

MASTER

Ontwerp van een basislijnmachine

Pieterse, P.M.G.

Award date:
1993

[Link to publication](#)

Disclaimer

This document contains a student thesis (bachelor's or master's), as authored by a student at Eindhoven University of Technology. Student theses are made available in the TU/e repository upon obtaining the required degree. The grade received is not published on the document as presented in the repository. The required complexity or quality of research of student theses may vary by program, and the required minimum study period may vary in duration.

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

**Faculteit Werktuigbouwkunde der
Technische Universiteit Eindhoven
Vakgroep Productietechnologie en -Automatisering**

afstudeerverslag

**Ontwerp van een
basislijnmachine.**

deel B: Bijlagen.

door: P.M.G. Pieterse

Onderzoeksrapport WPA 1506

**afstudeerhoogleraar: prof. ir. J.M. van Bragt
begeleiders: ir. A.T.J.M. Smals (T.U.E.)
ing J.T.C.M. van Duppen (Philips)**

Eindhoven, mei 1993

Inhoudsopgave

Bijlage 1: Vragen en antwoorden met betrekking tot de oriëntatie.	4
Bijlage 2: Vragen en antwoorden met betrekking tot het eisenpakket.	8
Bijlage 3: Basislijnmachines toegepast binnen Philips	10
Bijlage 4: Basislijnmachines buiten Philips	11
Bijlage 5: Maatschets interface bewerkingsmodules.	12
Bijlage 6: Morfologisch schema van de lijnmachine	16
Bijlage 7: Beslissingsdocumenten bij hoofdontwerp basislijnmachine.	20
Bijlage 8: Toelichting op de beslissingsdocumenten.	30
Bijlage 9: Controleberekening centrale positionering	35
Bijlage 10: Selectie van type motor en overbrenging.	36
Bijlage 11: Berekening benodigd vermogen.	38
Bijlage 12: Berekeningen positioneren met elastische elementen	42
Bijlage 13: Stuklijst bij samenstellingstekening basislijnmachine.	47
Bijlage 14: Berekening tandriem produkttransport.	48
Bijlage 15: Berekening indexer.	49
Bijlage 16: Berekening tandriem naar de moduleas.	50
Bijlage 17: Berekening tandriem vanaf de motor.	51

Bijlage 18: Stuklijst bij samenstellingstekening positioneermodule.	52
Bijlage 19: Dimensionering van het verenpakket.	53
Bijlage 20: Analyse van invloed loskomen van nok.	54
Bijlage 21: Berekening van waarden in het model.	59
Bijlage 22: Responsie uit simulatie.	61
Bijlage 23: Opbouw van de kostprijs basislijnmachine.	62
Bijlage 24: Opbouw kostprijs positioneermodule.	64
Bijlage 25: Lijst met tekeningen	65

Bijlage 1: Vragen en antwoorden met betrekking tot de oriëntatie.

1.1. De vragenlijst

1. Wat is exact de opdracht?
2. Wat is de doelstelling van de opdracht en het te bereiken eindresultaat?
3. Voor wie is de opdracht bedoeld? Wie zijn de opdrachtgevers?
4. Wat zijn de systeemgrenzen?
5. Wat is het belang van de opdracht? Waarom moet het gedaan worden en waarom is het al niet eerder gedaan?
6. Wanneer moet het af zijn? Wat zijn eventuele tussentijdse toetsdata?
7. Wat zijn de relaties met andere projecten?
8. Wat zijn de eisen en wensen voor de te ontwerpen machine?
9. Welke informatie en informatiebronnen zijn nodig bij het uitvoeren van de opdracht?
10. Hoe is de markt? Welke lijnmachines zijn er vandaag de dag binnen en buiten Philips reeds verkrijgbaar? Een overzicht van de diverse machines met hun specificaties.
11. Wie zijn de potentiële klanten cq. gebruikers?

1.2. Beantwoording van de vragen.

1. De opdrachtschrijving luidt: Ontwerp een eenvoudige basislijnmachine, passend binnen het bestaande Philips-bouwsysteem, die qua prijs concurrerend is met de huidige lijnmachines met dezelfde specificaties op de markt. Hierbij kan de aangeschafte Hutt-machine globaal als voorbeeld dienen. De opdracht moet worden uitgevoerd volgens de projectstrategie.
2. Het te bereiken eindresultaat van de opdracht is: een set tekeningen, van waaruit de detailtekeningen gemaakt kunnen worden, met de bijbehorende specificaties, zoals productiesnelheid, nauwkeurigheid van de machine, het toepassingsgebied en het onderhoudsgedrag van de machine. Verder moet er een bepaald nog nader vast te stellen belangrijk detail volledig uitgewerkt worden. Ook moet er een globale prijscalculatie worden uitgevoerd.
3. De opdracht wordt uitgevoerd voor de BM-groep van Philips Lighting. Dit is dus

de direkte opdrachtgever. Omdat het hier om een afstudeeropdracht gaat, wordt de opdracht ook uitgevoerd namens de groep "Specifieke produktiemiddelen" van de faculteit Werktuigbouwkunde van de Technische Universiteit Eindhoven. De begeleider binnen Philips is ing. J.T.C.M. van Duppen. De begeleider vanuit de T.U. Eindhoven is ir. A.T.J.M. Smals. De afstudeerhoogleraar is prof. ir. J.M. van Bragt.

4. Het gaat hier duidelijk alleen om de basislijnmachine zelf. Het ontwerpen van de te monteren bewerkingsmodules valt dus buiten de opdracht. De interface met de modules staat wel al vast. Een algemeen deel van het draagblok valt nog wel binnen de opdracht. Een hierop te monteren produktspecifiek deel van het draagblok valt buiten de opdracht.
5. Binnen de groep BM wordt de noodzaak gezien om meer modulair te gaan ontwerpen bij mechanisatieprojecten. Het voordeel hiervan is dat er meer werk parallel kan gebeuren, waardoor de doorlooptijd van het projekt aanmerkelijk wordt verkort. Om dit te bereiken is reeds een basismolen ontwikkeld waarop via vaste interfaces de bewerkings -en montagemodules gemonteerd kunnen worden. Deze kunnen dus reeds voor het gereed zijn van de molen ontworpen en gemaakt worden. Om deze serie van modulair te ontwerpen systemen verder uit te breiden wil men nu ook een basislijnmachine in het programma opnemen.

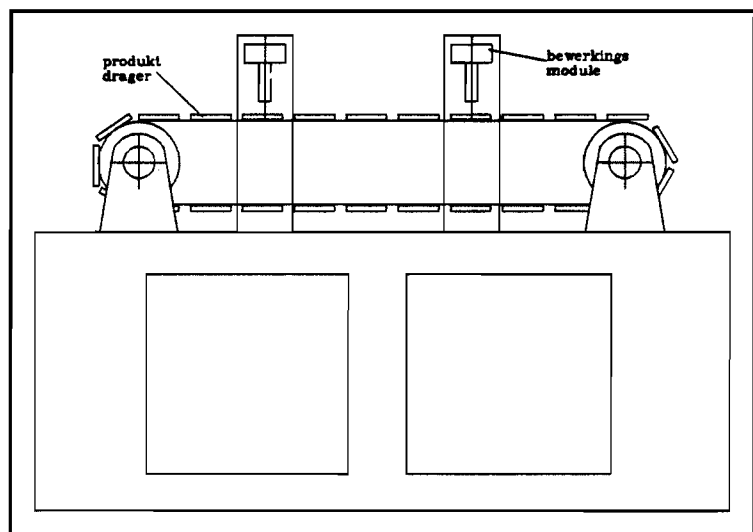
Het bestaande ontwerp voldoet echter niet. Het is niet modulair genoeg en te complex, waardoor de machine te vuil -en onderhoudsgevoelig is. Ook was de machine uiteindelijk te duur. Daarom moet er een nieuw concept worden opgesteld, van waaruit daarna een nieuw ontwerp kan worden gemaakt. Dit nieuwe ontwerp moet eenvoudig zijn (minder vuil -en onderhoudsgevoelig) en dient een behoorlijk dynamisch gedrag te koppelen aan een prijs die kan concurreren met vergelijkbare systemen op de markt.

6. Vanuit de T.U. Eindhoven is de eis dat er ongeveer 1100 werkuren aan de opdracht besteed worden. Inclusief de vakantiedagen is dat ongeveer 7 ½ maand. Voorlopig ben ik voor 9 maanden bij Philips in dienst genomen. Dit is om een eventuele uitloop te kunnen opvangen.
7. Voor zover mogelijk kan de ontwikkeling van de basismolen als voorbeeld dienen voor de ontwikkeling van de basislijnmachine. De ervaringen met de gekochte Hutt-machine kunnen ook van waarde zijn. Van deze Huttmachines staan er

meerdere in Sittard. Hier kan een bezoek aan gebracht worden.

8. Zie volgend hoofdstuk: Het eisen -en wensenpakket.
9. Om te weten welke onderdelen en groepen van onderdelen kant en klaar gekocht kunnen worden en om vervolgens te weten waar ze gekocht moeten worden, is het handig om een documentatiesysteem ter beschikking te hebben, met daarin de leveringsprogramma's van de belangrijkste leveranciers. Zo'n systeem was bij aanvang van de stage nog niet aanwezig. Wel was er veel documentatie. (Er was wel een centraal documentatiesysteem, maar de voor dit project relevante informatie was nog verspreid over verschillende mensen bij Philips). Een eerste taak zal dus zijn de aanwezige documentatie te rangschikken in een systeem, waardoor de informatie goed bereikbaar is.

10. Om een goed beeld van de markt te krijgen is het zinvol eerst een oriëntatie op de markt uit te voeren. Hierbij zijn vooral de specificaties van de machines belangrijk, omdat deze specificaties kunnen dienen als leidraad voor het opstellen van de eisen voor de lijnmaschine.



Afbeelding 1: Flexibele binding, vaak met terugvoer onderlangs.

Binnen Philips worden de volgende lijnmachines toegepast:

C.F.T. basislijn

HUTT basislijn en

ELCOMA basislijn

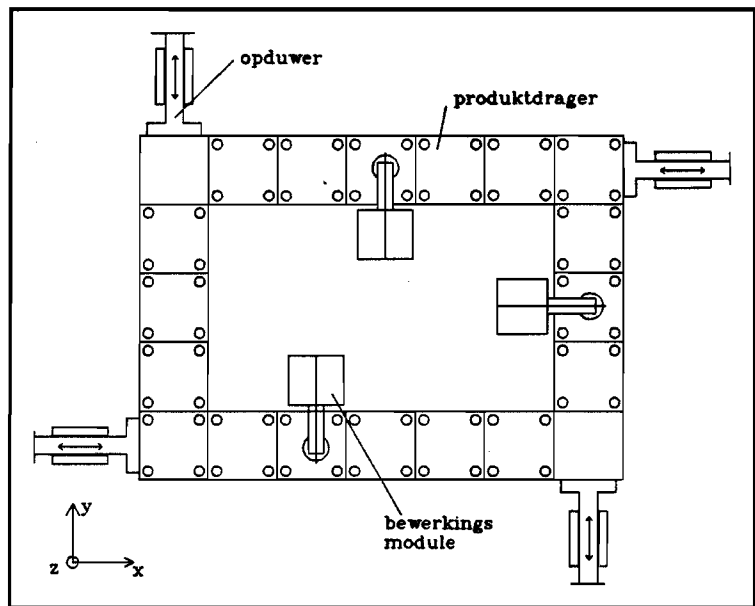
K.H.A. basislijn

LICHT basislijn

De gegevens van deze machines zijn opgenomen in bijlage 3. Behalve deze machines zijn er ook nog veel andere fabrikanten die lijnmachines in hun programma hebben. Deze geven in hun documentatie echter vaak veel reclameachtige slogans en weinig specificaties. Over deze machines is de informatie dan ook minder compleet. Leveranciers van lijnmachines zijn onder andere: OKU, KMT, Eccard, Schunk, Montech, Bihler, IFAG,

Metofer, Mattern en Schreiter. De gegevens van deze machines zijn te vinden in bijlage 4. Er zijn twee veel toegepaste typen lijnmachines te onderscheiden:

Een type met flexibele binding. De draagblokken zijn flexibel met elkaar verbonden. Vaak worden de draagblokken in het verticale vlak (onderlangs) teruggevoerd. Het andere type gaat uit van draagblokken zonder binding. Deze gaan vaak in een horizontale lus rond. De twee verschillende principes zijn te zien op de afbeeldingen 1 en 2. De verzamelde gegevens over de verschillende lijnmachines op de markt zouden verderop in het



Afbeelding 2: Losse draagblokken, meestal in het horizontale vlak uitgevoerd.

projekt, bij het opstellen van de specificaties, van nut kunnen zijn voor het grond kiezen van een positie op de markt.

11. Om een geschikt ontwerp te kunnen maken is het belangrijk te weten in wat voor soort toepassingen de machine ingezet zal gaan worden, zodat tijdens het ontwerpen rekening kan worden gehouden met de specifieke problemen van een bepaalde toepassing. Het is de bedoeling om de machine in te gaan zetten binnen Philips Lighting voor toepassingen in de kleinmontage. Gewicht en afmetingen van de producten zijn dus beperkt (< 1 kg.).

Het gaat vaak om langwerpige producten met een lengte kleiner dan 10 cm. en de andere afmetingen in de orde van enkele centimeters. Deze moeten met hun produkthouder dus in ieder geval op de drager passen.

Bijlage 2: Vragen en antwoorden met betrekking tot het eisenpakket.

2.1. De vragen.

Zaken die in ieder geval in het eisen -en wensenpakket vastgelegd zullen moeten worden zijn:

1. Wat zijn de gewenste afmetingen /range van afmetingen
 - 1a. van de machine?
 - 1b. van de produkten?
2. Wat is het gewenste gewicht (maximum of richtwaarde)
 - 2a. van de machine?
 - 2b. van de produkten?
3. Wat is de geëiste nauwkeurigheid? van de machine en voor de onderdelen
4. Wat is de gewenste produktiesnelheid?
5. Wat zijn alle eisen met betrekking tot de interfaces met het Philips-bouwsysteem?
 - m.b.t. bepaalde afmetingen
 - m.b.t. aandrijving van de units
 - m.b.t. gebruik van standaardonderdelen
 - op eventuele andere punten
- 6a. Wat zijn de sterke punten van de inkoop-lijnmachine? (punten die gehandhaafd moeten worden)
- 6b. Wat zijn de zwakke punten van de inkoop-lijnmachine? (punten die veranderd zouden moeten worden)

2.2. Beantwoording van de vragen.

De eisen en wensen aan de te ontwerpen machine kunnen worden verzameld door de vragen uit paragraaf 2.3.1. te beantwoorden. Dit levert:

- 1+2. - De lijnmachine moet produkten op produkthouders stapsgewijs door kunnen zetten en de centrale aandrijving voor de modules verzorgen.
 - De kortste lijn moet minimaal geschikt zijn voor 6 bewerkingsmodules.
 - De langste voor enkele tientallen.
 - De machine moet inzetbaar zijn in de geautomatiseerde (sub)assemblage van lamponderdelen. Produkten zijn dus beperkt in afmeting ($l*b*h < 100*100*100$) en gewicht ($M < 1 \text{ kg.}$)
3. - De nauwkeurigheid waarmee produkten aangeboden moeten kunnen worden bedraagt $\pm 0.02 \text{ mm.}$

-
- 4. - Een productiesnelheid van 3600 st./u moet haalbaar zijn.
 - 5. - Hoogte bedplaat = 850 mm.
 - Breedte modules = 160 mm.
 - Interface-afspraken met modules volgens afbeelding in bijlage 5.
 - 6a. - Door naponen op de plaats van bewerking mag de machine zelf vrij onnauwkeurig zijn, met een lage kostprijs als gevolg.
 - De kostprijs mag maximaal f50.000,- bedragen voor een machine met ongeveer 10 posities en maximaal f80.000,- voor één met 40 posities.
 - 6b. - Een zwak punt van de inkoopmachine het onderhoudsgedrag; De ketting slijt. Bij het vervangen van de ketting moet de hele machine opnieuw ingesteld worden. Eenmaal ingesteld kan de machine wel zonder veel onderhoud draaien. Het door wrijving meenemen van de draagblokken en het indrukken van de positioneerpennen gaat ook gepaard met slijtage. Tevens zorgt de combinatie wrijving/slip voor een niet gedefiniëerde beweging. In het ontwerp zitten verder nog enkele overbepaaldheden, die in sommige gevallen tot problemen hebben geleid, zoals bij de positioneerbalk. Deze moeten in het nieuwe ontwerp worden vermeden.

