

Dynamisch gedrag van een basismolen

Citation for published version (APA):

Verheijen, J. H. A. (1988). *Dynamisch gedrag van een basismolen*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPA0581). Technische Universiteit Eindhoven.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1988

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

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
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

DYNAMISCH GEDRAG VAN
EEN BASISMOLEN

Onderzoekopdracht van
J.H.A. Verheijen
Rapportnummer WPA-0581

mei 1988

begeleiders: TUE: ing. Bulten
Lichtgroep: ir. Widlak
ing. van Duppen
afstudeerhoogleraar: prof.ir. J.M. van Bragt

INHOUD

Voorwoord	1
1. Orientatie	2
1.1 Vragen	2
1.2 Beantwoording	2
1.3 Definitieve opdrachtomschrijving	9
2. Plan	10
2.1 Orientatie	10
2.2 Uitwerken keuzemogelijkheden	10
2.3 Uitwerken plan en faalkansanalyse	12
3. Uitvoering modale analyse	14
3.1 Orientatie	14
3.2 Plan	18
3.3 Uitvoering	18
3.4 Resultaten	25
3.5 Conclusies	29
3.6 Controle	29
4. Vervolgplanning	30
4.1 Orientatie	30
4.2 Plan	30
5. Verificatiemetingen	32
5.1 Orientatie	32
5.2 Metingen	33
5.3 Resultaten	35
5.4 Conclusies	35
6. Dynamisch model	36
6.1 Orientatie	36
6.2 Plan	36
6.3 Model	36
7. Constructieve verbeteringen	40
7.1 Verhogen van de massatraagheid	40
7.2 Stijfheid kv verhogen	40
8. Eindconclusies	42
8.1 Basismolen	42
8.2 Uitvoering en opdracht	42
Bijlage I Tekeningen	43
Bijlage II Belasting	51
Bijlage III Coördinaten	53

Bijlage IV	Overdrachtsfunctie	54
Bijlage V	Uitleg measurementstate	56
Bijlage VI	Modale analyse	62
Bijlage VII	Resultaten modale analyse	64
Bijlage VIII	Contactloze verplaatsingsopnemers	72
Bijlage IX	Meetonnauwkeurigheid	78
Bijlage X	Snelheid en belasting	80
Bijlage XI	Resultaten verificatiemetingen	83
Bijlage XII	Differentiaalvergelijking oplossen	89
Bijlage XIII	Toetsing	90
Bijlage XIV	Uitwerken verbeteringen	92

VOORWOORD

Dit verslag is de weergave van de onderzoekopdracht zoals uitgevoerd door J.H.A. Verheijen in de maanden november 1987 tot mei 1988 voor de Lichtgroep van NV Philips. Bij het uitvoeren van deze opdracht is gebruik gemaakt van de projectstrategie (zie stencils, behorende bij het college BO productieautomatisering, 4T630, gegeven door prof. van Bragt).

Het verslag bestaat uit 8 hoofdstukken:

Hoofdstuk 1 bevat de orientatiefase. In deze fase wordt het probleem scherper gesteld en wordt bekeken wat de prioriteiten zijn. Dit leidt tot een definitieve opdrachtomschrijving.

In hoofdstuk 2 wordt gekeken hoe aan de verdere analyse van het probleem kan worden gewerkt. Er worden mogelijkheden genoemd, tegen elkaar afgewogen en er wordt een faalkansanalyse gedaan.

Hoofdstuk 3 geeft de analyse van het probleem met behulp van modale analyse weer.

In hoofdstuk 4 wordt de basis gelegd voor de rest van de opdracht. Hier wordt namelijk een plan opgesteld voor het vervolg.

In hoofdstuk 5 worden verificatiemetingen besproken. Bij deze metingen werd de onnauwkeurigheid van een draaiende basismolen gemeten.

In hoofdstuk 6 wordt beschreven hoe een model opgesteld kan worden. Dit leidt tot een model met nog relatief grote afwijkingen van de waarden zoals gemeten in hoofdstuk 5, maar er wordt ook genoemd hoe verbeteringen mogelijk zijn.

In hoofdstuk 7 wordt aangegeven hoe de onnauwkeurigheid van de molen teruggedrongen kan worden. Dit gebeurt op basis van het in hoofdstuk 6 bepaalde model.

In hoofdstuk 8 tenslotte worden nog enkele conclusies getrokken.

Bij deze wil ik eenieder die meegewerkt heeft aan deze onderzoekopdracht bedanken.

Eindhoven, mei 1988

J.H.A. Verheijen

1 ORIENTATIE

1.1 Vragen

De orientatie voor deze opdracht bestaat uit het beantwoorden van de volgende vragen:

1. Wat is het probleem?
2. Wat is de oorzaak van dat probleem?
3. Wat is de opdracht?
4. Wat zijn de criteria?
5. Voor wie wordt de opdracht uitgevoerd?
6. Bij wie kan informatie ingewonnen worden?
7. Aan welke machine wordt gemeten?
8. Hoe ziet die machine eruit?
9. Wat zijn de grenzen ter verbetering?
10. Is er al onderzoek gedaan n.a.v. dit probleem?
11. Hoeveel tijd is er beschikbaar?
12. Wat is er verder nog bekend?

1.2 Beantwoording

De uitvoering van de orientatie omvat het beantwoorden van de eerder gestelde vragen.

1. Het probleem betreft een basismolen van de Lichtgroep (zie fig. 1.1) die bij hoge belasting en snelheid onvoldoende nauwkeurig is. Dit laatste is natuurlijk afhankelijk van de gebruikstoepassing en dit feit op zich is niet zo'n groot probleem indien er voldoende inzicht is in grootte en oorzaak van die onnauwkeurigheid, maar dit inzicht is er niet.

2. Het gebrek aan inzicht in de onnauwkeurigheid van de molens wordt veroorzaakt doordat bij het opstellen van een dynamisch model van deze molens het frame als vaste wereld is genomen. Deze aanname blijkt onjuist te zijn.

Trillingen kunnen ontstaan door het nokmechanisme en de wormoverbrenging. Via het nokmechanisme, as en omzetkast wordt het frame t.g.v het versnellen en vertragen van de opbouw aangestoten. Indien nu die aanstootfrequentie in de buurt ligt van een eigenfrequentie van het systeem, ontstaan er trillingen met grote amplitude in de constructie.

Een andere mogelijke oorzaak van de trillingen zou het warmer worden van de olie in de omzetkast kunnen zijn. Daardoor zou de wand van de omzetkast uit kunnen zetten en er zou daardoor scheefstand kunnen ontstaan. Bij een bespreking met de Lichtgroep blijkt echter dat er al onderzoek is gedaan naar de tempera-

