. In het rechter gedeelte zijn de gegevens opgenomen van een motor van het fabrikaat Baumüller, type DSD22 M. De koppel-toeren curve van deze motor is als Bijlage toegevoegd.

Algemene criteria Servomotor					
Type	AC Servo		Type	DSD22 M 3000 3	
Toerental	>1840	rpm	Toerental	3000	rpm
Rotormassatraagheid	>0,0292	kgcm ²	Rotormassatraagheid	0,1	kgcm ²
Piek Koppel	>0,94	Nm	Piek Koppel	2,5	Nm
Effectief Koppel	>0,12	Nm	Nominaal Koppel	0,5	Nm
Motor Feedback	Resolver		Motor Feedback	Resolver	

Tabel 32

Onderstaande tabel toont de uiteindelijke waarden na toevoeging van de motor.

Gegevens na selectie motor			
Dynamisch Koppel	Td	0,01	Nm
Statisch Koppel	Ts	0,94	Nm
Effectief Koppel	Te	0,12	Nm
Piek Koppel	Tp	0,94	Nm
Toerental	n	1840	rpm
Piek vermogen	Pp	181	Watt
Verhouding Im/Ilast		1,46	

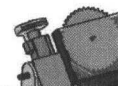
Tabel 33



G. Literatuuroverzicht

Geraadpleegde bronnen:

- Mechanica voor technici Statica
auteur: Russel C.Hibbeler
- Mechanica voor technici Dynamica
auteur: Russel C.Hibbeler
- Decker Maschinen elemente
auteur: Karl-Heinz Decker
- Productcatalogus firma Baumüller
- Productcatalogus firma Neugart



H. Bijlagen

Bijlage 1:

- Bewegingsafloop en cyclustijden kop en voetstukken (Fase 1)
- Bewegingsafloop en cyclustijden kop en voetstukken (Fase 2)
- Bewegingsafloop en cyclustijden kop en voetstukken (Fase 3)

Bijlage 2:

- Bewegingsafloop en cyclustijden zijdelen

Bijlage 3:

- Visualisatie Machine

Bijlage 4: Koppel – Toeren karakteristieken

DSD 36 M 6000 310 VDC

DSD 36 L 6000 310 VDC

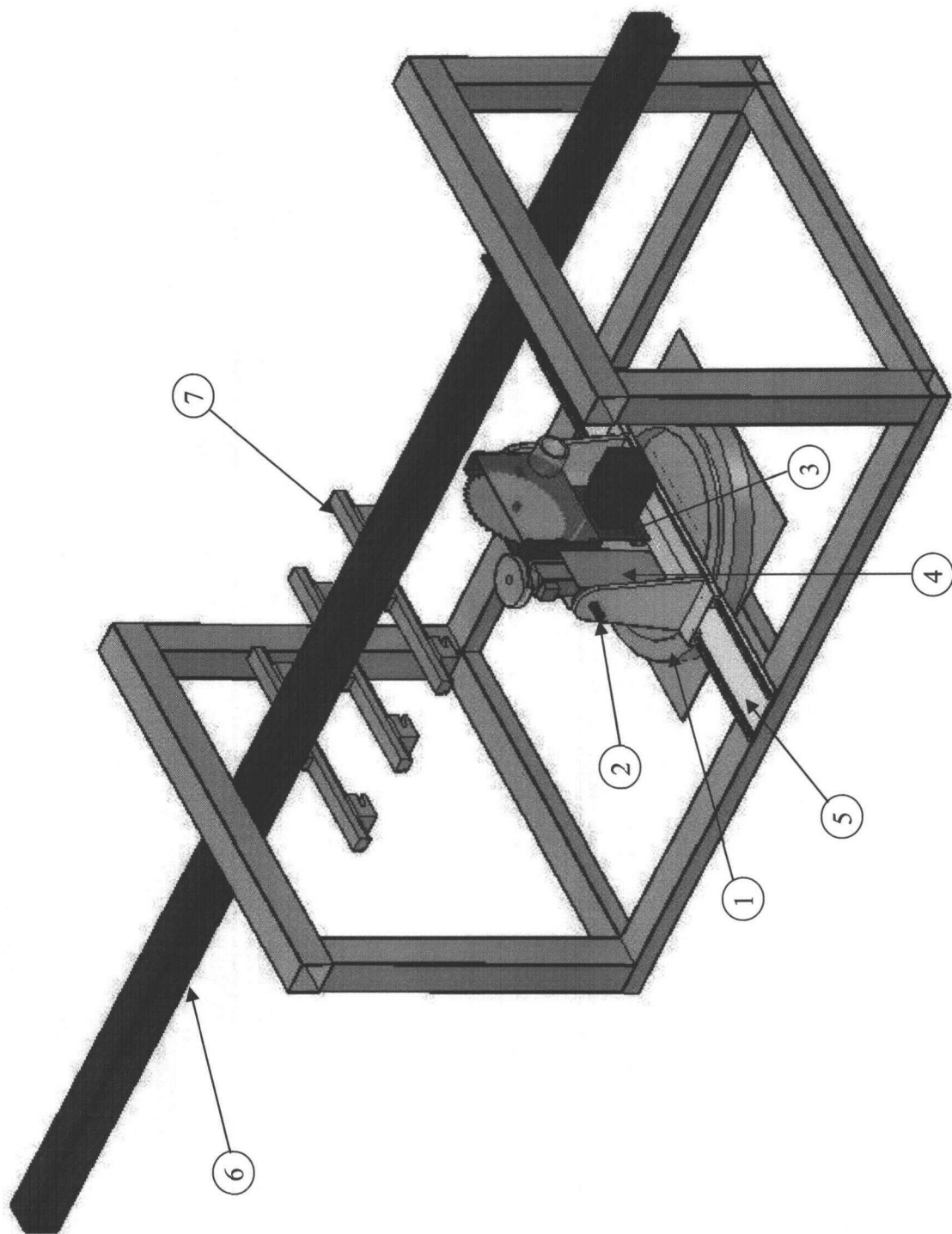