Bijlage 3: Basislijnmachines toegepast binnen Philips

naam	C.F.T.	ELCOMA	LICHT	HUTT	K.H.A
principe	platen horizontaal	ketting verticaal	ketting verticaal	ketting verticaal	-
lengte (mm)	3410-10610	1500-2000	940-2600	1710-4710	1465-4165
breedte (mm)	978	570	400/600	800	750
hoogte (mm)	840	1084	700-950	942	800-1050
draggers:	12-216	9 of 15	24	10-40	-
afmetingen (mm)	75*80 75*160 60*240	55*75	30*300 60*300	70*95	-
steek (mm)	80,160,240	76,2	150	100	-
totale nauwkeurigheid(mm)	± 0.01	± 0.05	$\pm 0.1 - \pm 0.4$	± 0.02	-
snelheid (st./u)	1800-5000	8000	3600	3600	900-1800
Tm/Tc	0.28	0.28	0.33	0.28	-
gewicht (kg)	1200-2700	500-600	-	470-1500	-
mogelijk produktgewicht (kg)	-	0.5-1	10	1	*
bijzonderheden	modules aan de binnenkant	voor kleine produkten	voor kleine produkten	zeer betrouwbaar	-

Bijlage 4: Basislijnmachines buiten Philips

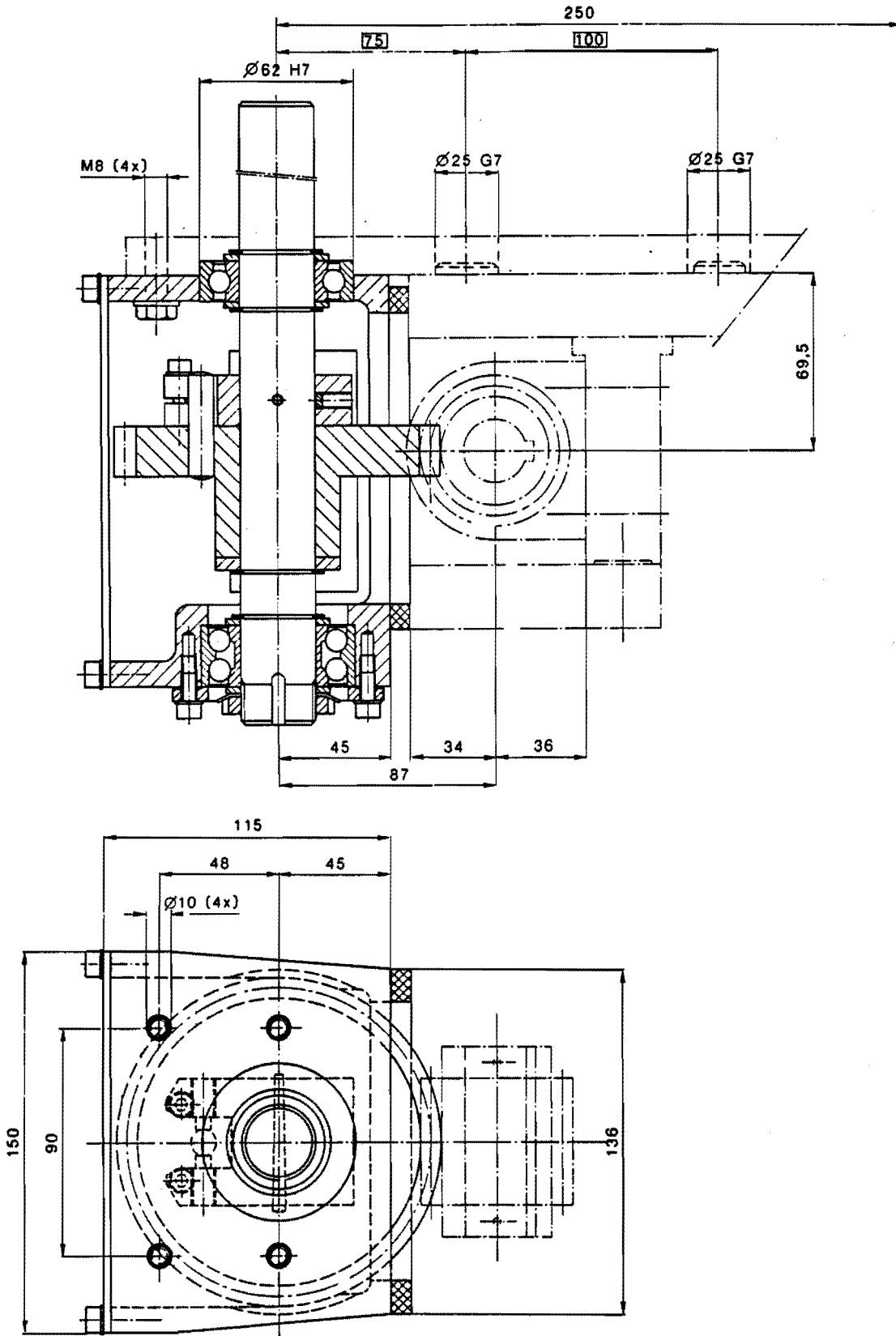
naam	principe	specificaties ¹	bijzonderheden
OKU	flexibele binding met horizontale ketting	l = 4000 max. draggers 100*60 V = 3600 Mmax = 2	bewerkingen langs de gehele buitenkant
KMT	geen binding dragers in rechthoekige lus	l * b = 1600*320 draggers 120*120 V = 3000-6000 Mmax = 3	-
ECCARD	opbouw uit basiscellen van ± 1 m.	-	vrij programmeerbaar PCsysteem
Schunk	flexibele binding met ketting verticaal	l = 2050-6050 b = 1110 draggers 34 - 114 V = 5400 Mmax = 7	óók modulair via vaste interfaces voor de modules
Montech	langtransfersysteem op horizontale band	draggers: l=80,115,160 b=80,115,160 M = 1.2-2.5	-
Bihler	flexibele binding met band verticaal	l= 1000-2500 b= 1730 h=1900 $\mu = 0.2$ mm.	aan twee zijden toevoer -en bewerkingsmodules
Mattern	flexibele binding met ketting verticaal	l=1000-4000 draggers: 4-of 8 voudig $\mu = 0.02$ mm.	-
Metofer	geen binding met dragers in lus	-	bewerkingsmodules aan twee zijden
Schreiter	flexibele binding met ketting verticaal	draggers 100*80 of 250*200 $\mu = 0.02$	-
Lecureux	flexibele binding met band verticaal	l = 800-2800 b = 20-40 s = 2-40	-

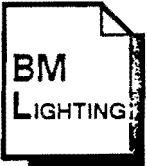
¹: l = lengte (mm.)
b = breedte (mm.)
s = steek (mm.)

v = snelheid (st/u.)
M_{max} = max. massa produkten (kg)
 μ = nauwkeurigheid (mm.)

Bijlage 5: Maatschets interface bewerkingsmodules.

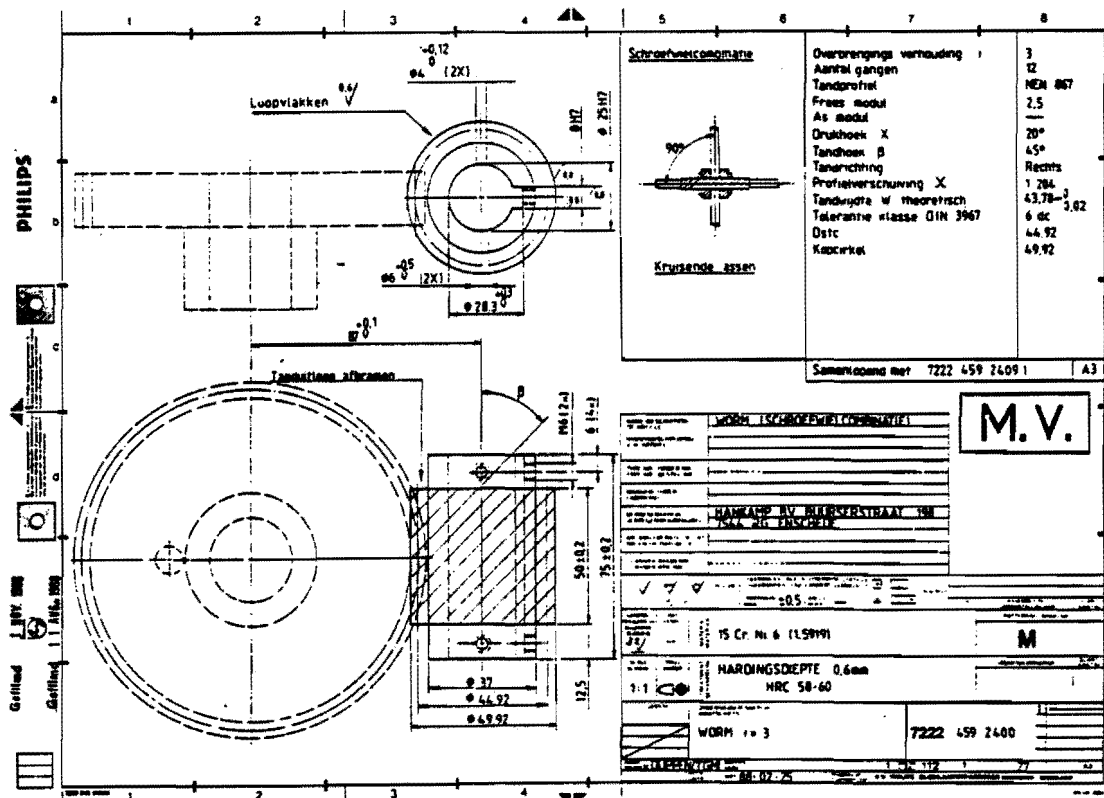
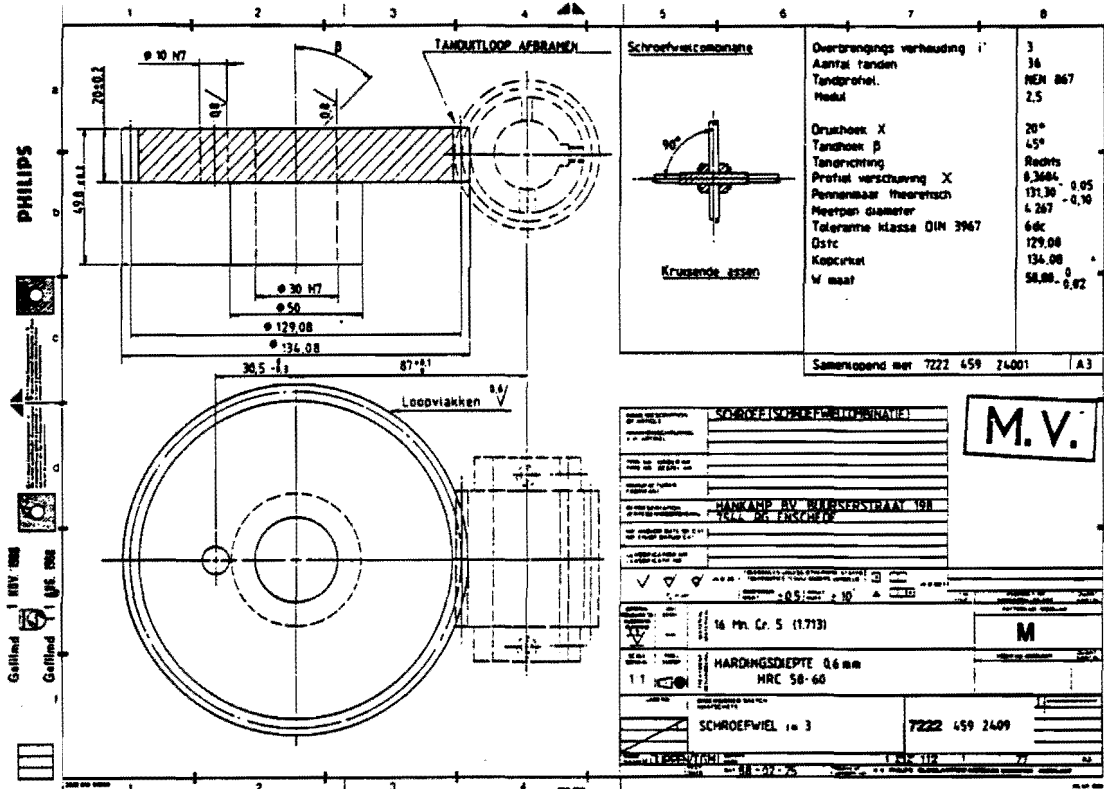
3. Aandrijfbasis $\varnothing 120$