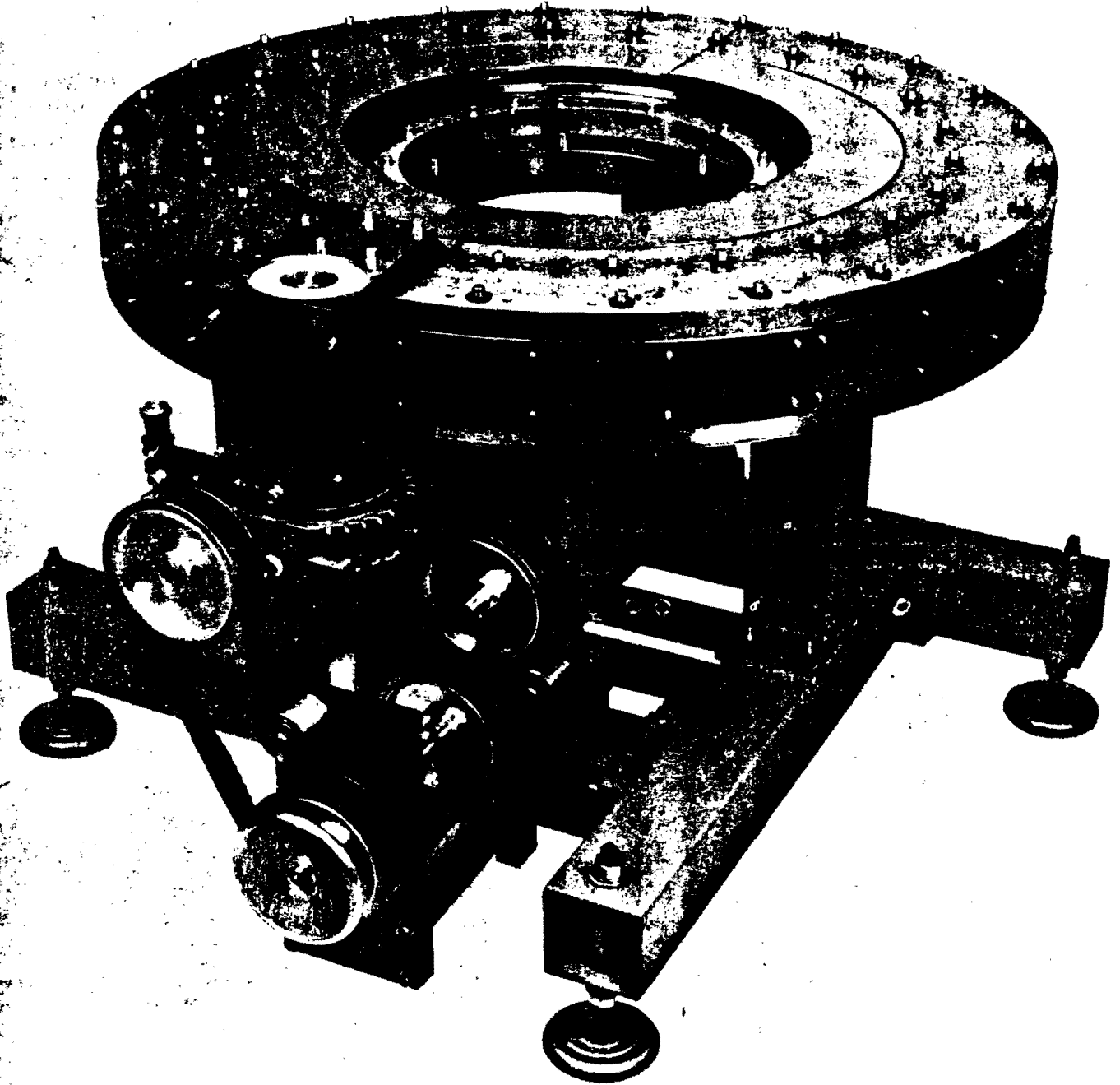
fig. 1.1

PHILIPS

Produced by
MPDL
1987-04-01
LT11-099/001

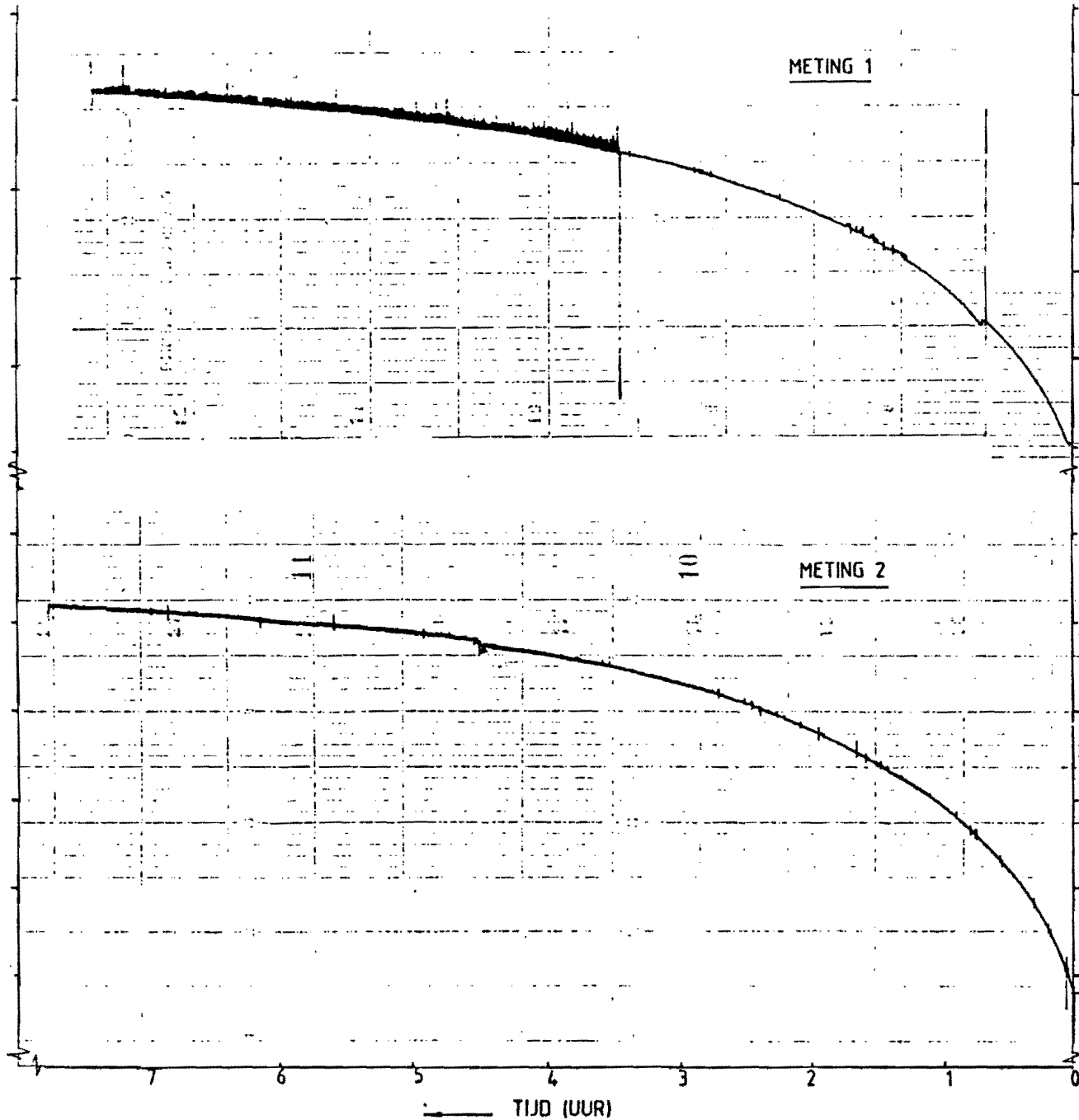
Lighting

**Bouwsystemen voor
Produktiemachines**



Basismolen met decentrale aandrijving

METINGEN VAN DE OLJETEMPERatuur IN DE OMZETKAST



MACHINEGEDEVEN

118. 1.2

PROGRAMMA: BASIS 1.2
BAND: BASIS 1.2

BASIS 4.2 -----27-12-12

INVOERDEGEVEN:

Klant/plant : BASISMACHINE
Project/inventarisnummer : 126887
Datum : 12-12-86

Machine nummer : M1-1 24V80	Rental = 24.000	aa
Merkeftjkt aantal produktieposities	Parad = 384.00	aa
Produktiestraal	Pasteas = 184.77	aa
Afstand (Dnooka-Buerk) 1/2	Dd = 250.00	aa
Rollenwielstraal	Broiu = 386.43	aa
Massa rollenwiel gereduceerd op rollenwielstr.	Mroiu = 55.300	kg
Stijfheid bovenbouw	Capoou = 1.0000E-09	N/m
Streekl looprol	Krol = 25.300	aa
Breedte looprol	Broi = 20.000	aa
Max. spoeling looprol en groef-omzetschijf	Serolu = 0.443000	aa
Max. spoeling tussen worm en wormwiel	Seworm = 5.6100E-04	rad
Rental keren looprolsteek	N_looperolsteek = 1.0000	

Kast : 290-150	CO = 2.5600E-07	N/m
Stijfheid in draaistand	K = 5.6100E-07	N/m/rad
Torsiestijfheid wormkast	N = 23.000	kg
Massa omzetschijf	Beta = 290.00	aa
Diameter omzetschijf	Beta = 184.00	
Opzethoek taantal graden v/d cyclus		

Aanchnoon veftlastmoestloerental	M1 = 1400.0	Dm/rain
Minsteel toeflastbaar pteftlastloerental	M2 = 1300.0	Dm/rain
Geacht rondement van het mechanisme	Ne = 80.000	%

BEDRIJFSOMSTANDIGHEDEN :

productiesnelheid: 7500 (stuks/uur)

massa, gereduceerd op de straal van het rollenwiel:

meting 1 : M= 60 kg

meting 2 : M=260 kg

kast
pagina 14

tuurstijging van de olie en dat die slechts zo'n 17 C bedraagt.

3. De opdracht is enerzijds het zoeken naar een verbetering van de constructie zodanig dat de nauwkeurigheid toeneemt en anderzijds het beter toegankelijk maken van de informatie over de nauwkeurigheid voor de gebruiker.

Dit laatste komt overeen met de door van Duppen verstrekte opdrachtomschrijving.

4. Het eindcriterium is dat de nauwkeurigheid van de groep basismolens beter voorspeld kan worden.

5. De opdracht wordt uitgevoerd als onderzoekopdracht en het probleem is afkomstig van de PHILIPS Licht BM.

6. Informatie kan ingewonnen worden bij:

TUE-coach: ing. Bulten	tel: 040-472894
Philips-coach: ir. Widlak	040-755052
basismolen coördinator: ing. van Duppen	040-755052

7. Het betreft een basismolen van het type 14, 24-voudig en steek 80 (zie fig. 1.1).

8. Globale informatie over de machine kan verkregen worden uit een brochure (zie bijlage I) en gedetailleerde informatie kan verkregen worden door het opvragen van de tekeningen (zie fig. 1.3 en bijlage I) en door het meten aan een ter beschikking gestelde basismolen.

De werking van de molen is als volgt: De motor drijft een hoofdas aan en deze hoofdas drijft enerzijds via een omzetmechanisme de rotor aan en anderzijds via een tandkrans de werkblokken.

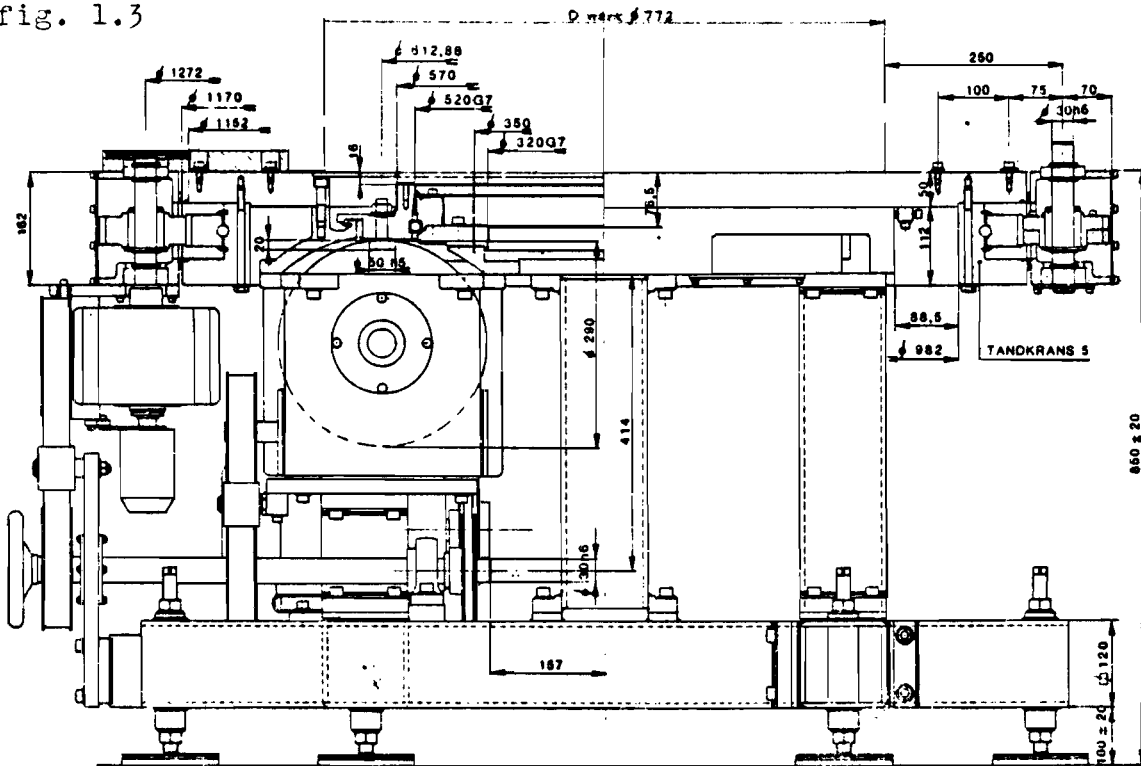
9. Er is een beperking gesteld aan het veranderen van de machine-opzet. De molen is voor aanbouw en onderhoud zeer toegankelijk en moet dat ook blijven.