DSD 36 S 6000 310 VDC

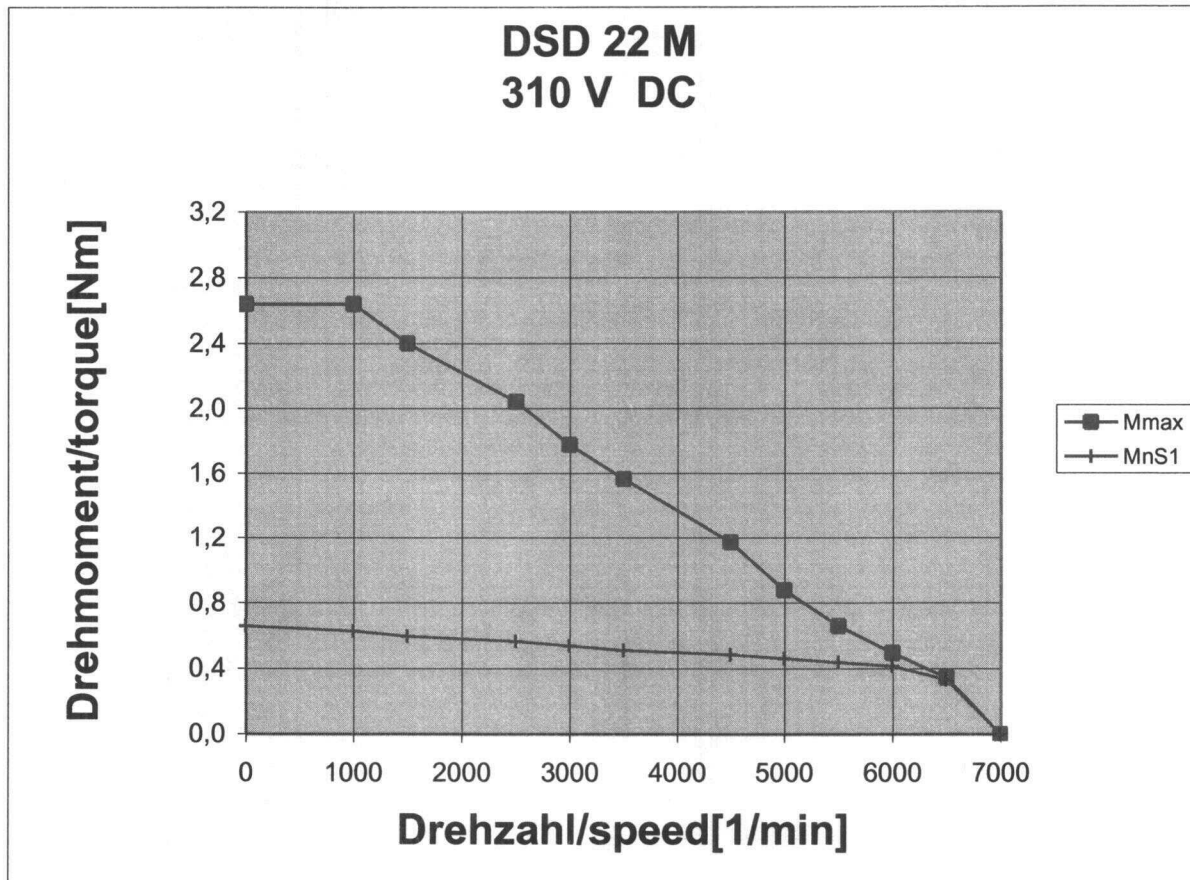
DSD 22 M 3000 310 VDC

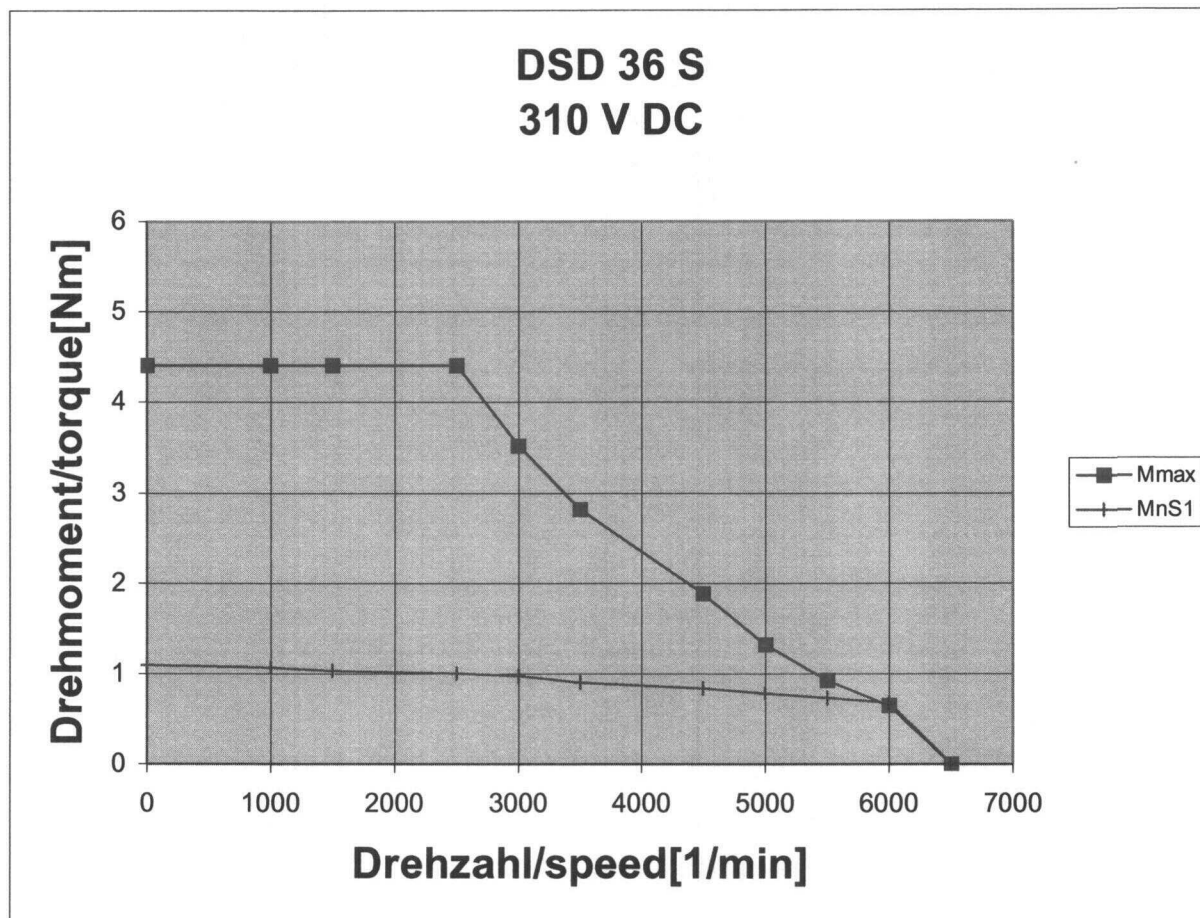
DSD 56 S 64 U 20-5

[illegible][illegible]