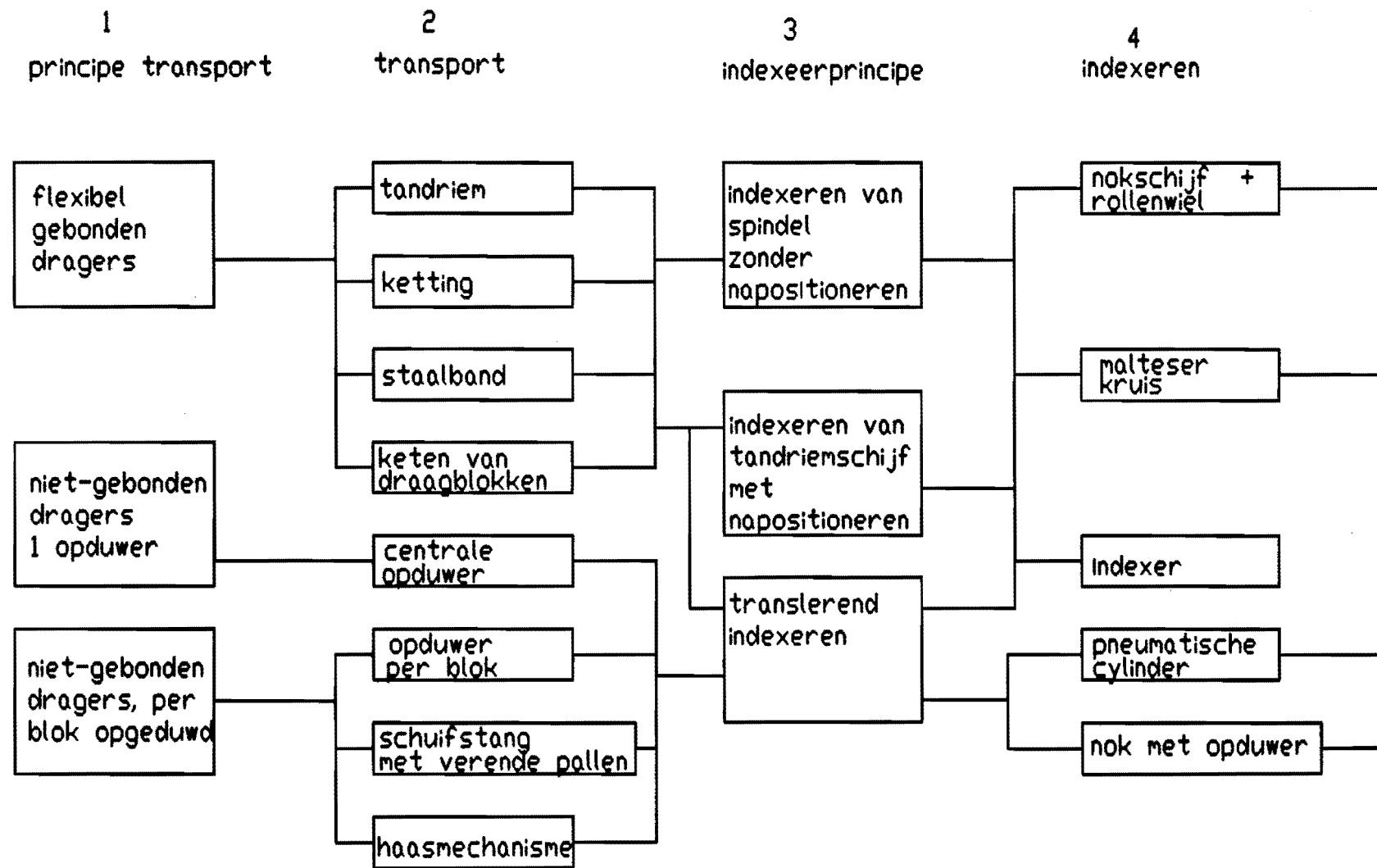


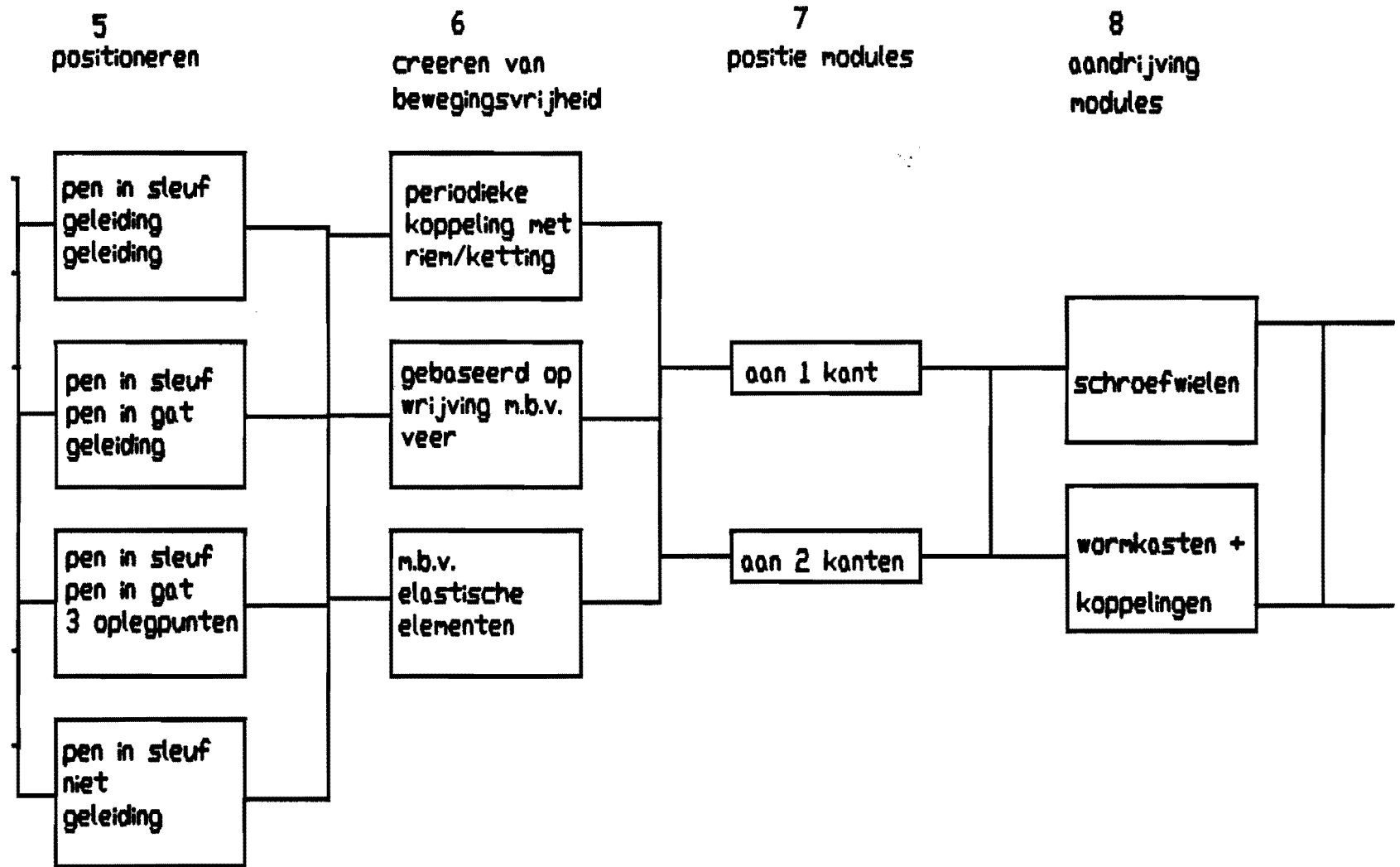
BASISLIJNMACHTINE
MAATSCHETSEN

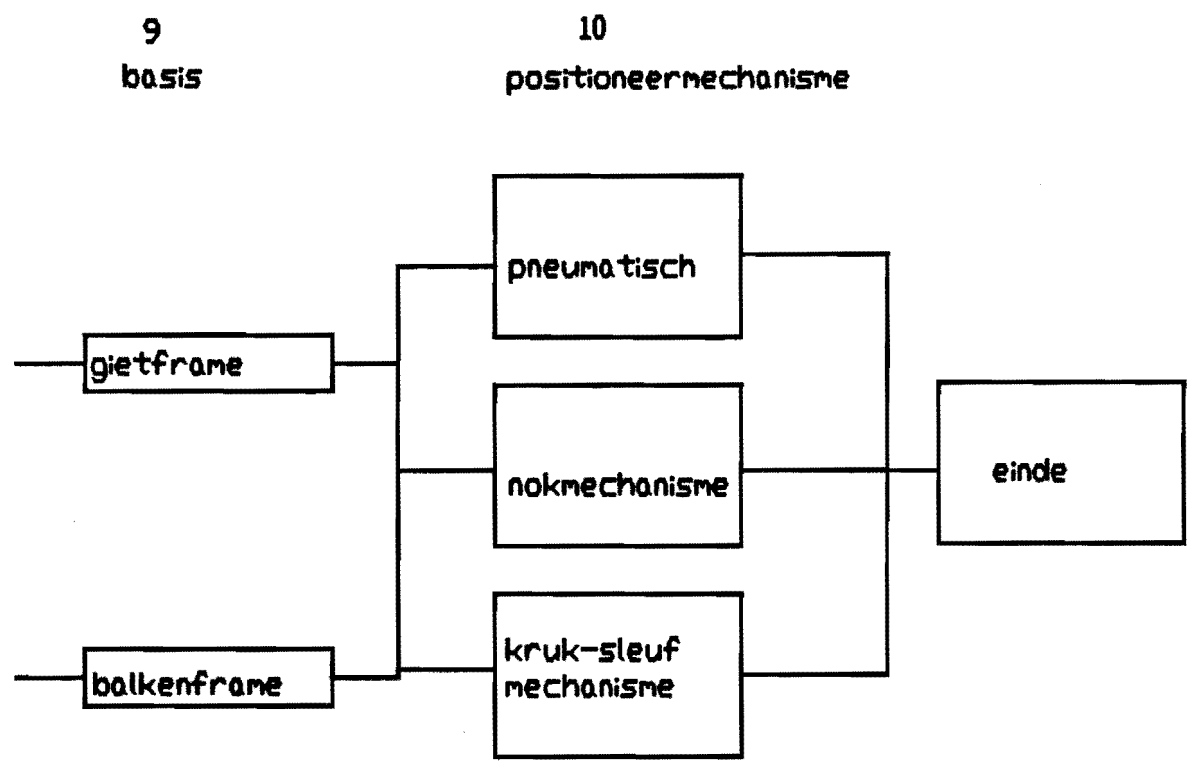
5. Schroefwielen



Bijlage 6: Morfologisch schema van de lijnmachine







Bijlage 7: Beslissingsdocumenten bij hoofdontwerp basislijnmachine.

Beslissingsdokument

machine:

onderdeel/onderwerp:

morfologisch schema:

basislijnmachine

transportprincipe

stap 1

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	a	a	a	a	a	g	a	
	B	b	b	b	b	b	g	h	
		C	c	d	e	f	g	h	
			D	d	e	d	g	h	
				E	e	e	g	h	
					F	f	g	h	
						G	g	g	
							H	h	
								I	

criterium:	gewicht
dynamisch gedrag	7
onafh. v. aantal posities	5
uitbreidbaar	1
aantal dragers	3
slijtage	4
eenvoud	2
bedrijfszekerheid	8
flexibiliteit	6

criterium	gewicht	alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3	
		waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
		niet gebonden draggers, 1 opdu- wer		niet gebonden draggers, opduwer per blok		flexibel gebonden draggers	
dynamisch gedrag onafhankelijk v. aantal posities	7	0	0	0	0	2	14
uitbreidbaar	5	2	10	0	0	2	10
aantal dragers	1	2	2	0	0	1	1
slijtage	3	2	6	2	6	0	0
eenvoud	4	0	0	0	0	2	8
bedrijfszekerheid	2	2	4	2	4	1	2
flexibiliteit	8	0	0	1	8	2	16
	6	2	12	2	12	0	0
totaal			34		30		51

Beslissingsdocument
 machine:
 onderdeel/onderwerp:
 morfologisch schema

basislijnmachine
 transportmiddel
 stap 2

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	a	a	d	a	a	a		
	B	b	c	d	b	b	b		
		C	c	d	c	c	c		
			D	d	d	d	d		
				E	e	f	g		
					F	f	g		
						G	g		
							H	h	
								I	i

criterium	gewicht
kostprijs	6
levensduur	4
onderhoud	5
bedrijfszekerheid	7
nauwkeurigheid	1
maatvastheid	2
eenvoud	3

criterium	gewicht	alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3		alternatief 4	
		ketting	G*W	tandriem	G*W	staalband	G*W	keten v. dragers	G*W
kostprijs	6	2	12	2	12	0	0	0	0
levensduur	4	0	0	2	8	2	8	0	0
onderhoud	5	1	5	2	10	2	10	1	5
bedrijfszekerheid	7	2	14	2	14	2	14	1	7
nauwkeurigheid	1	1	1	0	0	2	2	1	1
maatvastheid	2	0	0	2	4	2	4	0	0
eenvoud	3	2	6	2	6	0	0	0	0
totaal			38		54		38		13

Beslissingsdocument
 machine:
 onderdeel/onderwerp:
 morfologisch schema

basislijnmachine
 indexeerprincipe
 stap 3

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	b	a	d	e	a	g		
	B	b	b	d	e	b	b		
		C	c	d	e	f	g		
			D	d	d	d	d		
				E	e	e	e		
					F	f	g		
						G	g		
							H	h	
								I	i

criterium	gewicht
nauwkeurigheid	3
kostprijs	5
eenvoud	1
bedrijfszekerheid	7
levensduur	6
inbouwmogelijkheden	2
dynamisch gedrag	4

criterium	gewicht	alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3	
		waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
nauwkeurigheid	3	2	6	2	6	2	6
kostprijs	5	2	10	1	5	1	5
eenvoud	1	1	1	2	2	0	0
bedrijfszekerheid	7	0	0	2	14	1	7
levensduur	6	0	0	2	12	2	12
inbouwmogelijkheden	2	1	2	2	4	0	0
dynamisch gedrag	4	2	8	0	0	0	0
totaal			27		43		30

Beslissingsdocument

machine:

onderdeel/onderwerp:

morfologisch schema:

basislijnmachine

indexeermechanisme

stap 4

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	b	a	a	a	a			
	B	b	b	b	b	b			
		C	c	d	c	c			
			D	d	d	d			
				E	e	e			
					F	f			
						G	g		
							H	h	
								I	i

criterium	gewicht
nauwkeurigheid	5
bedrijfszekerheid	6
kostprijs	3
levensduur	4
dynamisch gedrag	2
vuilongevoeligheid	1

		alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3	
		nokschijf + rollenwiel		kant en klare indexer		malteser kruis	
criterium	gewicht	waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
nauwkeurigheid	5	2	10	2	10	1	5
bedrijfszekerheid	6	1	6	2	12	1	6
kostprijs	3	0	0	2	6	1	3
levensduur	4	1	4	2	8	1	4
dynamisch gedrag	2	2	4	1	2	0	0
vuilongevoeligheid	1	0	0	2	2	1	1
totaal			24		40		19

Beslissingsdocument
 machine:
 onderdeel/onderwerp:
 morfologisch schema

basislijnmachine
 positioneermethode
 stap 5

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	b	c	d					
	B	b	b	d					
		C	c	d					
			D	d					
				E	e				
					F	f			
						G	g		
							H	h	
								I	i

criterium	gewicht
vuilongevoeligheid	1
levensduur	3
kostprijs	2
bedrijfszekerheid	4

		alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3		alternatief 4	
	X: Y + rot XY: overige:	pen in sleuf geleiding geleiding		pen in sleuf pen in gat geleiding		pen in sleuf pen in gat 3 oplegpunten		pen in sleuf uit tandriem geleiding	
criterium	gewicht	waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
vuilongevoeligheid	1	0	0	1	1	2	2	1	1
levensduur	3	0	0	1	3	2	6	1	3
kostprijs	2	2	4	2	4	0	0	2	4
bedrijfszekerheid	4	0	0	0	0	2	8	0	0
totaal			4		8		16		8

Beslissingsdocument
 machine:
 onderdeel/onderwerp:
 morfologisch schema:

basislijnmachine
 creëren van bewegingsvrijheid
 stap 6

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	a	a	d	a	a	a	a	a
	B	b	b	d	b	b	g	h	b
		C	c	d	c	c	g	h	c
			D	d	d	d	d	d	d
				E	e	e	g	h	e
					F	f	g	h	f
						G	g	h	g
							H	h	h
								I	i

criterium	gewicht
robuustheid	8
vuilongevoeligheid	5
levensduur	4
kostprijs	9
krachten op positioneerpen	3
eenvoud	2
nauwkeurigheid	6
dynamisch gedrag	7
inbouwruimte	1

criterium	gewicht	alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3	
		waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
		koppelen en ontkoppelen van transportmiddel		gebaseerd op wrijving m.b.v. veer		met elastische elementen	
robuustheid	8	2	16	2	16	1	8
vuilongevoeligheid	5	0	0	1	5	2	10
levensduur	4	1	4	0	0	2	8
kostprijs	9	1	9	2	18	1	9
krachten op positioneerpen	3	2	6	0	0	0	0
eenvoud	2	0	0	2	4	2	4
nauwkeurigheid	6	2	12	0	0	2	12
dynamisch gedrag	7	0	0	1	7	1	7
inbouwruimte	1	1	1	2	2	1	1
totaal			48		52		59

Beslissingsdocument
 machine:
 onderdeel/onderwerp:
 morfologisch schema:

basislijnmachine
 posities modules
 stap 7

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	a	a	a	a				
	B	b	b	b	e				
		C	c	c	e				
			D	d	e				
				E	e				
					F	f			
						G	g		
							H	h	
								I	i

criterium	gewicht
kostprijs	5
bereikbaarheid	3
zicht	2
benodigde lengte	1
dynamisch gedrag	4

criterium	gewicht	alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3	
		waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
		modules aan 1 kant, 1 grote slag		modules aan 2 kanten, kleinere slag		modules aan één kant, met tussenstop	
kostprijs	5	1	5	0	0	1	5
bereikbaarheid	3	2	6	0	0	2	6
zicht	2	2	4	0	0	2	4
benodigde lengte	1	1	1	2	2	1	1
dynamisch gedrag	4	0	0	2	8	2	8
totaal			16		10		24

Beslissingsdocument

machine:

onderdeel/onderwerp:

morfologisch schema:

basislijnmachine

aandrijving modules

stap 8

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	a	a	a	a	a			
	B	b	c	d	e	f			
		C	c	d	e	f			
			D	d	d	d			
				E	e	f			
					F	f			
						G	g		
							H	h	
								I	i

criterium	gewicht
dynamisch gedrag	6
inbouwruimte	1
standaardisatie	2
kostprijs	5
eenvoud	3
levensduur	4

criterium	gewicht	alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3	
		waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
		schroefwielen		wormkasten + koppelingen			
dynamisch gedrag	6	0	0	2	12		
inbouwruimte	1	2	2	0	0		
standaardisatie	2	2	4	0	0		
kostprijs	5	2	10	0	0		
eenvoud	3	2	6	0	0		
levensduur	4	1	4	2	8		
totaal			26		20		