10. Er is al wat onderzoek gedaan om het probleem aan te tonen. Daartoe zijn voor een aantal molens de trillingsamplitudes bij bepaalde frequenties gemeten (zie fig. 1.4).

11. Voor een onderzoekopdracht staat 500 uur, dit betekent ongeveer 3 maanden. Dit betekent dat de opdracht medio januari voltooid kan zijn. Hierbij is echter geen rekening gehouden met het werken aan het vak BO Productie Automatisering (108 uur) of met de tussenliggende kerstperiode ed. Hiermee rekening houdend wordt de streefdatum 31 maart.

12. Er is nog een blad met een aantal grafieken waarin wordt uitgezet het verband tussen de massa van de opbouw (gereduceerd op de productstraal), aantal producten per uur, de resttrilling en de Hertzspanning tussen looprol en omzetschijf (zie fig. 1.5).

fig. 1.3



TYPE OMZETSLUF	AANTAL POSITIES
1	24
1/2	48
2	12

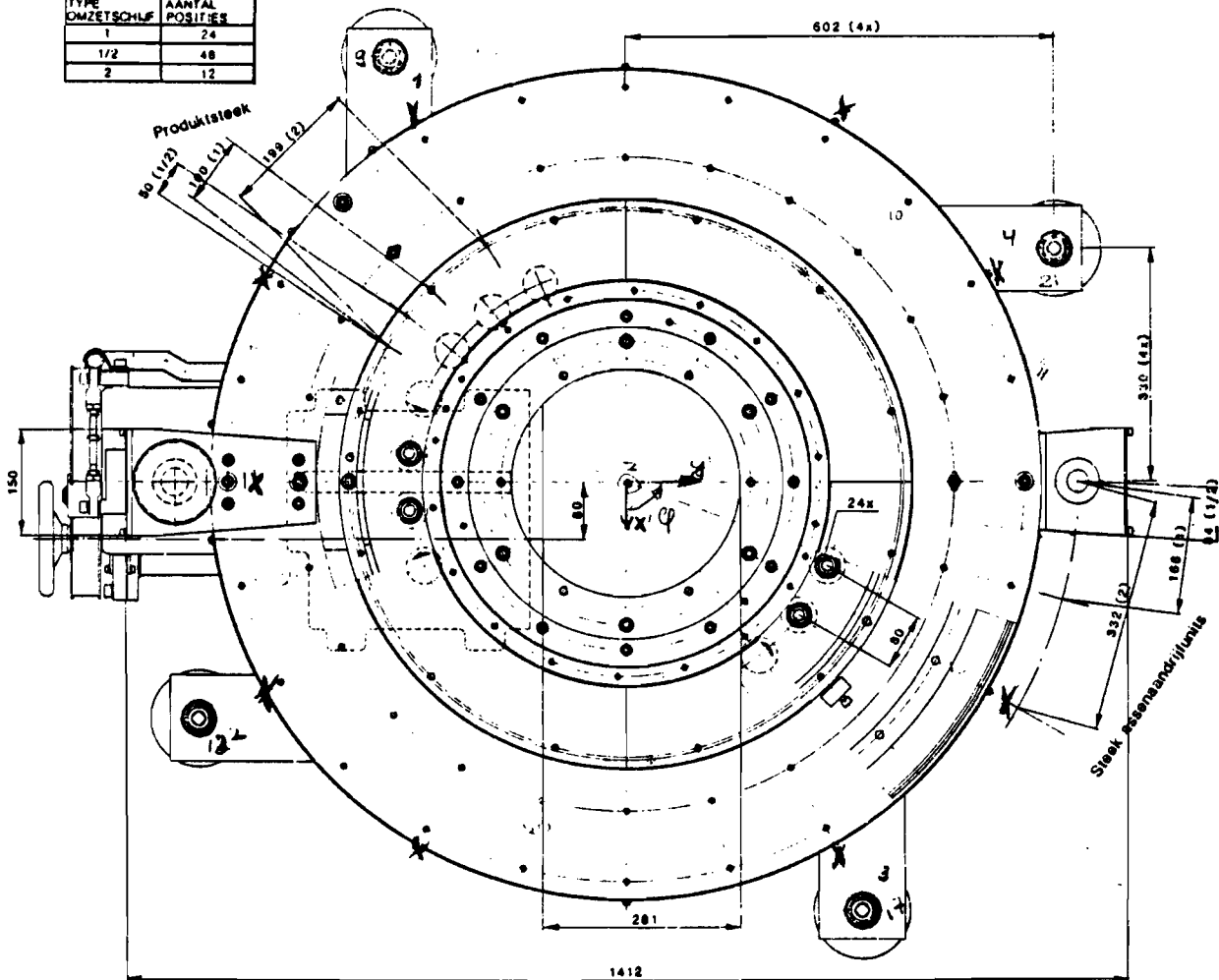


fig. 1.4

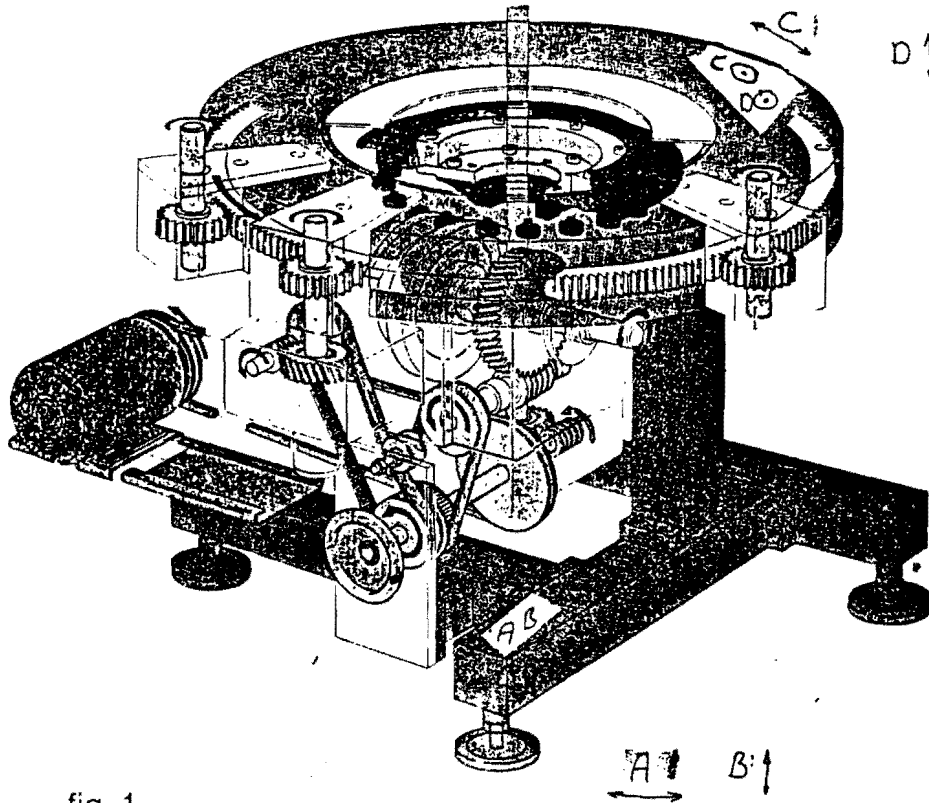


fig. 1

Tabel 1

Schotel	Type	φ	versnelling		opnemer		Kyowa.			
			A	B	C	D	Hz	Ampl	Hz	Ampl
Type A	φ 171		25	0,36	55	0,05	24	0,3	51	0,05
Type S	φ 171		29	0,22	48	0,04	25	0,25	47	0,06
Type A	φ 134		24	0,34	43	0,08	22	0,3	46	0,07
Type A	φ 238		26	0,29	60	0,04	24	0,33	55	0,04

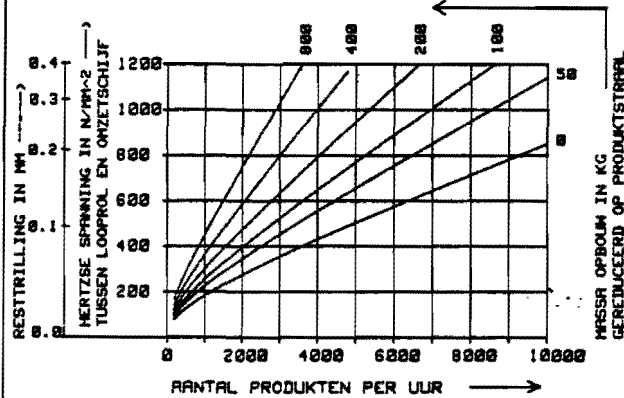
Schotel Plaats-opnemer PHILIPS con 010

Tabel 2	Type	φ	A	B	C	D
			Verpl mm	Verpl mm	Verpl mm	Verpl mm
Type A	φ 238		0,51	0,07	0,73	0,13
Type A	φ 171		0,5	0,07	0,51	0,08
Type S	φ 171		0,43	0,05	0,44	0,07
Type A	φ 134		0,65	0,08	0,63	0,1

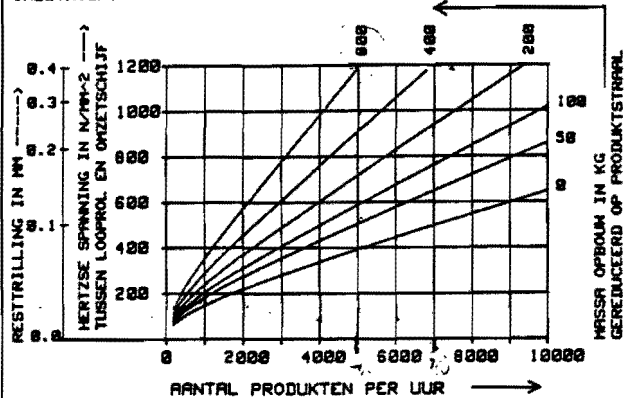
fig. 1.5

MACHINE - NO. 14

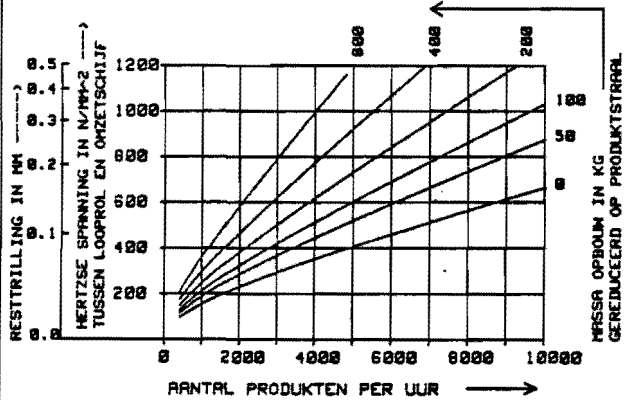
MACHINE: M14-1 TYPE OMZETSCHIJF: 1
AANTAL POSITIES: 24 TYPE KAST: 290-140
PRODUKTSTRAAL: 386 MM STRAAL LOOPROL: 25 MM
STIJFHEID OPBOUW: 1800 N/CM N/M BREEDTE LOOPROL: 20 MM
OMZETHOEK: 90 GRADEN V/D CYCLUS