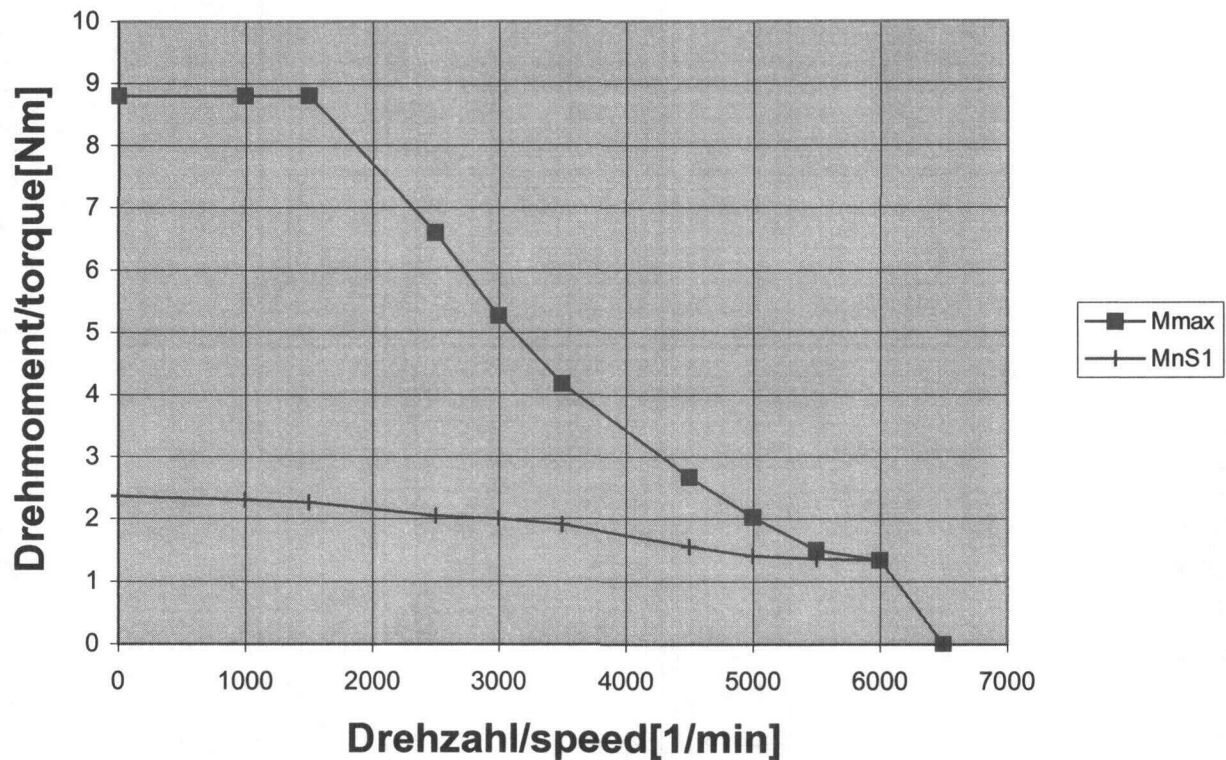
Bijlage 3 : Machine Visualisatie

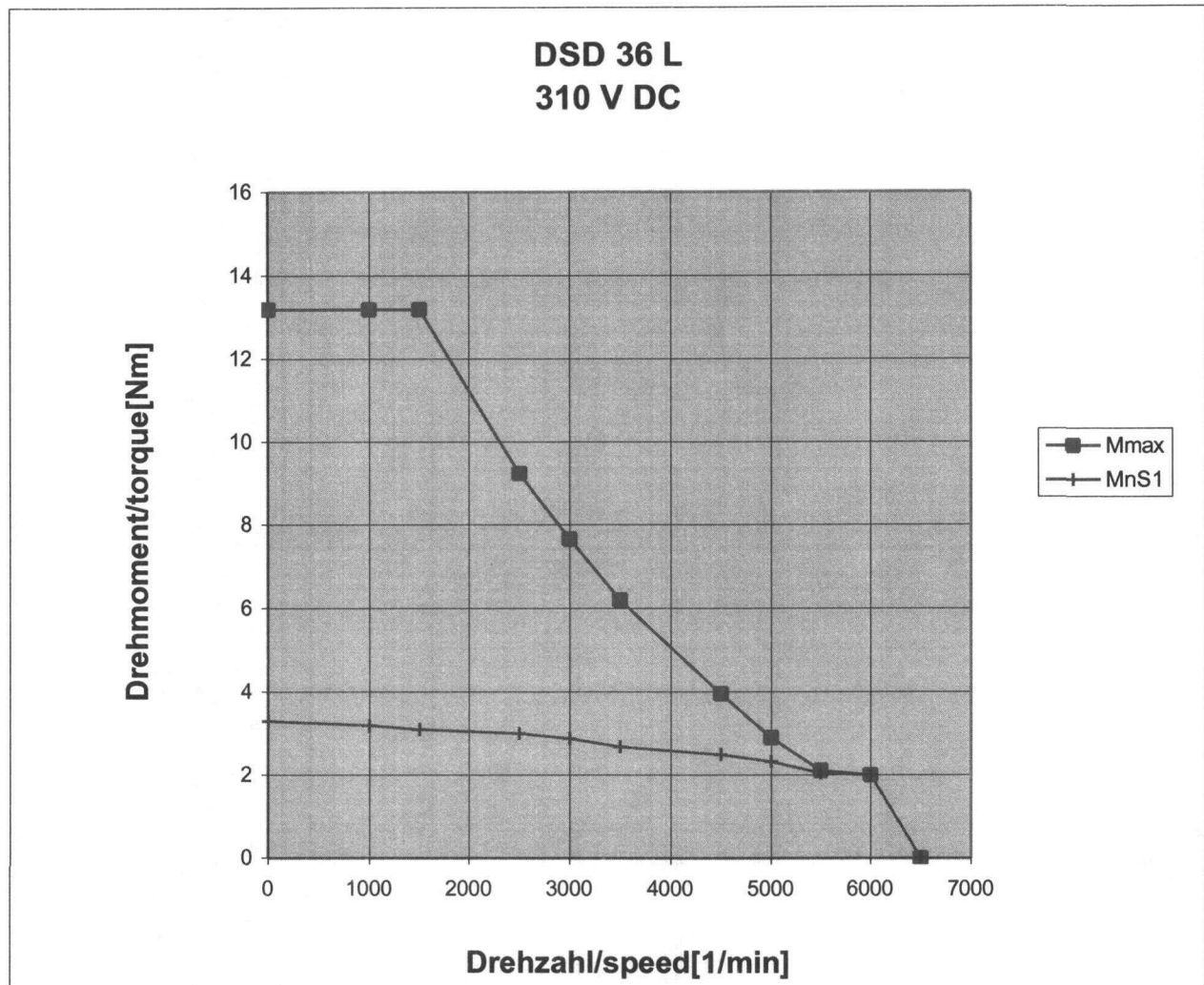






DSD 36 M 310 V DC





Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie / Speed-torque curve

DSD 056 S 64 U 20-5

Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien / torque-speed-characteristics