Beslissingsdocument

machine:

basislijnmachine

onderdeel/onderwerp:

frame

morfologisch schema:

stap 9

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	b	a	d	e	f			
	B	b	b	d	e	f			
		C	c	d	e	f			
			D	d	d	f			
				E	e	f			
					F	f			
						G	g		
							H	h	
								I	i

criterium	gewicht
robuustheid	2
smeringsmogelijkheden	3
montagegemak	1
kostprijs	5
nauwkeurigheid	4
stijfheid	6

		alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3	
		profielenframe		frame met gietdeel			
criterium	gewicht	waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
robuustheid	2	2	4	2	4		
smeringsmogelijkheden	3	1	3	2	6		
montagegemak	1	1	1	1	1		
kostprijs	5	2	10	1	5		
nauwkeurigheid	4	1	4	1	4		
stijfheid	6	0	0	2	12		
totaal			22		32		

Beslissingsdocument

machine:

onderdeel/onderwerp:

morfologisch schema:

basislijnmachine

positioneermechanisme

step 10

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
A	a	a	c	d	a	f	a		
	B	b	c	d	b	f	b		
		C	c	c	c	f	c		
			D	d	d	f	d		
				E	e	f	e		
					F	f	f		
						G	g		
							H	h	
								I	i

criterium	gewicht
synchroniteit	4
nauwkeurigheid	3
reproduceerbaarheid	6
dynamisch gedrag	5
kostprijs	2
bedrijfszekerheid	7
inbouwmogelijkheid	1

		alternatief 1		alternatief 2		alternatief 3	
		pneumatisch		nokmechanisme		kruk-sleufmechanisme	
criterium	gewicht	waarde	G*W	waarde	G*W	waarde	G*W
synchroniteit	4	0	0	2	8	2	8
nauwkeurigheid	3	1	3	2	6	1	3
reproduceerbaarheid	6	2	12	2	12	2	12
dynamisch gedrag	5	0	0	2	10	0	0
kostprijs	2	2	4	1	2	1	2
bedrijfszekerheid	7	0	0	2	14	2	14
inbouwmogelijkheid	1	2	2	1	1	0	0
totaal			21		53		39

Bijlage 8: toelichting op de beslissingsdocumenten.

Toelichting stap 1:

- dynamisch gedrag: Oplossingen waarbij veel spelings worden doorlopen en botsingen plaatsvinden, scoren slechter dan deze waarbij dat niet gebeurt.
- onafhankelijkheid van aantal posities:
 - Dit geeft aan in hoeverre de machine gelijkblijft bij verandering van het aantal posities. Moet bijvoorbeeld de aandrijving mee veranderen, dan scoort dit laag.
- uitbreidbaarheid: De mogelijkheid om het aantal posities later nog uit te breiden.
- aantal dragers: Hoeveelheid dragers bij een bepaald aantal posities.
- slijtage: Dit geeft aan of het alternatief gevoelig is voor slijtage of niet.
- eenvoud: Is het een eenvoudig concept of een relatief complexe oplossing voor het probleem.
- bedrijfszekerheid: Lage kans op storingen.
- flexibiliteit: Bijvoorbeeld de mogelijkheid om produkt dragers uit het systeem te halen.

Toelichting stap 2:

- kostprijs: Ketting en tandriem zijn standaardonderdelen en daarom goedkoop. Staalbandsystemen en keten van verbonden dragers zijn duurder.
- levensduur: Transportsystemen met veel slijtage (ten opzichte van elkaar bewegende schakels), zullen een lagere levensduur hebben dan die met weinig slijtage.
- onderhoud: Oplossingen die bijvoorbeeld niet gesmeerd hoeven te worden vragen minder onderhoud.
- bedrijfszekerheid: Lage kans op storingen.
- nauwkeurigheid: Deze speelt een relatief onbelangrijke rol, omdat er toch wordt nagepositioneerd.
- maatvastheid: (zie vorige regel) Het verloop van de maat als functie van de tijd mag echter niet zo groot zijn dat de werking van de machine wordt aangetast.
- eenvoud: Een oplossing die makkelijk te maken en in te stellen is, is beter dan een zeer ingewikkelde oplossing.

Toelichting stap 3:

reproduceerbaarheid:

Herhaalnauwkeurigheid waarmee de produktdrager wordt gepositioneerd.

kostprijs:

Er is gekozen voor een tandriem. Toepassing van een spindel geeft dus een extra onderdeel, dat extra kosten met zich meebrengt

eenvoud:

Het gemak waarmee een machine gebouwd en ingesteld kan worden

bedrijfszekerheid:

Lage kans op storingen, bijvoorbeeld a.g.v. vuil.

levensduur:

Veel langs elkaar bewegende delen geeft veel slijtage, en dus een lage levensduur.

inbouwmogelijkheid:

Waar vraagt het alternatief ruimte en in hoeverre is deze ruimte beschikbaar?

dynamisch gedrag:

Zijn er spelingen en botsingen?

Toelichting stap 4:

nauwkeurigheid:

Reproduceerbaarheid bij het doorzetten van de dragers.

bedrijfszekerheid:

Lage kans op storingen. Bij een inkoopdeel weet men zeker dat er geen kinderziektes op zullen treden.

kostprijs:

Het laten maken van onderdelen binnen Philips is duurder dan inkopen.

levensduur:

Langs elkaar bewegende onderdelen leidt tot slijtage en dus een beperkte levensduur.

vuilongevoeligheid:

Een inkoopindexer zit standaard in een afgesloten kast, waardoor er geen vuil bijkan. Bij de andere oplossingen moeten hiervoor voorzieningen worden getroffen.

Toelichting stap 5:

vuilongevoeligheid:

Geleidingen zijn vuilgevoelig: als er vuil tussenkomt is de positie niet meer gewaarborgd.

levensduur:

Geleidingen zijn ook slijtagegevoelig: enkele honderdsten slijtage en de gevraagde nauwkeurigheid wordt niet meer gehaald.

eenvoud:

Geleidingen zijn eenvoudig. Een opkomend 6-voudig positioneerlichaam is iets complexer.

Bedrijfszekerheid:

Geleidingen geven kans op vastlopen (schranken), bijvoorbeeld bij ophopingen van vuil tussen geleiding en produktdrager.

Toelichting stap 6:

- robuustheid:** bestendigheid tegen zware stoten
- bedrijfszekerheid:** Alternatief 1 laat de produktdrager gedurende korte tijd helemaal los. Dit maakt het systeem minder bedrijfszeker. De tweede mogelijkheid geeft kans op slip, wat de bedrijfszekerheid vermindert.
- levensduur:** Een systeem zonder slijtage verdient de voorkeur boven systemen met slijtage.
- kostprijs:** De kostprijs speelt een relatief grote rol omdat de drager n (bijvoorbeeld 60) maal voorkomt.
- dwarskrachten op positioneerpen:**
Lage dwarskrachten tijdens inkomen pen zorgen voor weinig slijtage en dus behoud van precisie.
- eenvoud:** Eenvoudig te maken, monteren en af te stellen constructie drukt de kosten ook n-voudig.
- nauwkeurigheid:** Nauwkeurigheid van de drager voordat de positioneerpen inkomt. Hoe minder de positioneerpen hoeft te corrigeren, hoe minder slijtage er aan optreedt en dus behoud van precisie.
- dynamisch gedrag:** Spelingen en stootbelastingen zijn negatief voor het dynamisch gedrag (onrustige loop). Trillingen ook.
- inbouwruimte:** De uitvoering op elastische elementen neemt relatief veel ruimte in. Alternatief 1 is al beter, hoewel ook hier nog een pen op een veer bevestigd moet worden. Alternatief 2 neemt het minste ruimte in.

Toelichting stap 7:

- kostprijs:** Voor alternatief 2 zijn 2 aandrijfassen nodig (duurder). De andere twee vragen meer lengte (frame, bedplaat, aandrijf- en enz.), wat ook extra kosten met zich meebrengt.
- bereikbaarheid:** Modules aan twee kanten vermindert de bereikbaarheid.
- zicht:** Modules aan twee kanten vermindert het zicht.
- benodigde lengte:** Deze is kleiner voor alternatief twee.
- Dynamisch gedrag:** Een kleinere slag zorgt voor een beter dynamisch gedrag.

Toelichting stap 8:

- dynamisch gedrag:** Het dynamisch gedrag wordt beter bij een grotere overbrengverhouding. De slappe van de aandrijving werkt namelijk omgekeerd evenredig met het kwadraat van de overbrenging door.
- afmetingen:** De wormkasten op rij nemen meer ruimte in dan de schroefwiel-overbrenging.

standaard:	Met het bestaande systeem met schroefwielen is al veel ervaring opgedaan. Ook tekeningen en dergelijke bestaan reeds.
kostprijs:	Wormkasten en koppelingen zijn totaal duurder dan 1 as met schroefwielen.
eenvoud:	De schroefwielconstructie bestaat uit veel minder onderdelen
levensduur:	De schroefwieloverbrenging is moeilijker goed te smeren.
flexibiliteit:	Voor alternatief 2 moeten bij open posities extra voorzieningen worden aangebracht.

Toelichting stap 9:

robuustheid:	bestendigheid tegen zware stoten
smeringsmogelijkheid:	Voor oliesmering (grotere overbrengverhoudingen) is het nodig voorzieningen aan te brengen voor smering. Dit is makkelijker bij een gietframe dan bij een balkenframe.
montagegemak:	Een gietframe bestaat uit minder onderdelen. Een balkenframe bestaat uit meerdere lichtere (beter hanteerbare) delen.
kostprijs:	Voor een gietframe moet een mal gemaakt worden. Dit geeft hoge eenmalige kosten. Daarna is gieten niet meer heel duur.
nauwkeurigheid:	Nauwkeurigheid van bepaalde vlakken ten opzichte van elkaar.
Stijfheid:	Een stijf frame is gunstig voor het dynamisch gedrag.

Toelichting stap 10:

synchroniteit:	Bij stroomuitval of andere calamiteiten moet de synchroniteit met de hoofdaandrijving gehandhaafd blijven.
nauwkeurigheid:	Vooraf van belang in de Z-richting, omdat deze wordt bepaald door het mechanisme. De nauwkeurigheid in andere richtingen wordt bepaald door de geleiding van het positioneerlichaam.
reproduceerbaarheid:	Belangrijker dan het vorige criterium. De absolute plaats mag van station tot station best wat variëren, als iedere positioneerpen maar iedere keer op dezelfde plaats uitkomt.
dynamisch gedrag:	Voor alternatief 2 is de nokkromme vrij te kiezen. Voor alternatief 3 is het een sinus, voor 1 een lineaire beweging.
kostprijs:	Voor een kruk-sleufmechanisme is een krukas nodig. Dit is duurder dan een gewone as.
bedrijfszekerheid:	Pneumatiek is afhankelijk van perslucht; valt deze weg dan werkt

het systeem niet meer. Dit verlaagt de bedrijfszekerheid.

inbouwmogelijkheid: Een nokmechanisme neemt meer ruimte in dan een pneumatische cylinder. Een kruk-sleufmechanisme is ook moeilijk in te bouwen.

Bijlage 9: Controleberekening centrale positionering

aannames:

- het transportmiddel is een band van verenstaal
- l = 6400 ; b = 100 en $\delta = 0.5$ mm
- de steek s = 160 mm
- aantal dragers = 40
- aantal posities = 15
- voorspankracht $F_v = 200$ N

uit dokumentatie volgt:

- l = $l_{nom} \pm 0.675$ mm.
- s = $s_{nom} \pm 0.025$ mm.

berekening van de afwijking:

met: u = afwijking k = stijfheid E = elasticiteitsmodulus

A = doorsnedeoppervlak

- a.g.v. rek $k = EA/l = 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.1 \cdot 0.5 \cdot 10^{-3} / 2.5 = 4.2 \cdot 10^6$ N/m.

$$u_1 = F_v / k = 200 / 4.2 \cdot 10^6 = 48 \mu\text{m}.$$

- a.g.v. lengtefout: $u'_2 = 0.675 / 40 = 17 \mu\text{m}$. per steek

- a.g.v. onnauwkeurigheid in de bevestiging van de dragers:

$$u'_3 = 25 \mu\text{m} \text{ per steek}$$

dit levert over 7 posities (positionering in het midden): $u_2 + u_3 = 295 \mu\text{m}$.

totale maximale afwijking: $u_{tot} = u_1 + u_2 + u_3 = 343 \mu\text{m}$.

De afwijking a.g.v. rek kunnen we elimineren door de dragers pas te bevestigen na het voorspannen.

De maximale kettingfout u_3 zal statistisch gezien zelden optreden. Het is realistischer om over 7 stappen de standaarddeviatie te bepalen en vervolgens een bandbreedte van $2.5 \cdot \sigma$ (98 % zekerheid) aan te houden. Met $u'_3 = 25 \mu\text{m}$ levert dit $\sigma' = 10 \mu\text{m}$, $\sigma = \sqrt{7} \cdot \sigma' = 26 \mu\text{m}$ en hiermee $u_3 = 2.5 \cdot \sigma = 66 \mu\text{m}$.

Nieuwe totale maximale afwijking: $u_{tot} = u_2 + u_3 = 186 \mu\text{m}$.

De toegestane afwijking: $u_{max} = 20 \mu\text{m}$.

Hierbij is verlenging door warmteinvloed (ordegrootte 0.2 mm/m bij $\delta T = 10^\circ$) nog buiten beschouwing gelaten.

conclusie: napositioneren blijft noodzakelijk.

Bijlage 10: Selectie van type motor en overbrenging.

De motor.

Voor de aandrijving hebben we de keus uit de volgende mogelijkheden:

- | | | |
|----|--------------------|---------------------------------------|
| 1. | gelijkstroom motor | - gewone uitvoering
- stappenmotor |
| 2. | wisselstroom motor | - synchroon
- asynchroon |

ad 1. Voordelen van de gelijkstroommotor zijn een hoge toerentalstijfheid (door maximale veldbekrachtiging) en een groot toerentalbereik. Een nadeel is dat men gelijkstroom toe moet voeren en dat er dus een gelijkrichter nodig is. Een ander nadeel is dat er borstels in voorkomen, waardoor de levensduur beperkt is. Een stappenmotor wordt toegepast wanneer men een as een voorgeschreven veranderende bewegingscyclus wil laten maken. In dit geval moet de uitgaande as gewoon een continu roterende beweging leveren en is een stappenmotor dus niet nodig.

ad 2. Een nadeel van de synchrone wisselstroommotor is dat hij niet zelf aan kan lopen. Een hulpmotor of asynchrone hulpwikkelingen zijn daarom noodzakelijk. Een voordeel is echter weer zijn zeer constante toerental. Een asynchrone motor kan wel zelf aanlopen, hoewel dit wel gepaard gaat met grote aanloopstromen. Ook is het aanloopmoment vrij klein, zeker wanneer men ook nog gebruik maakt van een sterschakeling om de aanloopstroom te beperken.

Om redenen die hierboven reeds staan vermeld vallen de stappenmotor en de synchrone wisselstroommotor af. De keuze is dus nog tussen een asynchrone wisselstroommotor en een gelijkstroom shuntmotor. Van deze twee is de gelijkstroommotor de duurste oplossing. Bovendien is voor deze oplossing nog een gelijkrichter nodig tussen het net en de motor. Om deze redenen wordt er gekozen voor een asynchrone wisselstroommotor. Het grote nadeel van een asynchroonmotor is de hoge aanloopstroom. Deze kunnen we echter beperken door de motor in sterschakeling te laten aanlopen. Hierdoor wordt wel het beschikbare aanloopmoment nog kleiner.

De overbrenging.

Voor de overbrenging hebben we de keuze uit de volgende mogelijkheden.