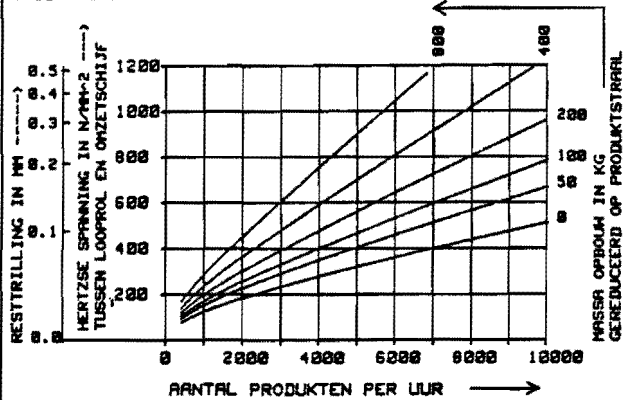
MACHINE: M14-1 TYPE OMZETSCHIJF: 1
AANTAL POSITIES: 24 TYPE KAST: 290-140
PRODUKTSTRAAL: 386 MM STRAAL LOOPROL: 25 MM
STIJFHEID OPBOUW: 1800 N/CM N/M BREEDTE LOOPROL: 20 MM
OMZETHOEK: 120 GRADEN V/D CYCLUS



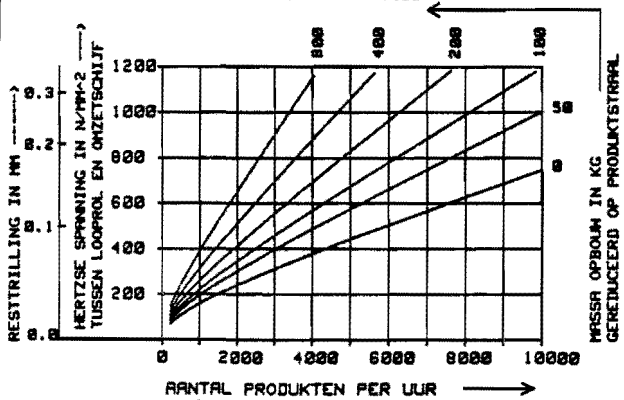
MACHINE: M14-1/2 TYPE OMZETSCHIJF: 1/2
AANTAL POSITIES: 48 TYPE KAST: 290-140
PRODUKTSTRAAL: 386 MM STRAAL LOOPROL: 25 MM
STIJFHEID OPBOUW: 1800 N/CM N/M BREEDTE LOOPROL: 20 MM
OMZETHOEK: 90 GRADEN V/D CYCLUS



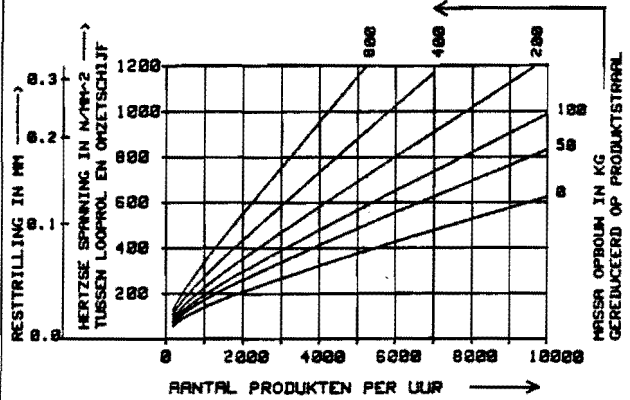
MACHINE: M14-1/2 TYPE OMZETSCHIJF: 1/2
AANTAL POSITIES: 48 TYPE KAST: 290-140
PRODUKTSTRAAL: 386 MM STRAAL LOOPROL: 25 MM
STIJFHEID OPBOUW: 1800 N/CM N/M BREEDTE LOOPROL: 20 MM
OMZETHOEK: 120 GRADEN V/D CYCLUS



MACHINE: M14-2 TYPE OMZETSCHIJF: 2
AANTAL POSITIES: 12 TYPE KAST: 290-140
PRODUKTSTRAAL: 386 MM STRAAL LOOPROL: 25 MM
STIJFHEID OPBOUW: 1800 N/CM N/M BREEDTE LOOPROL: 20 MM
OMZETHOEK: 150 GRADEN V/D CYCLUS



MACHINE: M14-2 TYPE OMZETSCHIJF: 2
AANTAL POSITIES: 12 TYPE KAST: 290-140
PRODUKTSTRAAL: 386 MM STRAAL LOOPROL: 25 MM
STIJFHEID OPBOUW: 1800 N/CM N/M BREEDTE LOOPROL: 20 MM
OMZETHOEK: 180 GRADEN V/D CYCLUS



1.3 Definitieve opdrachtomschrijving

Met behulp van bovenstaande orientatie kan een definitieve opdrachtomschrijving gegeven worden:

Onderzoekopdracht: J.H.A. Verheijen

Hoogleraar: prof. van Bragt

Begeleiders: TU: ing. Bulten

Lichtgroep: ing. van Duppen

ir. Widlak

Onderwerp: Het dynamisch gedrag van een basismolen

Toelichting:

Bij de Lichtgroep bestaat een serie basismolens die bij hoge belasting en snelheid onvoldoende nauwkeurig blijkt te zijn. Dit wordt veroorzaakt door trillingen in het frame. De oorzaak van deze trillingen ligt in het feit dat reactiekrachten t.g.v. het versnellen en vertragen van de opbouw (massatraagheid) het frame aanstoten.

Omdat bij het opstellen van het dynamisch model voor deze groep van basismolens het frame als vaste wereld is gesteld, is er nu geen inzicht in de nauwkeurigheid van de machines.

Opdracht:

1. Het bepalen van het trillingsgedrag van de basismolen van het type 14 (zoals opgesteld in het lab voor bedrijfsmechanisatie) bij verschillende waarden van de massatraagheid van de molenrotor
2. Het toegankelijk maken van informatie over de trillingen t.b.v. de gebruiker door grafieken die de nauwkeurigheid geven als functie van belasting en snelheid.
3. Het doen van aanbevelingen ter verbetering van de onderzochte molen.
4. Het geven van adviezen (aanwijzingen) voor het opstellen van een dynamisch model ter verbetering van de hele molenreeks.

Eindhoven, december 1987

2 PLAN

2.1 Orientatie

In deze opdracht kan de nadruk gelegd worden op twee verschillende onderwerpen: enerzijds is daar het verbeteren van de machine, anderzijds is er het voor de gebruiker toegankelijk maken van informatie over de onnauwkeurigheid.

Mogelijke plannings zijn dan:

- a.*analyse van de constructie
 - *verbeteren van de constructie
 - *controlemetingen
- b.*analyse van de constructie
 - *opstellen van een dynamisch model en het doen van metingen ten behoeve van betere informatie voor de constructeurs.
- c.*analyse van de constructie
 - *metingen ten behoeve van betere informatietoegankelijkheid
 - *verbeteren van de constructie
 - *aanzet tot het opstellen dynamisch model

2.2 Uitwerken keuzemogelijkheden

2.2.1 Planning

Er moet nu een keuze gemaakt worden uit de eerder genoemde plannings. Daartoe volgen eerst een aantal opmerkingen en aan de hand daarvan wordt een keuze gemaakt.

Opmerkingen:

Plan a.: Er wordt niet voldaan aan het hoofddoel zoals door ing. van Duppen gesteld, nl. een betere toegankelijkheid van de informatie en het opstellen van een dynamisch model zodat ook andere molens daaronder vallen. Verder is in de orientatie (hoofdstuk 1) al opgemerkt dat alleen veranderingen in de marge mogelijk zijn.

Plan b.: Enerzijds voldoet dit aan de gestelde opdracht, anderzijds is er de mogelijkheid op een gemiste kans: een gemakkelijke verbetering (die hogere massa en snelheid bij dezelfde nauwkeurigheid tot gevolg zou hebben) zou over het hoofd gezien kunnen worden. Indien deze verbetering in een later stadium alsnog gerealiseerd zou worden, is er veel werk voor niets geweest. Bij navraag blijkt dat het opstellen van een dynamisch model meer tijd vergt dan 500 uur.

Plan c.: Dit plan dekt de opdrachtschrijving volledig. Wel geldt nog de opmerking dat een dynamisch model niet binnen de gestelde tijd afgerond kan worden.

Keuze:

Er wordt gekozen voor plan c met die aantekening dat het opstellen van een dynamisch model bij tijdgebrek wordt gewijzigd in het aanwijzingen geven voor het opstellen van een dynamisch model. Dit plan wordt gekozen omdat het het meest overeen komt met de definitieve opdrachtoomschrijving.

Met dit plan kan in de analyse fase bekeken worden wat er eigenlijk aan de hand is. Aan de hand van de uitkomst van deze analyse kan bepaald worden of het haalbaar is een dynamisch model van het frame op te stellen. Blijkt dit niet haalbaar te zijn, dan kan er bekeken worden of er een andere manier gevonden kan worden om de informatie over de nauwkeurigheid van de aan ons ter beschikking gestelde molen, terug te voeren naar de hele serie basismolens. En dan kunnen nog aanwijzingen voor het opstellen van een dynamisch model gegeven worden.

Het globale plan met tijdsduur voor elk onderdeel wordt dan:

analyse/	
metingen	300 uur
verbeteren	40 uur
dyn. model	30 uur

Dit resulteert met de orientatie en planning (80 uur) en het schrijven van het verslag (50 uur) in de totale tijdsduur voor deze opdracht van 500 uur.

2.2.2 analysemethode

Nu moet nog gekozen worden wat voor een analysemethode er gebruikt zal worden om de constructie te analyseren.