- 1. een tandwieloverbrenging (met als speciale toepassing een harmonic drive)

- 2a. een tandriemoverbrenging
- 2b. een V-riemoverbrenging
- 3. een wormkast

- ad 1. De overbrengverhouding per trap van een tandwieloverbrenging kan men kiezen tussen de 0.5 en de 4. Met een harmonic drive zijn veel grotere overbrengverhoudingen mogelijk. Een harmonic drive is echter een relatief torsieslappe constructie. Het rendement ligt zo rond de 60 %. Verder vraagt deze overbrenging om smering.

- ad 2a. Een tandriemoverbrenging heeft als voordeel dat er geen slip optreedt (een vormgesloten verbinding). Ook is het redelijk stijve en indien nodig spelingsvrije overbrenging. Zeer grote overbrengverhoudingen zijn hiermee niet mogelijk.

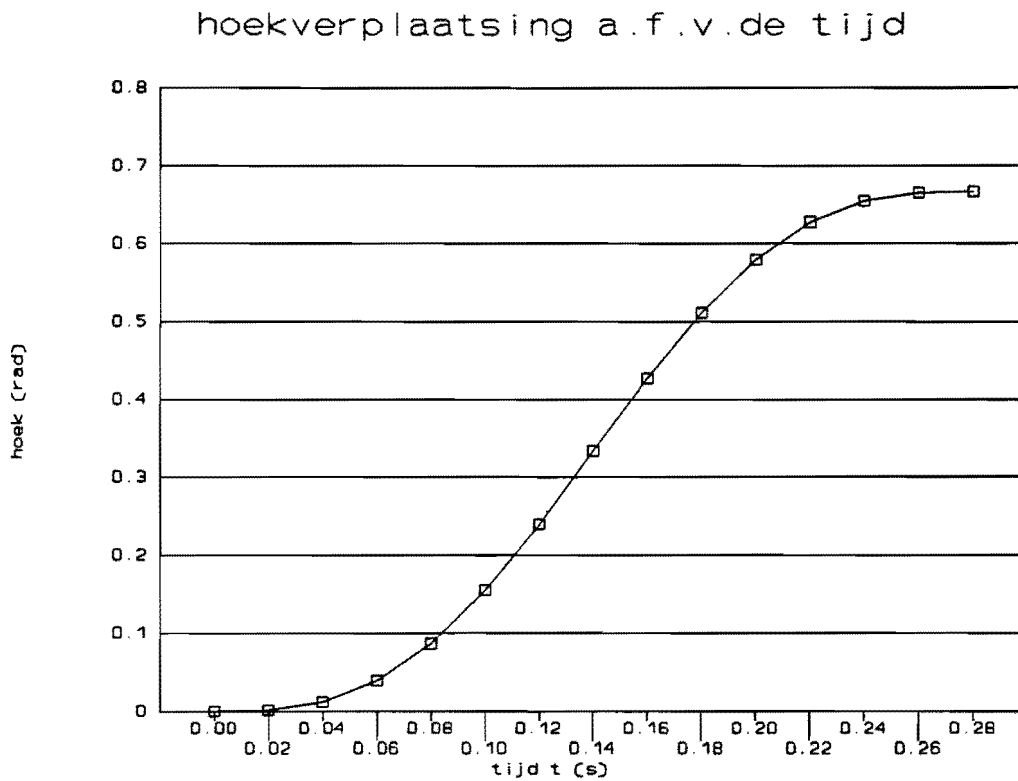
- ad 2b. Een nadeel van een V-riemoverbrenging is dat er slip optreedt. Ook hier worden slechts kleine overbrengverhoudingen mee gerealiseerd. Vaak wordt een riem toegepast tussen de motor en een andere overbrenging.

- ad 3. Met een wormkast worden overbrengingen tussen de 1 : 5 en 1 : 80 gerealiseerd. Het rendement varieert tussen de 90 % bij de eerste verhouding tot 50 % bij de tweede.

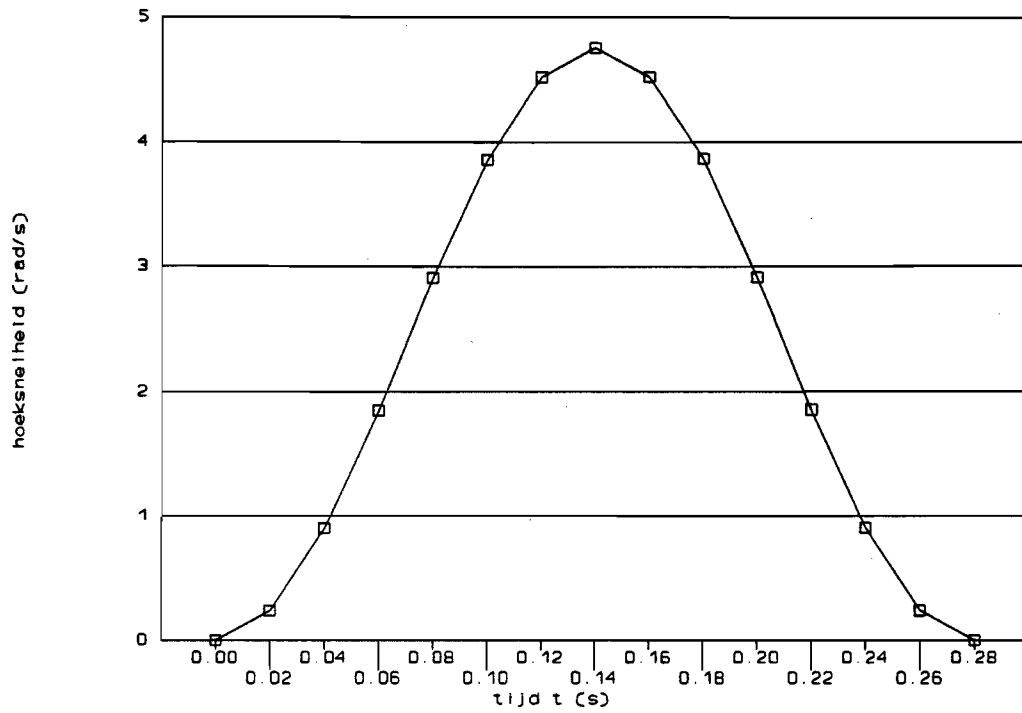
Bijlage 11: Berekening benodigd vermogen.

11.1. Berekening vermogen transport:

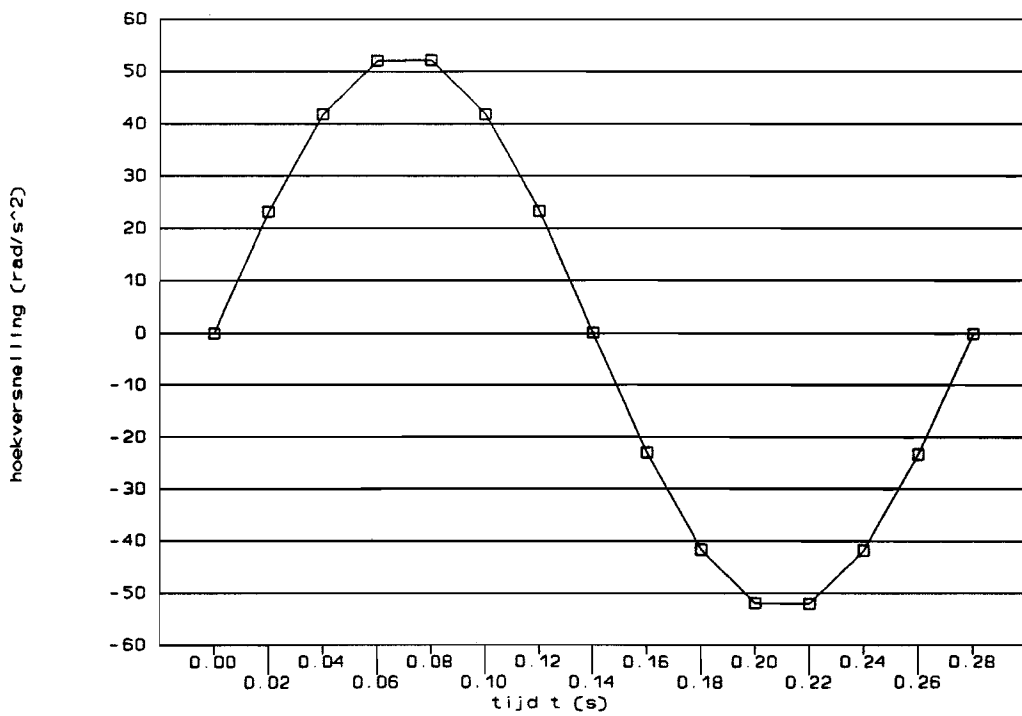
Uitgaand van een scheve sinus opzetfunctie met een slag s van 100 mm. en een opzettijd t_m van 0.28 s., kunnen met behulp van een spreadsheet voor verschillende waarden van t de verplaatsing, de snelheid en de versnelling uitgerekend worden. Deze kan men dan grafisch uitzetten als functie van t . Dit levert de volgende resultaten.



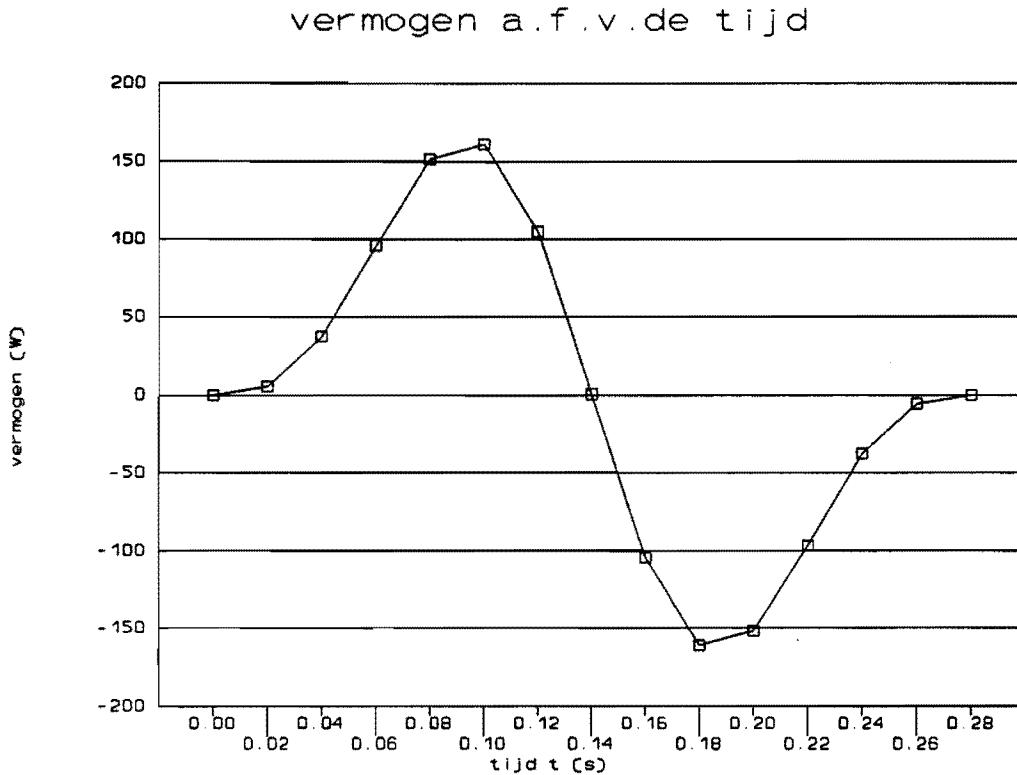
hoeksnelheid a.f.v.de tijd



hoekversnelling a.f.v.de tijd



Hierna kan eenvoudig uit de laatste twee grafieken het vermogen als functie van de tijd worden bepaald (nl. $P = T \cdot \omega$ en $T = J \cdot \alpha$). Dit is uitgezet in de onderstaande grafiek.



11.2. Berekening vermogen modules:

Moment op overbrenging:	T_{max}	= 37 Nm. (240) (map bouwsystemen) 17 Nm. (120) (map bouwsystemen)
Maximale overbrengverhouding:	i	= 1 :6 (map bouwsystemen)
Ingaand toerental:	$n_m = n_{uit} \cdot i$	= 10 omw/min.
Hoeksnelheid:	$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_m / 60$	= 1 rad/s.
Maximaal vermogen:	$P_{max} = T_{max} \cdot \omega$	= 37 W./mod.

Dit is een maximumwaarde. Het is reëler om als gemiddelde te rekenen met de helft van deze waarde. Dus $P_{gem} = 19 \text{ W./mod.}$ Een andere manier om een bovengrens te bepalen is te kijken naar het maximale moment op het aandrijfrondselsel. Dit levert $M_{max} = 360 \text{ Nm.}$

11.3. Berekening totale vermogen.

De rendementen zijn respectievelijk:

$$\eta_{riem} = 0.90$$

$$\eta_{schw.} = 0.53$$

$$\eta_{ind.} = 0.90$$

$$\eta_{wrnk.} = 0.90$$

Dit levert voor de vermogens aan de motoras:

$$P_{tr} = P'_{tr} / (\eta_{riem} * \eta_{ind} * \eta_{wrnk.}) = 220 \text{ W.}$$

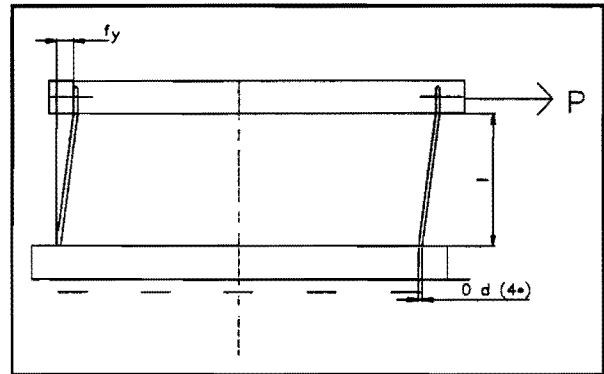
$$P_{mod} = P'_{mod} / (\eta_{riem} * \eta_{schw.}) = 750 \text{ W.}$$

Bijlage 12: Berekeningen positioneren met elastische elementen

Bij het bepalen van de diameter van de elastische elementen spelen twee factoren een rol. Enerzijds moet hij zo groot mogelijk zijn in verband met dynamisch gedrag en weerstand tegen knik, anderszijds zo klein mogelijk in verband met krachten op de positioneerpen.