Mogelijkheden zijn:

1. modale analyse
2. eindige elementen methode
3. statische meting van de stijfheid
4. directe verplaatsingsmetingen

De afwegingen bij de keuze zijn de volgende:

1. De constructie wordt in z'n totaliteit doorgemeten: van elk punt wordt de overdrachtsfunctie bepaald en daarmee kunnen eigenfrequentie, demping, verplaatsing en bewegingsvorm bepaald worden. Voordeel van deze methode is het feit dat door de metingen de werkelijke situatie bepaald wordt, er wordt rekening gehouden met alle aspecten van de constructie. Nadeel is dat ik volslagen onbekend ben met de modale analyse en dat er gemeten moet worden.
2. De constructie wordt gemodelleerd en daarna doorgerekend. Het is dan mogelijk verplaatsing en eigenfrequentie te bepalen. Nadelen van deze methode zijn de kosten, de benodigde tijd (ook met deze methode heb ik geen ervaring) en de noodzakelijkheid van een model, wat een beperking met zich mee brengt.
3. Dit betreft een stijfheidsmeting. Dit is onvoldoende voor een analyse. Deze methode kan wel als controle op een van de andere methoden gebruikt worden.
4. Met behulp van deze methode kunnen verplaatsingen en mogelijk

ook eigenfrequenties bepaald worden. Nadeel is dat het ondoenlijk is de totale constructie door te meten. Deze methode kan wel gebruikt worden om een van de andere methoden te controleren. Op grond van bovenstaande overwegingen vallen methode 3 en 4 dus allereerst af. Omdat met modale analyse de werkelijke toestand beter kan worden benaderd dan met de eindige elementen methode wordt gekozen voor de modale analyse.

Verdere informatie over de modale analyse kan verkregen worden bij ir. Hijink en ir. Lo A Foe (beide op de TUE). Bij de eerste kan ook de apparatuur besproken worden.

2.3 Uitwerken plan en faalkansanalyse

Alleen het eerste gedeelte kan nog uitgewerkt worden want daarvan afhankelijk is het verdere verloop van de opdracht.

Plan:

- oefenen met modale analyse
- opstellen meetplan, dit omvat:
 - *bepalen meetpunten
 - *bepalen meetmethode: excitatie-methode
opnemer
- bij elkaar zoeken benodigdheden
- meten
- analyse van de resultaten: trillingsgedrag bepalen
 - wat zijn de zwakke punten
 - wat kan er gedaan worden
- opstellen vervolgplan

Faalkansanalyse:

Een faalkansanalyse bevat vragen die leiden tot het vinden van een mogelijk probleem in de planning en die leiden tot mogelijkheden om de problemen te voorkomen of hun gevolgen te minimaliseren.

1. Er kunnen door onervarenheid moeilijkheden ontstaan bij het meten en bij het verwerken van die metingen.

De kans hierop moet vrij groot geacht worden maar indien dit optreedt is het niet zo ernstig omdat gemakkelijk maatregelen getroffen kunnen worden die de gevolgen beperken tot wat tijdverlies.

Een preventieve maatregel is al genomen door het inlassen van een oefening met modale analyse, maar dit zal het probleem niet in z'n geheel oplossen. Indien er zich problemen voordoen kunnen de gevolgen beperkt worden door contact op te nemen met de voor modale analyse verantwoordelijke personen.

2. Het niet bij elkaar kunnen krijgen van de benodigde spullen.

De oorzaken hiervoor zijn defecten, practica, evt. onwil. Er is niet veel meer aan te doen dan het zo vroeg mogelijk bespreken van de spullen.

3. De resultaten kunnen zodanig zijn dat er niet voldoende infor-

matie vrijkomt.

Oorzaken hiervan zijn het gebruiken van verkeerde meetmethoden, niet kloppende veronderstellingen en onjuist meten. Dit zou een ernstig probleem zijn maar niet zo waarschijnlijk. Vooral als vooraf overleg gepleegd wordt met mensen die ervaring hebben met modale analyse. Bovendien worden de mogelijkheden van modale analyse door het oefenen wel duidelijk.

Bij eventueel optreden van dit probleem kunnen de gevolgen geminimaliseerd worden door het vroeg genoeg bemerken van het probleem.

Er is nu slechts een plan opgesteld voor het eerste gedeelte van de opdracht. Het vervolg kan uitgewerkt worden als de resultaten van dit gedeelte, van de modale analyse, bekend zijn.

3 UITVOERING MODALE ANALYSE

3.1 Orientatie

Wat is er voor de uitvoering van deze modale analyse nodig?

- *apparatuur betreffende modale analyse
- *2 ladingsversterkers
- *versnellingsopnemer
- *belastings-materiaal

3.1.1 Apparatuur betreffende modale analyse

Dit betreft de, op de faculteit aanwezige, analyzer: 5423A Structural Dynamics analyzer van Hewlet Packard (zie fig. 3.1). Bij deze apparatuur hoort ook een hamer om de constructie mee aan te slaan. Dit is een hamer met een versnellingsopnemer en een zachte kop. Deze zachte kop is in verband met het meten bij lage frequenties, door het type kopmateriaal wordt een zg. self-windowing bereikt (zie fig. 3.2).

Deze apparatuur kan voor maximaal drie dagen per week besproken worden bij ir. Hijink.

3.1.2 Ladingsversterkers

Deze worden geleend bij het laboratorium voor fundamentele werktuigbouw. Het zijn twee ladingsversterkers van Kistler, type 5007

3.1.3 Versnellingsopnemer

De versnellingsopnemer is in het lab voor bedrijfsmechanisatie aanwezig. Het is een Bruel&Elkjaer, type 4367. De opnemer is geschikt voor algemene schok en trillingsmetingen. De gegevens zijn vermeld in fig. 3.3 en 3.4.

3.1.4 Belasting

Aan de belasting moeten twee eisen gesteld worden:

- de belasting moet te variëren zijn.
- variatie van de belasting moet invloed hebben op de te meten grootheden.

De trillingen worden veroorzaakt door traagheidskrachten van de nokschijf-as op het frame. Deze traagheidskrachten zijn door



fig. 3.1

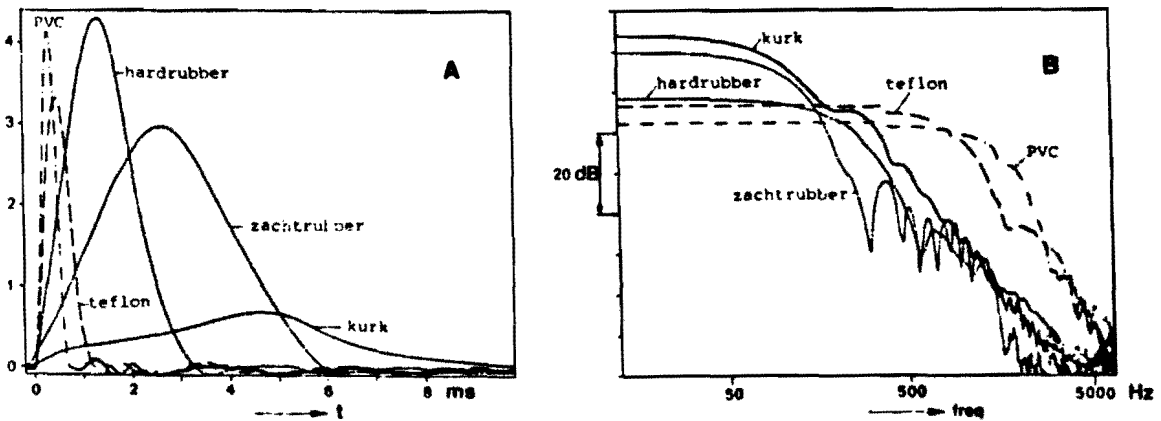


Fig.4.10. Hamerpuls als afhankelijke van het hamerkopmateriaal.

A) Tijddomein B) Frekwentiedomein.

fig. 3.2

situation must be decided upon by the ultimate use of the data obtained and the measuring equipment available. This and the following chapters will demonstrate the facilities provided by a wide range of instruments and discuss their application to practical problems.

6.2. SELECTION OF ACCELEROMETER

An accelerometer is an electromechanical transducer which produces at its output terminals, a voltage or charge that is proportional to the acceleration to which it is subjected. Piezoelectric accelerometers exhibit better all-round characteristics than any other type of vibration transducer and are more-or-less universally preferred for measurements covering a wide frequency range.

The heart of the accelerometer is its piezoelectric elements which are usually made from an artificially polarized ferroelectric ceramic. These piezoelectric elements have the property of producing an electrical charge which is directly proportional to strain and thus the applied force when loaded either in tension, compression or shear. In practical accelerometer designs the piezoelectric elements are arranged so that they are loaded by a mass or masses and a preloading spring or ring. When subjected to vibration the masses exert a varying force on the piezoelectric elements which is directly proportional to the vibratory acceleration. For frequencies lying well under the resonant frequency of the assembly, the acceleration of the masses will be the same as the acceleration of the base, and the output signal level will be proportional to the acceleration to which the accelerometer is subjected.

Two accelerometer configurations are in common use, the compression and the shear types which are shown in the schematic drawings in Fig. 6.2.

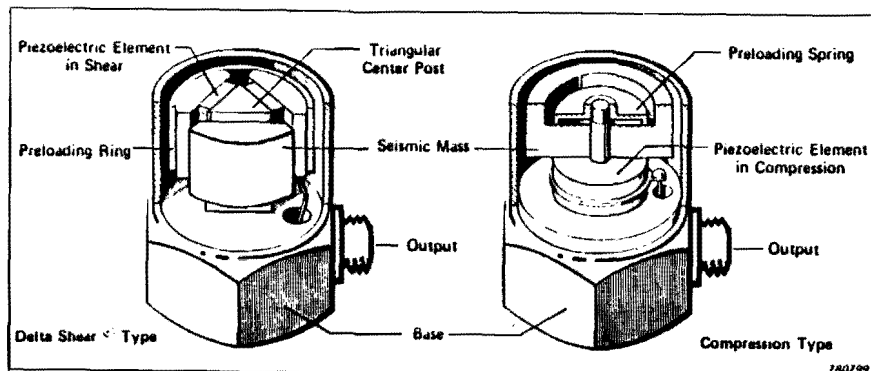


Fig. 6.2. The two accelerometer configurations in common use

Accelerometer Type	Weight (gram)	Charge Sensitivity (pC/ms ⁻²)*	Mounted Resonance Frequency (kHz)	Important Characteristics	Application Areas
4366 Δ	28	~ 4,5	27	Delta Shear [®] Construction having good all-round characteristics and particularly low sensitivity to temperature transients and base strains	General shock and vibration measurements. Vibration testing and control.
4367 Δ	13	~ 2	32		
4368 Δ	30	~ 4,5	27		
4369 Δ	14	~ 2	32		
4371 Δ	11	1 ± 2%	35	Delta Shear [®] types as above. Also have Uni-Gain [®] sensitivity for simple system calibration and interchangeability	General vibration measurements. High sensitivity for low-level measurements
4370 Δ	54	10 ± 2%	18		
4375 Δ	2 excl. cable	~ 0,3	60	Miniature size, low weight Delta Shear [®] type. High resonance frequency	High level and high freq. vibr. measurements. Ideal for delicate structures, panels etc. and in confined spaces
4374 Δ	0,7 excl. cable	~ 0,1	75	Subminiature size, low weight shear type. Very high resonant frequency	
8309 □	3 excl. cable	~ 0,004	180	Miniature size. Integral fixing stud. Integral cable.	Shock measurements up to 1 million ms ⁻² High frequency vibr. measurements
4321 Δ	55	1 ± 2%	40	Three Delta Shear [®] Uni-Gain [®] accelerometers combined in one unit	Vibration measurements in three mutually perpendicular directions
8306 □	40	~ 0,12	30	Quartz element for high stability. Laser calibrated to ± 0,5% accuracy	Reference standard for comparison calibration of accelerometers
8306 □	500	1000	1 kHz LP filter built in	Very High Uni-Gain [®] sensitivity. Built-in Preamp and LP filter. Requires 28V 2mA DC power supply	Ultra low-level (down to 0,000 002 g) and low freq. vibration measurements on large structures
8308 □	100	1 ± 2%	30	Robust construction. Balanced Uni-Gain [®] output. Max. Temp. 400°C	Permanent vibration monitoring. High temp. vibr. measurements. Aeronautical, industrial and nuclear use. Used with preamp. Type 2634
8310 □	100 excl. cable	1 ± 20%	30	As Type 8308 but with integral high temp (800°C) cable	

*Multiply by 9.81 for sensitivity in pC/g Δ Shear Types □ Compression Types 791112

Fig. 6.3. Main characteristics and application areas for B & K accelerometers

In general, it can be said that the shear configuration gives the best all-round results for general purpose accelerometers and the compression design is used for accelerometers which are aimed at particular applications.

Accelerometer Type 436/



Serial no. 783224

Reference Sensitivity at 50 Hz at 24 °C

Cable Capacitance of 109 pF

Charge Sensitivity**
2.15 pC/ms⁻², or 21.1 pC/g*

Voltage Sensitivity*†
1.85 mV/ms⁻², or 18.1 mV/g

Capacitance (including cable) 1166 pF

Maximum Transverse Sensitivity at 30 Hz 1.9 %

Weight 13 grams

Undamped natural frequency 39 kHz
For mounted Resonant Frequency and for Frequency Response relative to Reference Sensitivity, see attached individual Frequency Response Curve

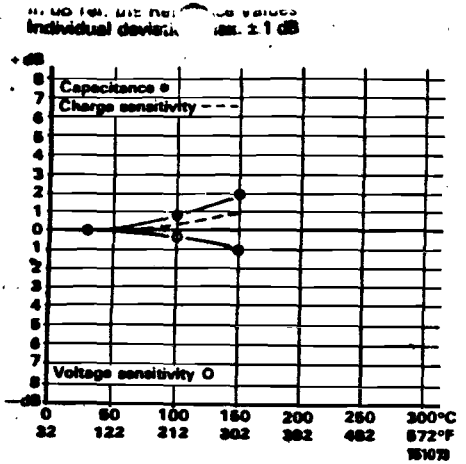
Polarity is positive on the center of the connector for an acceleration directed from the mounting surface into the body of the accelerometer.

Resistance minimum 20000 MΩ at room temperature.

Date 17-4-79 Signature J.J.

* 1 g = 9.807 ms⁻²

** This calibration is traceable to the National Bureau of Standards Washington D.C.
BC 0083



Physical:

 Material: Titanium
 Mounting Thread: 10-32 UNF-2B
 Electrical Connector: Coaxial 10-32 UNF-2A thread

Environmental:
 Humidity: Sealed
 Max. Temperature: 177°C or 350°F
 Max. Continuous Sinusoidal Acc. (peak): 30000 ms⁻² or 3000 g
 Max. Shock Acceleration: 100000 ms⁻² or 10000 g
 Typical Magnetic Sensitivity (50 Hz): 6 ms⁻²/T or 0.06 g/kgauss
 Typical Temperature Transient Sensitivity: (Low Lim. Freq.: 3 Hz) 0.4 ms⁻²/°C or 0.04 g/°C
 Typical Base Strain Sensitivity: 0.008 ms⁻²/μstrain or 0.0008 g/μstrain

For further information see instruction book

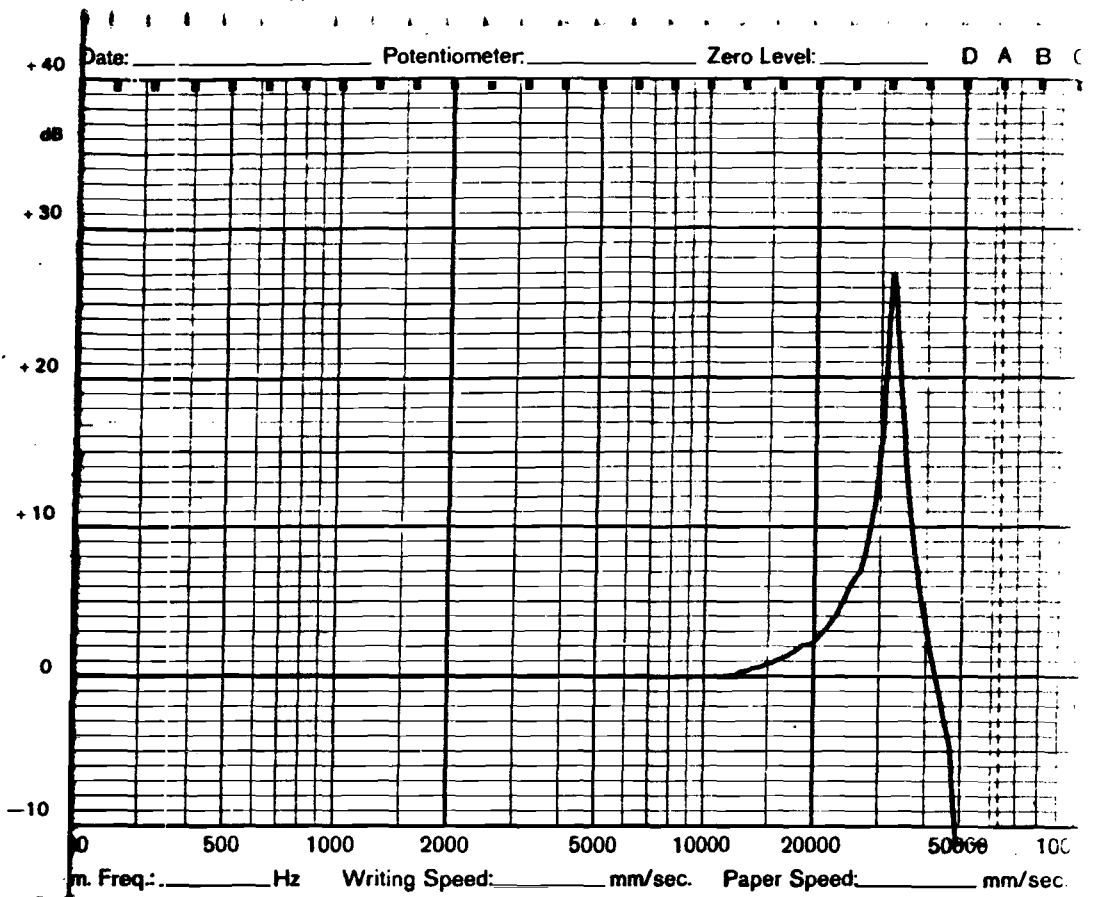


FIG. 3.4

evenwichtsvergelijkingen af te leiden uit de contactkracht tussen nokrol en nokschijf. Deze contactkracht wordt gegeven door de volgende vergelijking:

$$F = \frac{J \cdot \ddot{\theta}}{r}$$

($\ddot{\theta}$ geeft de tweede afgeleide naar de tijd aan)
met: F = contactkracht
J = massatraagheidsmoment van opbouw
 $\ddot{\theta}$ = versnelling door nokschijf aan opbouw opgedrongen
r = straal waarop de nokrollen zitten.

Er moet dus een manier gevonden worden om de opbouw met een massatraagheidsmoment te belasten.

Wordt nu een H-balk op een onderstel gelast, dan kunnen, door het vastklemmen van blokken staal (resp. 133 en 139 kg) op verschillende afstanden van het midden, verschillende waarden voor de massatraagheid gerealiseerd worden (zie bijlage II en fig. 3.5). In bijlage II wordt gecontroleerd of deze massa's nog trillingen in het systeem brengen die de meting kunnen verstoren

3.2 Plan

Het uitgewerkte plan is al gegeven in par 2.3.

Controlemaatregelen:

Er kan van tijd tot tijd geïnformeerd worden bij deskundigen, of de gevonden resultaten kunnen kloppen, hoe zij bepaalde problemen aanpakken, of de meetvoorwaarden voldoen, enz..

Verder moeten de resultaten besproken worden met ing. Bulten en ir. Widlak.

Tenslotte moet ook de gebruikte tijd gecontroleerd worden. Voor deze analyse staat zo'n 250 a 300 uur. Na deze tijd moeten de resultaten die tot dan toe verkregen zijn besproken worden. Er kan dan gekeken worden hoe de opdracht vervolgd kan worden.