12.1 Dikteberekening.

Er werkt een kracht P op de drager
Dit geeft op iedere veer een kracht Q



Afbeelding 10: situatieschets berekening elastische elementen.

$$Q = \frac{P}{4} \quad (1)$$

Er geldt:

$$f_y = \frac{Q \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} - \frac{M \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (2)$$

$$\beta = \frac{Q \cdot l^2}{3 \cdot E \cdot I} - \frac{M \cdot l}{E \cdot I} \quad (3)$$

Uit (3) en $\beta = 0$ volgt:

$$M = \frac{Q \cdot l}{3} \quad (4)$$

(4) in (2) levert:

$$f_y = \frac{Q \cdot L^3}{6 \cdot E \cdot I} \quad (5)$$

Dit levert met (1)

$$f_y = \frac{P \cdot l^3}{24 \cdot E \cdot I} \quad (6)$$

Aannames:

$l = 25 \text{ mm.}$

Dit samen levert voor het kwadratisch oppervlaktemoment:

$$I = \frac{P \cdot l^3}{24 \cdot f_y \cdot E} \quad (7)$$

met:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (8)$$

Omschrijven van (8) levert voor de benodigde diameter:

$$d = 4 \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}} \quad (9)$$

12.2. Berekening eigenfrequentie van de drager.

met behulp van (6) kan voor de stijfheid van de drager worden gevonden:

$$P = c \cdot F_y \rightarrow c = \frac{24 \cdot E \cdot I}{l^3} \quad (10)$$

Voor de eigentrillingstijd geldt:

$$T_e = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{c}} \quad (11)$$

Aanname: $m_{\text{tot}} = 2 \text{ kg.}$

12.3. Berekening op knik:

Voor een aan twee kanten ingeklemd element geldt:

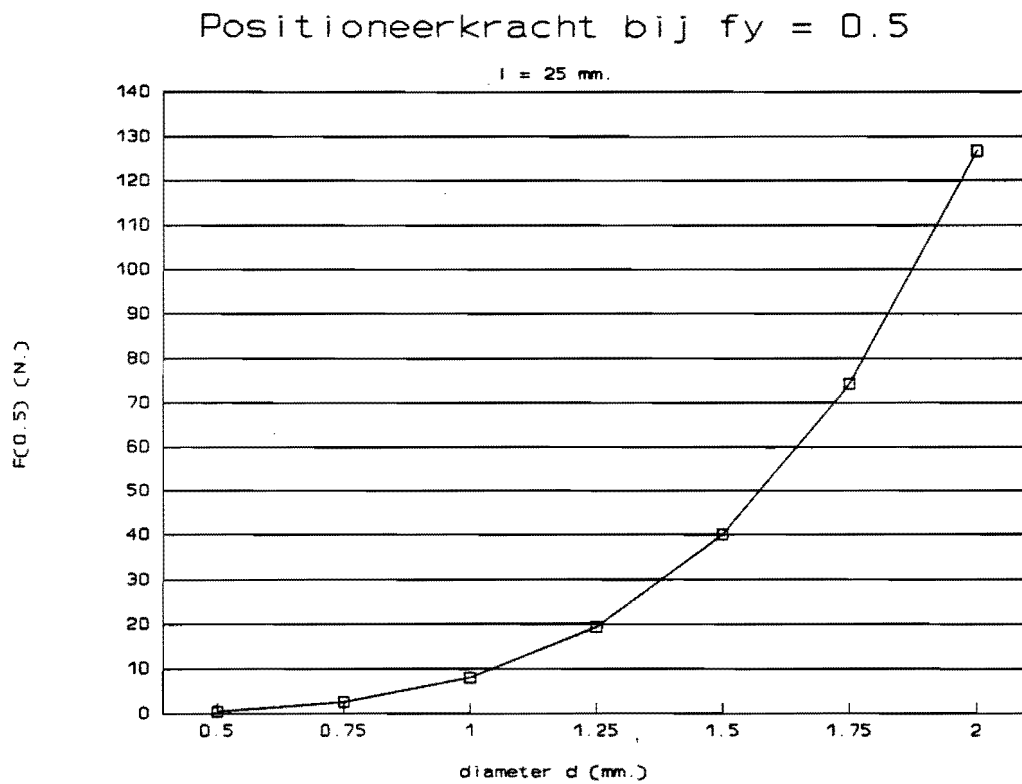
$$L_k = \frac{l}{2} \quad (12)$$

Voor de toelaatbare drukkracht geldt:

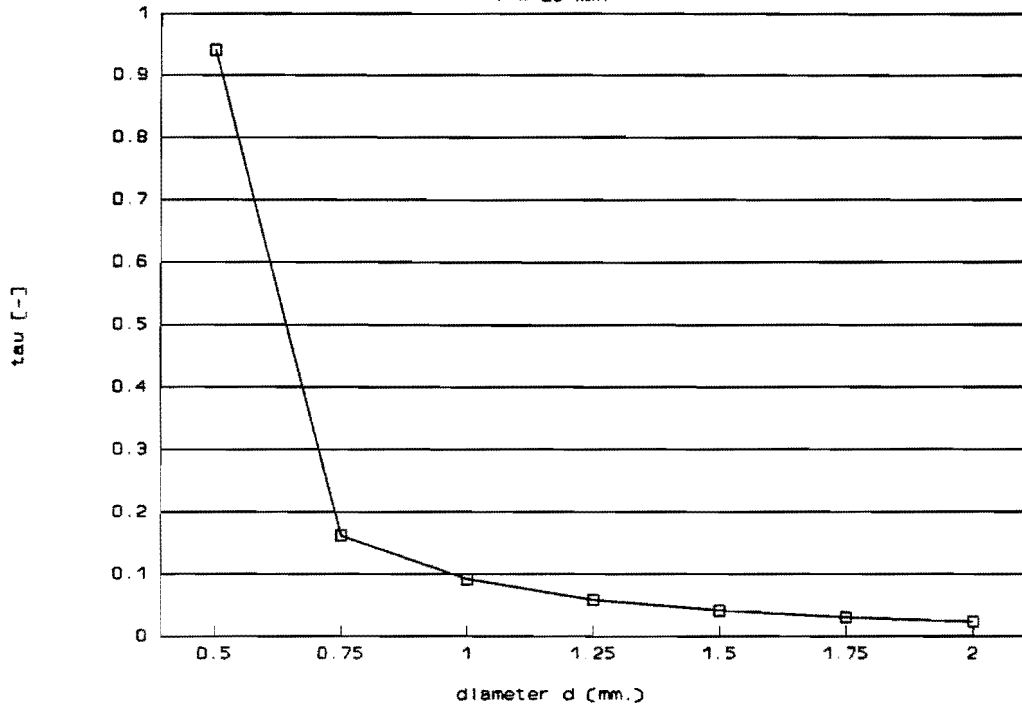
$$P_{kn} = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{L_k^2}$$

(13)

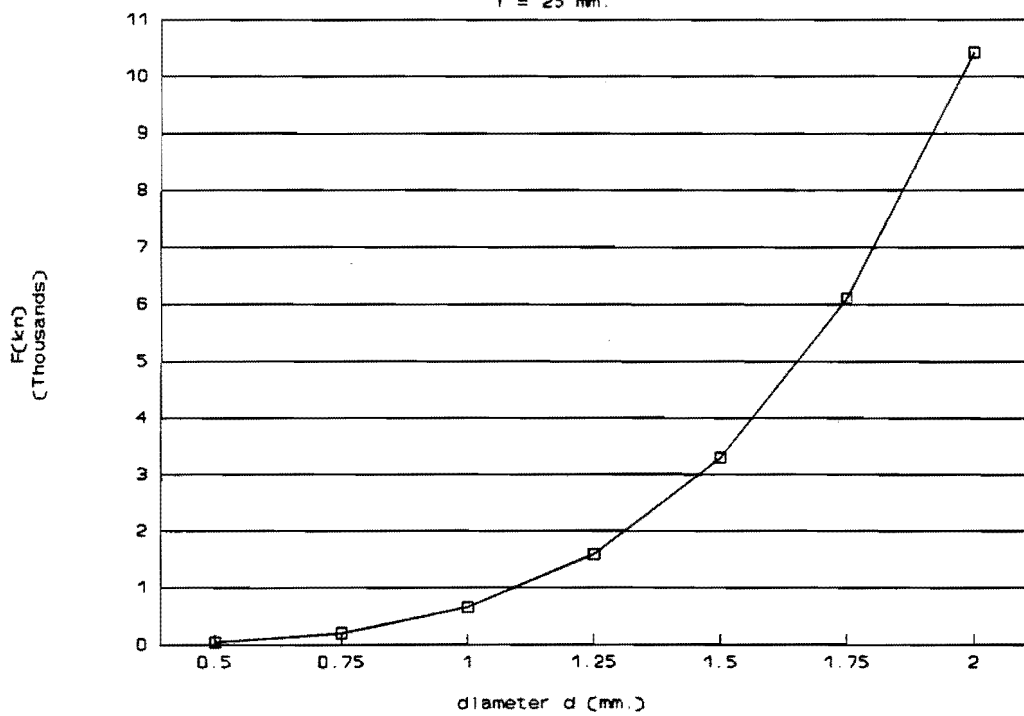
Al deze gegevens zijn in een spreadsheet gezet, waarna voor verschillende diameters de positioneerkracht, tau en de knikkraft zijn uitgezet in een grafiek. Dit gaf de volgende resultaten.



Dynamisch gedrag

 $l = 25 \text{ mm.}$ 

Toelaatbare knikkraft

 $l = 25 \text{ mm.}$ 

De kracht P mag bij een uitslag van 0.5 mm. maximaal 20 N. bedragen.

Alles invullen levert: $I = 1.1 * 10^{-14} \text{ m}^4$.

Hieruit volgt een diameter $d = 1 \text{ mm}$.

Dit levert een eigentrillingstijd $T_e = 0.04 \text{ s}$.

Alles invullen in (13) levert dan $P_{kn.} = 650 \text{ N}$.

Bijlage 13: Stuklijst bij samenstellingstekening basislijnmachine.

nr.	aant.	omschrijving	mat.	opmerkingen
1	60	produktdrager		zie tek.nr. 4
2	1	indexer Manifold		Mk2-325-D6S16-120
3	1	wormkast Manifold		size 05
4	1	tandriemschijf		Brecofl. T10 z=40
5	1	tandriemschijf		Brecofl. T10 z=20
6	1	tandriem		Brecofl. T10 L=
7	1	tandriem		Brecofl. T5 L=575
8	1	tandriemschijf		Brecofl. T5 z=76
9	1	tandriemschijf		Brecoflex T5 z=24
10	1	enkele lagerstoel	Al. T1000	
11	1	motor		D71
12	1	motorslede		2413-119-00055
13	4	tandriemschijf		Brecofl. T20 z=30
14	1	tandriem		Brecofl. T20 L=6000
15	1	lagerstoel dubbel	Al. T1000	
16	1	stelmechanisme		
17	7	flenslager		INA FLCTE 25
18	12	schroefwiel		tek. 7222-459-2400
19	1	eindelement modulair frame	gietijzer	zie verslag afb.13
20	3	verticale draagbalk		100*100*6
21	1	horizontale draagbalk		100*100*6
22	4	stelvoet		
23	2	geleiding onder	teflon	
24	2	geleiding boven	teflon	
25	1	moduleas	St. Fe490	
26	5	ondersteuning geleiding	Al T1000	
27	1	eindelement modulair frame	gietijzer	zie verslag afb. 14

Bijlage 14: Berekening tandriem produkttransport.

Om de goede tandriem te kiezen zal een aantal karakteristieke grootheden van de tandriem bepaald moeten worden. De ingangsgrootheden zijn:

riemlengte	l	6000	mm.
steek	T	20	mm.
tandhoogte	h_z	5	mm.
asafstand hor.	a ±	2400	mm.
asafstand vert.	c ±	300	mm.
kopdiameter	d_k	188.15	mm.
steekdiameter	d_0	190.98	mm.
ingaaand moment	M	30	Nm.
specifiek moment	$M_{sp.}$	9.41	Nm/cm/tand.
ingaaand vermogen	P	0.22	kW.
specifiek vermogen	$P_{sp.}$	0.048	kW.
specifieke trekkracht	$F_{sp.}$	100	N/cm/tand.

Berekeningen:

minimale breedte:

$$z_e = \frac{15}{4} = 3.75 \rightarrow z_e = 3$$

$$b_{\min} = \frac{M_d * 10}{M_{d_{sp.}} * z_e} = \frac{30 * 10}{9.41 * 3} = 10.6 \text{ mm.}$$

Er wordt gekozen voor een tandriem met breedte 50 mm. Dit geeft voor de zekerheid:

$$S = \frac{M_{sp.} * b * z_e}{M * 10} = 4.7$$

De maximale trekkracht in de riem bedraagt:

$$F_{\max} = M(g * \mu + a_{\max}) = 72 * (10 * 0.2 + 8) = 720 \text{ N.}$$

De toelaatbare trekkracht is 1500 N. Dit is dus ook toelaatbaar.

conclusie: een tandriem T20 met $b = 50$ mm. voldoet in dit geval.

Bijlage 15: Berekening indexer.

De ingangsgrootheden voor de berekening van de indexer zijn:

totaal te indexen massa:	M_{tot}	72 kg.
diameter aandrijf wiel	D	0.191 m.
massa van de wielen:	M_w	14 kg.
aantal stops	S	6 [-]
indexperiode	α	120°
indexeertijd	t	0.3 s.
indexeerfrequentie:	N_s	60 min. ⁻¹

Berekeningen:

Totale massatraagheid:

$$I = \frac{W_{tot} * D^2}{4} + \frac{W_w * D^2}{8} = 0.72 \text{kgm}^2.$$

Dynamische belasting:

$$M_i = \frac{48.6 * I}{S * t^2} + 1.635 * W_{tot} * D = 87.3 \text{Nm}.$$

De correctiefactor voor de snelheid bedraagt in dit geval $C_s = 1.06$

De B-10 belasting wordt hiermee:

$$M_r = C_s * M_i = 93 \text{Nm}.$$

Uit de catalogus van de fabrikant:

Type 325 D6S12-120: S = 6, $\alpha = 120^\circ$ en $M_r = 203$.

en deze voldoet dus aan de eisen.

Hierbij wordt een wormkast size 05 gekozen, met een toelaatbaar moment van 97 Nm.

Bijlage 16: Berekening tandriem naar de moduleas.

De ingangsgrootheden voor de berekening zijn:

De hartafstand	a	152.1	mm. (Uit tekening)
steek	T	5	mm.
tandhoogte	h_z	1.2	mm.
steekdiameter wiel 1	d_{01}	38.21	mm.
steekdiameter wiel 2	d_{02}	120.99	mm.
ingand vermogen	P	0.75	kW.
specifiek vermogen	$P_{sp.}$	0.024	kW.

Berekeningen:

totale riemlengte:

$$L_B = \frac{\pi}{2}(d_{01} + d_{02}) + 2a + \frac{(d_{02} - d_{01})^2}{4a} = 565.5 \text{ mm.}$$

We nemen de eerstvolgende in de reeks. Dit is 575 mm. Er moet dan dus een extra instelbaar loopwiel worden toegevoegd om te zorgen dat de riem strak staat.

minimale breedte:

$$z_e = \frac{24}{2} = 12$$

$$b_{\min.} = \frac{P * 10}{P_{sp.} * z_e} = \frac{0.75 * 10}{0.024 * 12} = 26 \text{ mm.}$$

Er wordt gekozen voor een tandriem met breedte 32 mm. Dit geeft voor de zekerheid:

$$S = \frac{P_{sp.} * b * z_e}{P * 10} = 1.23$$

Bijlage 17: Berekening tandriem vanaf de motor.

De ingangsgrootheden voor de berekening zijn:

De hartafstand	a	571.0	mm. (Uit tekening)
steek	T	10	mm.
tandhoogte	h_z	2.5	mm.
steekdiameter wiel 1	d_{01}	63.66	mm.
steekdiameter wiel 2	d_{02}	127.32	mm.
ingaaand vermogen	P	0.75	kW.
specifiek vermogen	$P_{sp.}$	0.130	kW.

Berekeningen:

totale riemlengte:

$$L_B \approx \frac{\pi}{2}(d_{01} + d_{02}) + 2a + \frac{(d_{02} - d_{01})^2}{4a} = 1443.8 \text{ mm.}$$

We nemen de eerstvolgende in de reeks. Dit is 1460 mm. Er moet dan dus een extra instelbaar loopwiel worden toegevoegd om te zorgen dat de riem strak staat. Eenvoudiger is echter om de motor iets verder naar buiten te plaatsen, waardoor de riem ook strak komt te staan.

minimale breedte:

$$z_e = \frac{20}{2} = 10$$

$$b_{\min.} = \frac{P * 10}{P_{sp.} * z_e} = \frac{0.75 * 10}{0.130 * 10} = 6 \text{ mm.}$$

Er wordt gekozen voor een tandriem met breedte 16 mm. Dit geeft voor de zekerheid:

$$S = \frac{P_{sp.} * b * z_e}{P * 10} = 2.8$$

Bijlage 18: Stuklijst bij samenstellingstekening positioneermodule.

nr.	aant.	omschrijving	mat.	opmerkingen
1	1	aanslag links	St. Fe410	
2	1	aanslag rechts	St. Fe410	
3	2	positioneerpen		2522-670-03115
4	1	translerende plaat	Al T1000	
5	2	veer		0122-001-11039
6	4	veerplaat		2622-115-15025
7	4	veerhouder		2622-115-15308
8	1	kogelscharnier		2622-008-31019
9	1	trekstang		7222-450-38000
10	1	frame	Al T633	
11	1	vork	St. Fe410	
12	1	hefboom	Al T1000	
13	-	modulair frame-element	gietijzer	zie verslag afb. 12
14	1	slede		RTN-3075
15	1	standaardnokkenunit		tek.nr. 7222-185-99361

Bijlage 19: Dimensionering van het verenpakket.