3.3 Uitvoering

3.3.1 Model

De punten waarmee het model beschreven wordt moeten zodanig gekozen worden dat ze in drie richtingen aangestoten kunnen worden en bovendien moeten alle mogelijke zwakke plekken in de constructie door de punt-keuze worden gedekt. Dit houdt bijvoorbeeld in dat punten aan weerszijden van een verbinding tussen

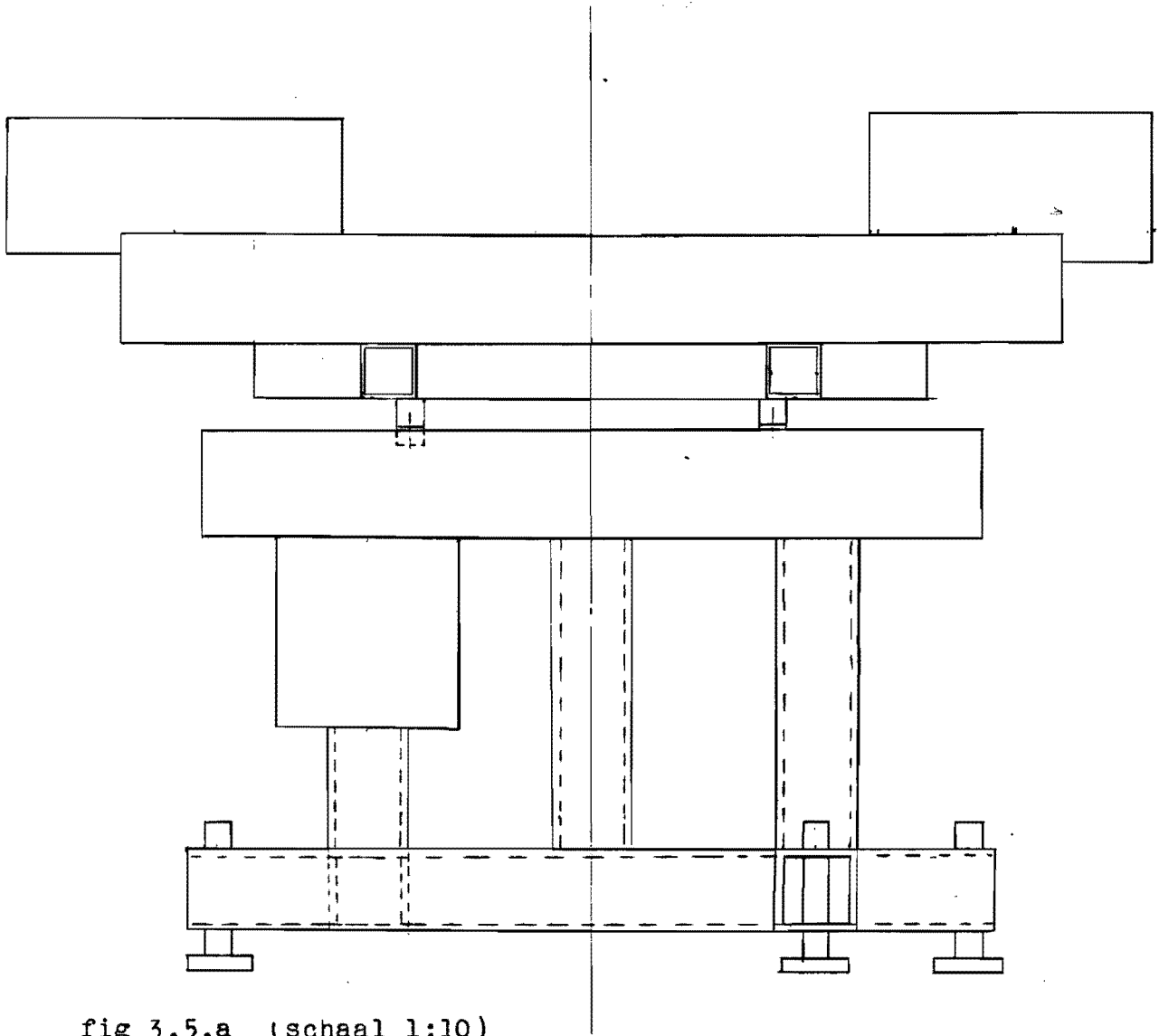
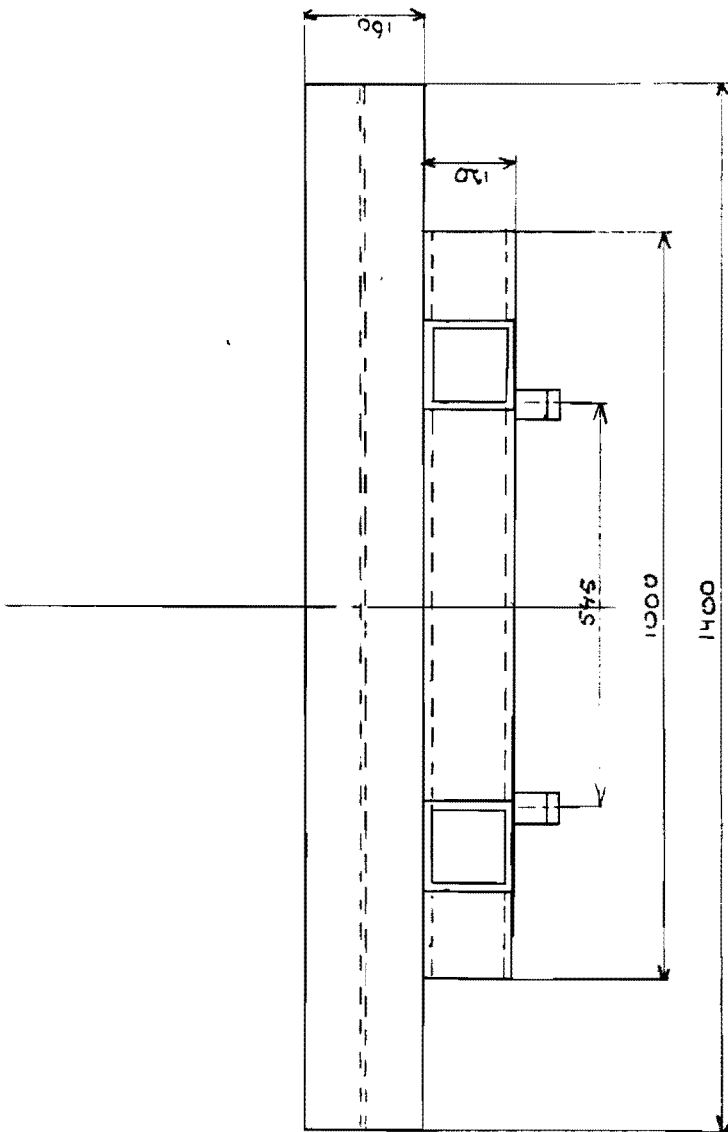
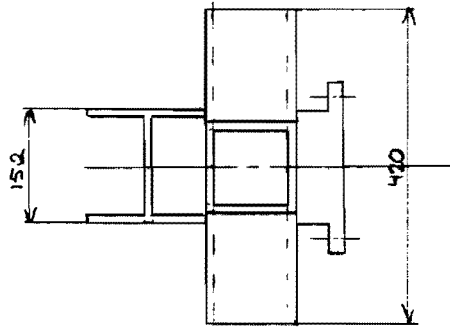


fig 3.5.a (schaal 1:10)

Overzicht van het aanbrengen van rotor-belasting

fig. 3.5.b

Zij- en vooraanzicht van de massa-drager



balken, mogelijk een zwak punt in de constructie, gekozen moeten worden, zodat aan de hand van de verplaatsingen in die punten gezegd kan worden of zo'n verbinding ook werkelijk een zwak punt is.

Aan de ronde dekplaat wordt gemeten in 8 punten. Dit zijn voldoende punten om de beweging van de bedplaat weer te geven en de punten kunnen dan zo gekozen worden dat ze zowel in x- als in y-richting aan te stoten zijn (zie fig. 3.6 en bijlage III).

Om een goed beeld te krijgen van de buiging in de horizontale balken worden op elke balk vier meetpunten gekozen. Dit zijn de punten aan begin en einde van de balk, ter plaatse van de bevestiging van de verticale balk en ter plaatse van de verbinding met de tweede horizontale balk. Zo wordt een beeld gekregen van de buiging van de balken en van de beweging over de verbindingen heen (zie fig. 3.6 en bijlage III).

Voor de verticale balken tenslotte is gekozen voor 3 punten per balk: aan de uiteinden en in het midden van een balk. De uiteinden zijn vanzelfsprekend gekozen door de verbindingen met andere elementen (bedplaat en horizontale balken) en het derde punt is gekozen omdat dan bekeken kan worden hoe de balk beweegt (zie fig. 3.6 en bijlage III).

3.3.2 Metingen

In dit hoofdstukje gaat het om de vraag welke metingen waarom gedaan moeten worden.

Het gaat hier om metingen van de overdrachtsfunctie omdat dan gemakkelijk een verband tussen kracht en uitwijking gelegd kan worden (zie bijlage IV).

Allereerst moeten er metingen verricht worden om het trillingsgedrag van de bedplaat te bepalen, dit omdat deze informatie inzicht kan verschaffen in de onnauwkeurigheid van de molen.

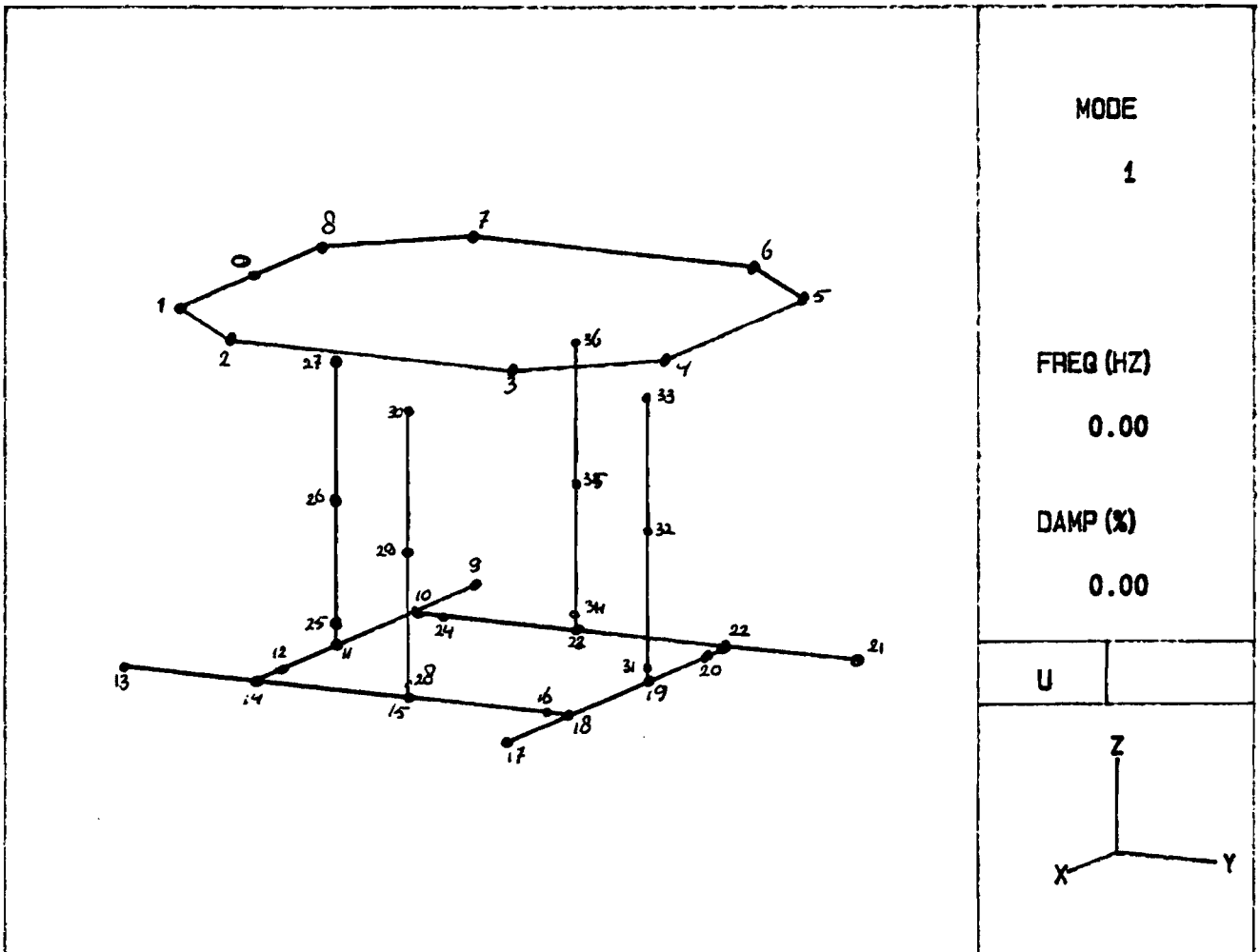
Ten tweede moeten er metingen verricht worden om het trillingsgedrag van de totale constructie te bepalen omdat op deze wijze een mogelijkheid gecreëerd wordt om de oorzaak van de onnauwkeurigheid te vinden zodat er ook aan het gedeelte van de opdracht betreffende constructieve verbeteringen voldaan kan worden.