Gezien de beschikbare ruimte was het aantrekkelijker om twee veren naast elkaar te gebruiken dan één grote veer. Eis aan de constructie was een minimum kracht van 200 N. in ingetrokken stand.

Aannames:

De veerlengte $L_1 = 75$ mm.

De slag is ongeveer 10 mm. (dus $L_2 = 85$ mm.)

de kracht in ingetrokken stand is 200 N. ($F_1 = 200$ N.)

$F_2 = \pm 260$ N. (schatting)

Er wordt uitgegaan van 2 veren.

Berekeningen:

$$spv = (F_2 - F_1) / F_2 = (130 - 100) / 130 = 0.23$$

Voor de correctiefactor Q levert dit:

$$Q = 0.96$$

En de normbelasting wordt dan:

$$F_n = F_2 / Q = 135 \text{ N.}$$

We kiezen de veer $D_m = 15.2$ uit de zware reeks, met $F_m = 196$

Onbelaste veerlengte:

$$L_0 = L_1 / (1 + (F_1 - F_v) / V) = 75 / (1 + (100 - 29) / 231) = 57.4 \text{ mm.}$$

Dit geeft dan als resultaat:

$$C' = V / L_0 = 231 / 57.4 = 4.0 \text{ N/mm.}$$

$$F_2' = V * (L_2 / L_0 - 1) + F_v = 231 * (85 / 57.4 - 1) + 29 = 140 \text{ N.}$$

Controle:

$$spv' = (140 - 100) / 140 = 0.29$$

$$\text{Dan } Q' = 0.9$$

waarmee

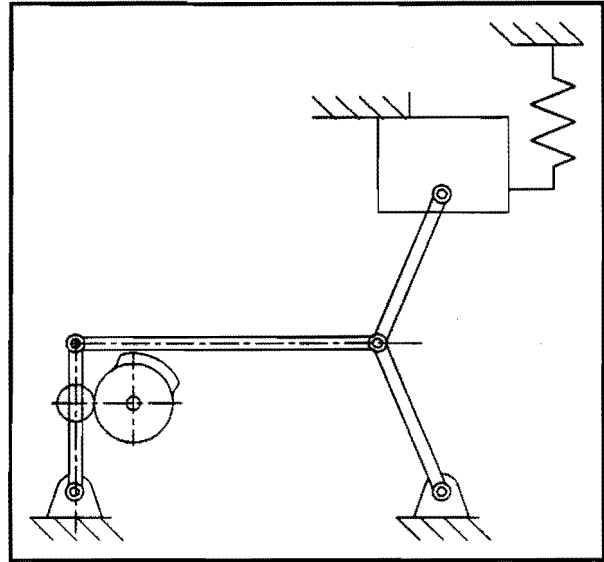
$$F_n' = 156 \text{ N.}$$

$$F_m = 196 \text{ N. Dus deze veerconstructie voldoet.}$$

Bijlage 20: Analyse van invloed loskomen van nok.

De constructie is in afbeelding 14 schematisch weergegeven.

Als de veer de aandrukker tegen de aanslag duwt, komt de volger los van de nok. Voor de rest van de ingaande slag heeft dit geen gevolgen. Voor de uitgaande slag resulteert dit in een botsing aan het begin van de slag. Dit heeft twee gevolgen. Er wordt een trilling geïntroduceerd in het mechanisme en er zal slijtage plaatsvinden op de plaats waar de botsing iedere keer plaatsvindt. Het eerste is niet erg omdat er tijdens de uitgaande slag geen nauwkeurigheid wordt gevraagd. Voor de slijtage kunnen we kijken naar de (momentaan) optredende botskrachten.



Afbeelding 14: Schematische weergave mechanisme positioneereenheid

Voor de heffunctie van de nok gelden de volgende formules (scheve sinus).

$$a = A \sin\left(2\pi * \frac{t}{T}\right)$$

$$v = -A * \frac{T}{2\pi} \cos\left(2\pi * \frac{t}{T}\right) + C_1$$

$$h_t = -A * \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 \sin\left(2\pi * \frac{t}{T}\right) + C_1 * t + C_2$$

De waarden voor de constanten C_1 , C_2 en A , uitgedrukt in h_m en T zijn te halen uit de randvoorwaarden.

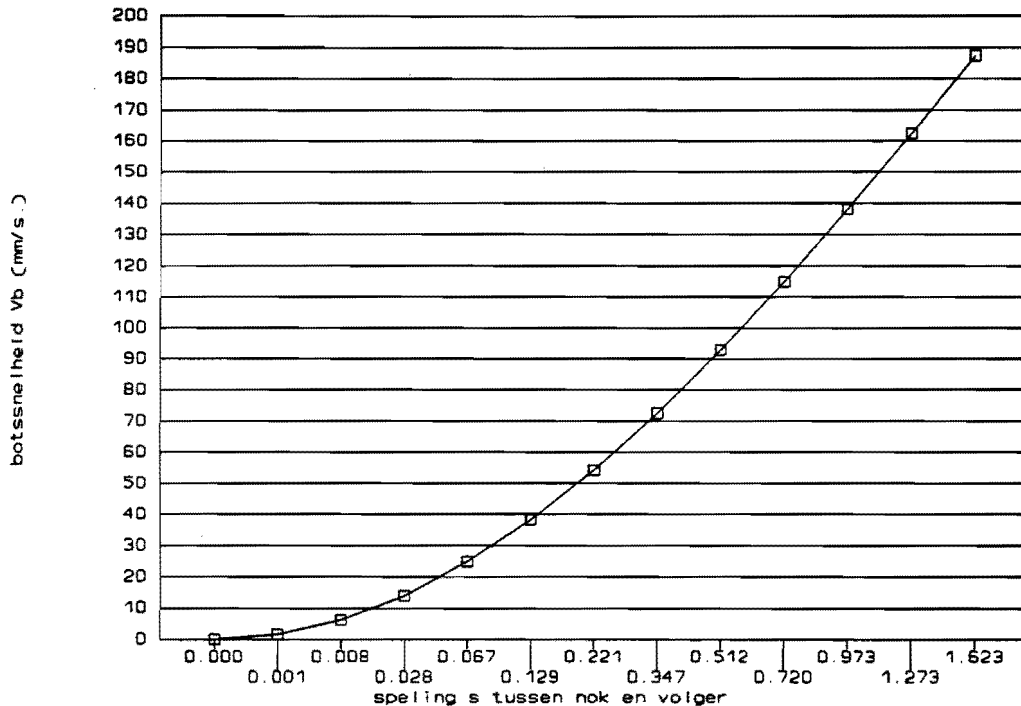
$$h_0 = 0 \rightarrow C_2 = 0$$

$$h_T = h_m \rightarrow C_1 = \frac{h_m}{T}$$

Het mechanisme staat voor de botsing stil en de botssnelheid is dus gelijk aan de snelheid

$$v_T=0 \rightarrow A = \frac{2\pi \cdot h_m}{T^2}$$

van de nok. De botssnelheid als functie van de speling tussen nok en volger geeft de volgende relatie te zien (afbeelding 15).



Afbeelding 15: botssnelheid als functie van de speling.

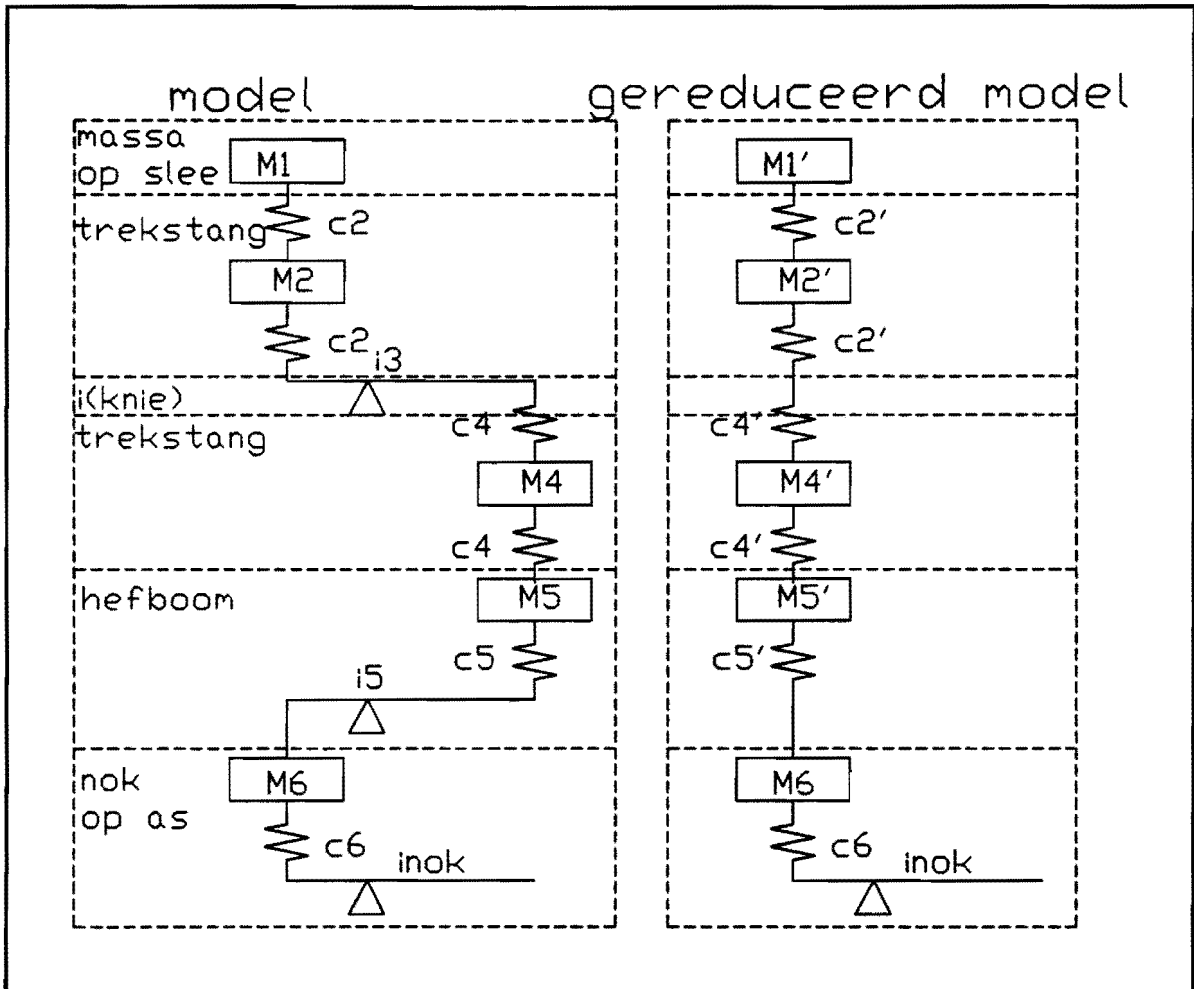
Behalve de botssnelheid moeten we ook de versnelling weten om de optredende botskracht te kunnen bepalen. Hiervoor moeten de vervangende stijfheid en de equivalente massa bekend zijn, gereduceerd op de plaats van de botsing. Het model en het gereduceerde model zijn te zien in afbeelding 16.

Om deze waarden te kunnen bepalen hebben we een waarde voor de overbrengverhouding van de kniehefboom op het moment van de botsing nodig. Deze kunnen we bepalen als functie van de speling tussen nok en volger s . Dit geeft het volgende verband (afbeelding 17). Nu kunnen we een dynamisch model van het systeem opstellen en hiermee voor iedere i de waarden van het gereduceerde model bepalen. Hiermee kunnen vervolgens M_{eq} en c_c bepaald worden, waarmee tenslotte de botsversnellingen -en daarmee de botskrachten- bepaald kunnen worden (afbeelding 18). Deze dynamische kracht moet opgeteld

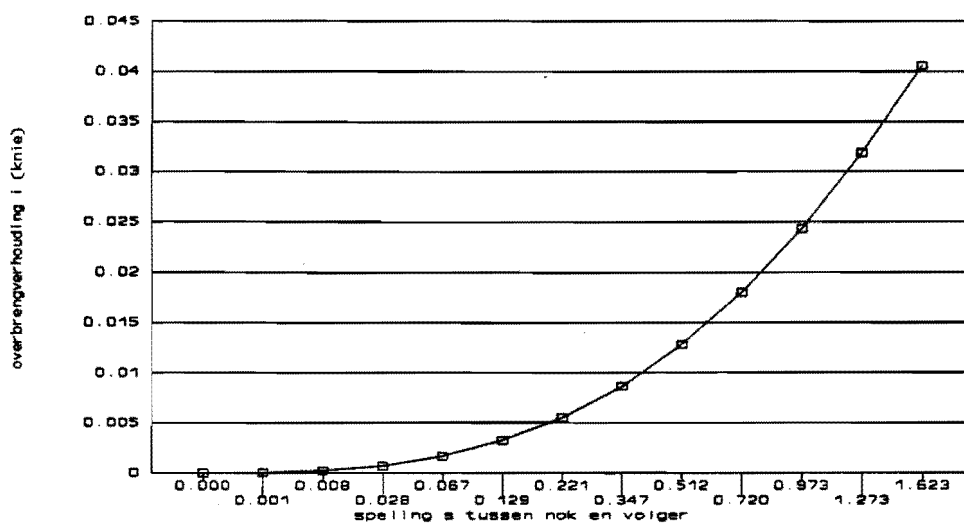
worden bij de reeds aanwezige veerkracht (afbeelding 19), om de totale kracht op de nok krijgen. (zie afbeelding 20)

Voor een nokrol met een diameter van 20 mm. is de toelaatbare kracht 550 N. Hier blijft de optredende kracht, ook tijdens de botsing, ruim onder.

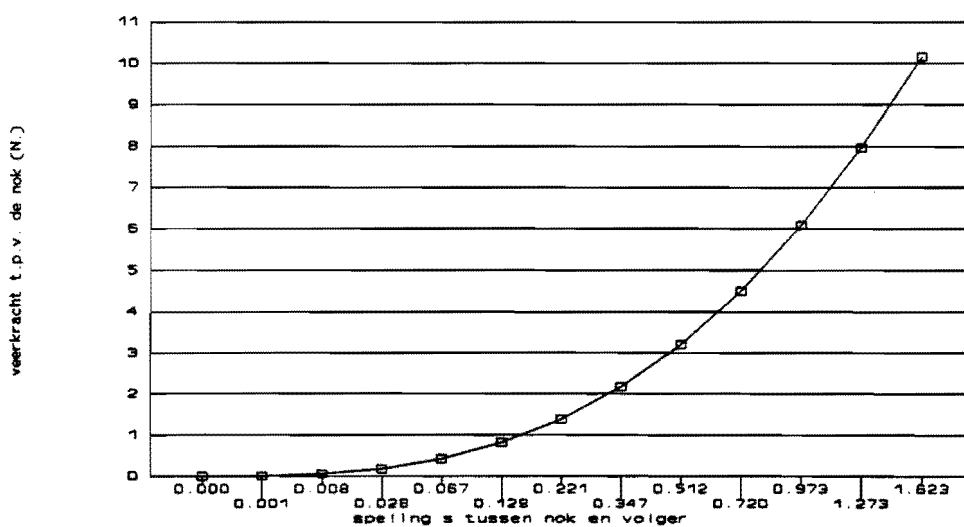
conclusie: De overbepaaldheid in de constructie heeft geen nadelige gevolgen voor de constructie.



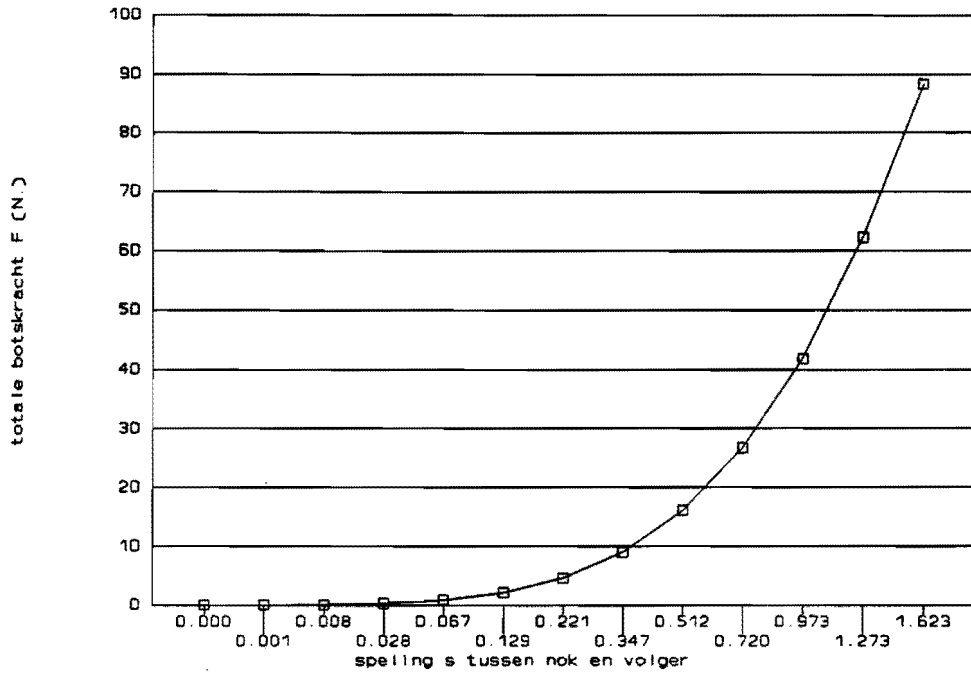
Afbeelding 16: Dynamisch model en gereduceerd model vanaf de nok



Afbeelding 17: overbrengverhouding op het moment van de botsing.



Afbeelding 18: Veerkracht op het moment van botsing.



Afbeelding 19: Totale kracht op het moment van botsing.

Bijlage 21: Berekening van waarden in het model.

Voor de massa's geldt:

$$M_1 = 1.2 \text{ kg.}$$

$$M_3 = V \cdot \rho = 55 \cdot 60 \cdot 12 \cdot 10^{-9} \cdot 2500 = 0.1 \text{ kg.}$$

$$M_2 = V \cdot \rho = l \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \rho = 35 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 = 0.02 \text{ kg.}$$

Voor de berekening van c_1 wordt verwezen naar bijlage 12. Analoog aan de afleiding in bijlage 12 kan voor c_2 worden gevonden:

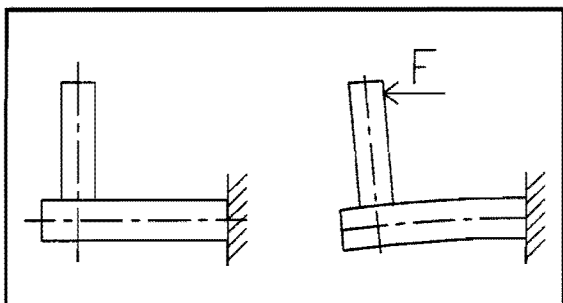
$$c = \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^3} \quad (1)$$

Met:

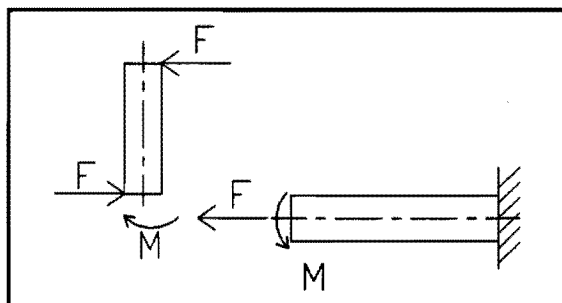
$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0.01^4}{64} = 4.9 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4 \quad (2)$$

en $l = 35 \text{ mm.}$ en $E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ geeft dit $c_2 = 1.4 \cdot 10^7 \text{ N/m.}$

Om de stijfheid van blok 3 in het vlak te bepalen is het belangrijk eerst te bekijken wat voor soort vervorming er op zal treden. Dit is te zien in afbeelding 21. De belastingtoestand is gegeven in afbeelding 20. Vervolgens kan met een standaardformule voor buiging de hoekverdraaiing aan het uiteinde van het blok worden bepaald, waarna ook de horizontale verplaatsing aan het einde van de pen bekend is.



Afbeelding 21: Vervorming van blok 3 o.i.v. horizontale kracht



Afbeelding 20: Belastingtoestand van het blok

$$\varphi_b = \frac{M \cdot l}{E \cdot I}$$

$$M = F \cdot l_{pen} = 10 \cdot 35 \cdot 10^{-3} = 0.35 \text{ Nm.}$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{60 \cdot 12^3 \cdot 10^{-12}}{12} = 8.6 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

(aanname $F = 10 \text{ N}$. Deze waarde doet niet ter zake omdat het gaat om de stijfheid en de kracht er dus toch weer uitgedeeld wordt. Dit geeft:

$$\varphi = \frac{0.35 \cdot 55 \cdot 10^{-3}}{7.0 \cdot 10^{10} \cdot 8.6 \cdot 10^{-9}} = 2.9 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

de horizontale verplaatsing wordt hiermee

$$u = \varphi \cdot l_{pen} = 2.9 \cdot 10^{-5} \cdot 35 \cdot 10^{-3} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m.}$$

en de stijfheid is dus:

$$c_3 = \frac{F}{u} = \frac{10}{1 \cdot 10^{-6}} = 1 \cdot 10^7 \text{ N/m.}$$

Voor de dempingswaarden geldt de formule:

$$d_i = 2 \cdot \zeta \cdot \sqrt{c \cdot m}$$

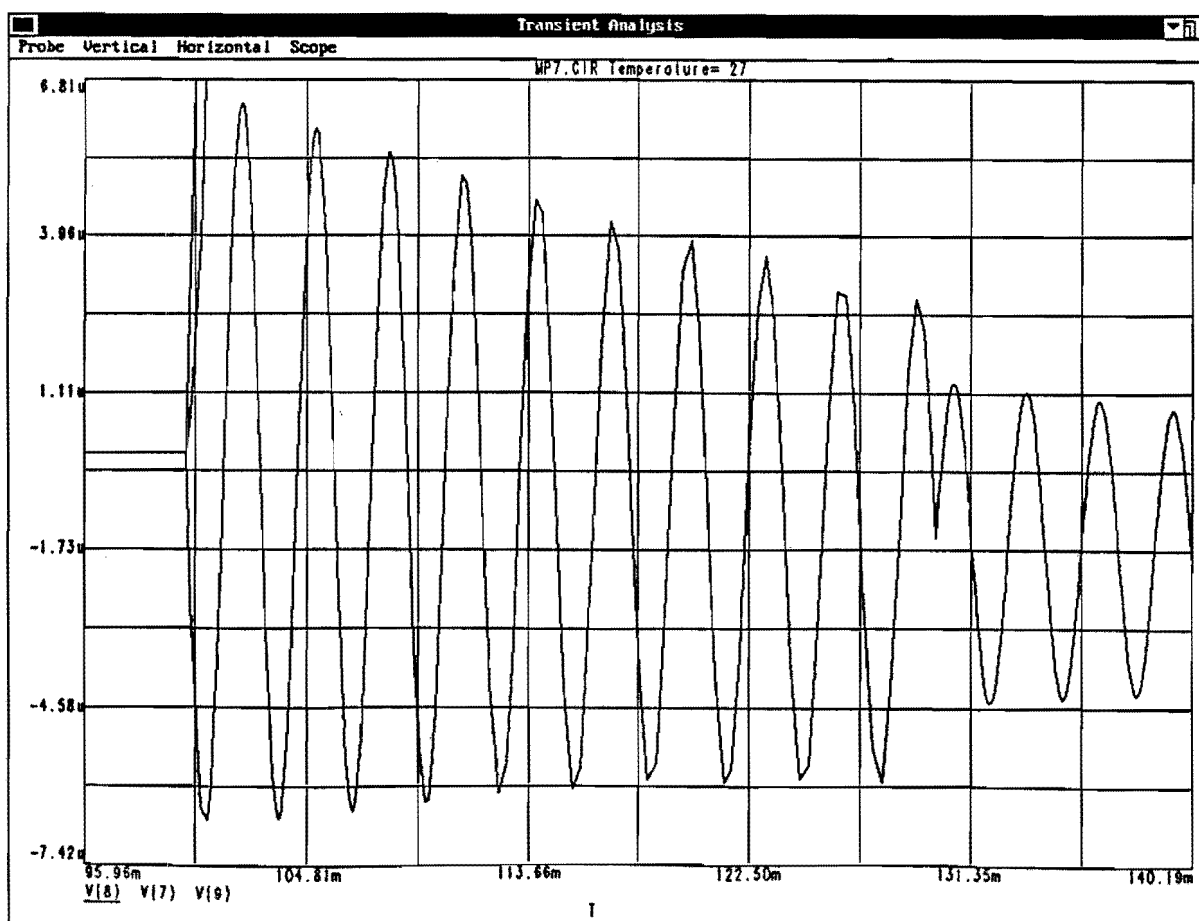
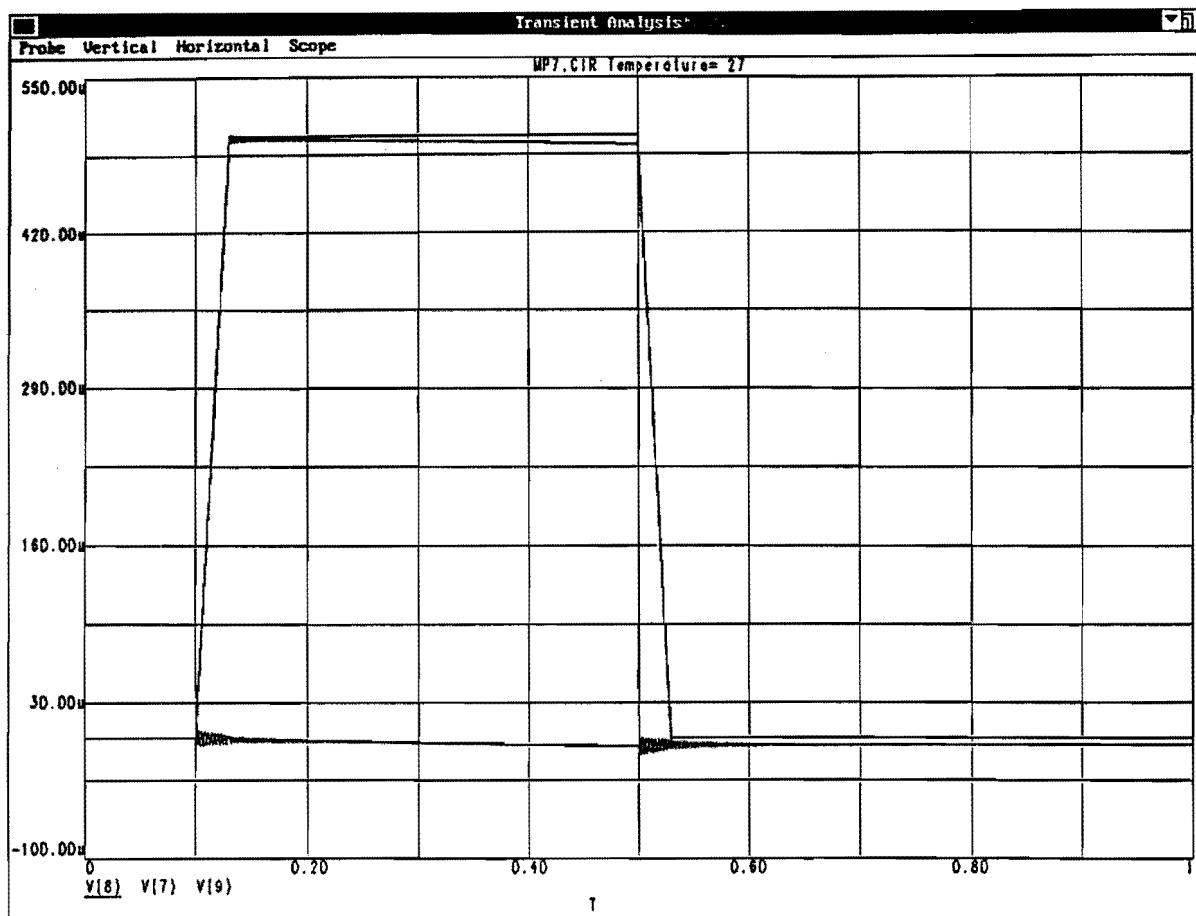
Voor metalen is de relatieve dempingscoëfficiënt ongeveer 0.02. Dit geeft voor de drie dempers:

$$d_1 = 2 \cdot 0.02 \cdot \sqrt{1.6 \cdot 10^4 \cdot 1.2} = 5.5 \text{ Ns/m.}$$

$$d_2 = 2 \cdot 0.02 \cdot \sqrt{1.4 \cdot 10^7 \cdot 0.02} = 21.5 \text{ Ns/m.}$$

$$d_3 = 2 \cdot 0.02 \cdot \sqrt{1 \cdot 10^7 \cdot 0.10} = 40 \text{ Ns/m.}$$

Bijlage 22: Responsie uit simulatie.



Bijlage 23: Opbouw van de kostprijs basislijnmachine.

onderdeel	prijs/st.	aantal	subtotaal	totaal
groep produktdrager	f 85,-	60	f 5100,-	
bovenplaat		1		
onderplaat		1		
nippel		4		
bus		4		
geharde bus		2		
bevestigingsplaat		1		
bout		2		f 5.100,-
groep produkttransport				
tandriem	f 450,-	1	f 450,-	
tandriemschijf	f 300,-	4	f 1200,-	
lager	f 10,-	3	f 30,-	
lagerstoel 1	f 550,-	1	f 550,-	
lagerstoel 2	f 300,-	1	f 300,-	
stelmechanisme	f 100,-	1	f 100,-	f 2.630,-
groep aandrijving				
indexer	f 7500,-	1	f 7500,-	
wormkast	f 2000,-	1	f 2000,-	
motor	f 700,-	1	f 700,-	
overbrenging motor	f 52,-	1	f 52,-	
overbrenging moduleas	f 150,-	1	f 150,-	
schroefwiel	f 175,-	12	f 2100,-	
motorslede	f 150,-	1	f 150,-	
moduleas	f 50,-	1	f 50,-	

lagering moduleas	f 29,-	10	f 290,-	f13.000,-
groep frame				
gietdeel	f 2350,-	1	f 2350,-	
nabewerking	f 2000,-	1	f 2000,-	
geleiding boven	f 600,-	1	f 600,-	
geleiding onder	f 100,-	1	f 100,-	
onderbalk	f 300,-	1	f 300,-	
verticale balk	f 33,-	5	f 172,-	
stelvoet	f 44,-	4	f 176,-	f 5.698,-
montagekosten	uurprijs	aantal uren		
	f 100,-	100		f10.000,-
			totaal	f36.411,-

Bijlage 24: Opbouw kostprijs positioneermodule.

onderdeel	prijs/stuk	aantal	subtotaal	totaal
extra nok	f 1700,-	1	f 1700,-	
frame	f 250,-	1	f 250,-	
slede	f 300,-	1	f 300,-	
hefboom	f 150,-	1	f 150,-	
trekstang	f 80,-	1	f 80,-	
vork	f 100,-	1	f 100,-	
kogelscharnier	f 18,-	1	f 18,-	
lagering	f 10,-	1	f 10,-	
veer	f 2,-	2	f 4,-	
veerplaat	f 1,-	4	f 4,-	
veerhouder	f 1,-	4	f 4,-	
translerende plaat	f 200,-	1	f 200,-	
positioneerpen	f 2,-	2	f 4,-	
aanslag	f 30,-	2	f 60,-	
			totaal:	f 2.884,-

Bijlage 25: Lijst met tekeningen

1. **hoofdontwerp basislijnmaschine**
2. **Samenstellingstekening basislijnmaschine**
3. **Samenstellingstekening positioneermodule**
4. **De produktdrager**