Tenslotte moeten er nog metingen gedaan worden om andere invloeden (zie par 3.3.2.3) te kunnen bepalen zodat we bij het trekken van conclusies uit de eerste twee groepen metingen rekening kunnen houden met die andere invloeden.

3.3.2.1 Bedplaat

De bepaling van het trillingsgedrag van de bedplaat wordt gedaan

fig 3.6



MODE

1

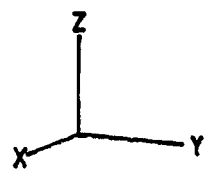
FREQ (HZ)

0.00

DAMP (%)

0.00

U



voor vier verschillende belastingen (zie bijlage II). De belasting varieert dan van de minimale tot maximale waarde omdat dan bepaald kan worden wat de invloed is van de belasting op bijvoorbeeld de eigenfrequentie van de constructie.

De bedplaat wordt in acht punten in drie richtingen aangestoten, terwijl in punt 26 in x-richting een versnellingsopnemer geplaatst is (zie par.3.3.1). De versnellingsopnemer is hier geplaatst omdat in dit punt de stootkracht van de nokschijf-as via de lagering op de omzetskast en dus op het frame overgebracht wordt. Is nu de grootte van de kracht bekend, dan kunnen op eenvoudige wijze de amplitudes van de punten van de bedplaat gevonden worden door vermenigvuldigen van de overdrachtsfuncties met die kracht.

3.3.2.2 Constructie

Het trillingsgedrag van de totale constructie wordt bepaald bij twee waarden voor de belasting, te weten de minimale en maximale belasting. Dit is voldoende omdat we niet zozeer geïnteresseerd zijn in de invloed van de belasting op het trillingsgedrag maar veel meer in de bewegingen in het frame. Doordat er toch bij twee belastingen gemeten wordt, worden eventuele verschillen toch geconstateerd.

Nu worden alle 36 punten in x-, y- en z-richtingen aangestoten. Verder verandert er niets aan de opzet.

3.3.2.3 Invloeden

Er wordt gemeten aan een invloed die eventueel van belang zou kunnen zijn op het trillingsgedrag: de stand van de nokschijf.

De nokfunctie is een negende-graads polynoom met een omzethoek van 180 graden. Het verloop van het profiel, de snelheid en de versnelling zijn dan als in figuur 3.7.

De contactkracht tussen nokrol en nokschijf zal steeds loodrecht op het nokprofiel gericht zijn en verandert dus steeds van richting: van geheel in x-richting in het rustgebied, tot een y-component in het heffgedeelte. Omdat steeds de overdrachtsfunctie bepaald wordt is de invloed van de stand van de nokschijf verder alleen of de nokrol bij metingen zo staat dat er zowel een x- als y-component van de kracht optreedt. De maximale kracht treedt daar op waar de versnelling maximaal is en dat is dus op 1/4 en 3/4 van de hefffunctie, dit is dus op 45 en 135 graden van de hefffunctie. Het is dus het beste bij die stand alle metingen te verrichten. Verder kan nog gecontroleerd worden of bovenstaande overeenkomt met de werkelijkheid door op nog een aantal punten van de nokschijf een aantal metingen te verrichten. Daartoe wordt bij een stand van de nokschijf van 90 en 180 graden (resp. maxi-

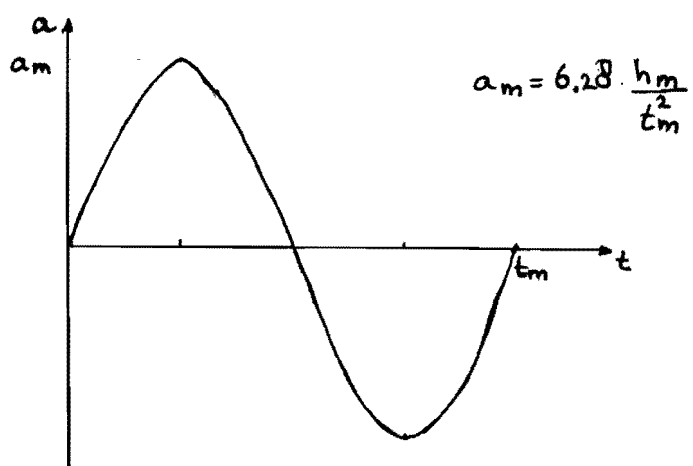
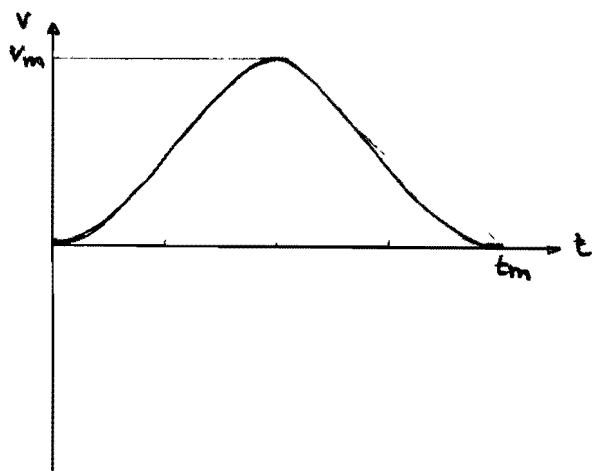
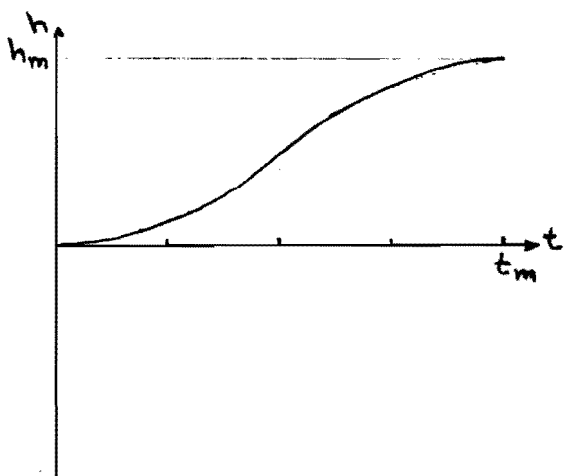


fig. 3.7

male en minimale y-component) een meting verricht zoals al eerder beschreven in par 3.3.2.1 en 3.3.2.2.

3.3.2.4 Meetplan

Bovenstaande leidt tot het volgende meetplan:

belasting kg*m ²	aanslagpunten	meetpunt (versnel.opn.)	opmerkingen
120	alle punten van constr.	punt 26	trillingsgedrag constructie bij maximale belasting.
120	2 en 6	punt 26	metingen t.b.v. de invloed van de stand van de nok. Gemeten wordt bij een stand van 90, 135 en 180 graden.
120	motor	punt 6	invloed trillingen van motor.
120	vloer	punt 6	invloed trillingen van vloer.
60	alle punten van bedplaat	punt 26	trillingsgedrag bedplaat.
30	alle punten van bedplaat	punt 26	trillingsgedrag bedplaat.
0	alle punten van constr.	punt 26	trillingsgedrag constructie zonder belasting.

3.3.4 Meetcondities

Door het uitvoeren van oriënterende metingen kunnen de meetcondities bepaald worden. Dit zijn gegevens die in de analyser ingegeven moeten worden en waarmee de analyser de metingen omvormt tot het uiteindelijke resultaat. Deze condities worden vastgelegd in de measurementstate (zie fig. 3.8) en uitgelegd in bijlage V.

3.4 Meetresultaten

3.4.1 Algemeen

Over de meetresultaten moet het volgende opgemerkt worden: Het

fig. 3.8

MEASUREMENT STATE

MEASUREMENT :	TRANSFER FUNCTION
AVERAGE :	3 , STABLE
SIGNAL :	IMPACT , TH= 2, FW= 31.45 m, EW= 5.97
TRIGGER :	INTERNAL , CHNL 1

CENT FREQ :	0.0 HZ	ΔF :	781.250 mHZ
BANDWIDTH :	200.000 HZ		
TIME LENGTH :	1.28000 S	ΔT :	1.25000 mS

<u>CHAN #</u>	<u>RANGE</u>	<u>AC/DC</u>	<u>DELAY</u>	<u>CAL (EU/V)</u>
1	5 V	DC	-3.75000 mS	200.000
* 2	5 V	DC	-3.75000 mS	1.00000

blijkt dat bij de oriënterende metingen gekeken is naar de verkeerde resultaten. De informatie had niet gehaald moeten worden uit de gemeten overdrachtsfunctie, een functie met versnelling gedeeld door de kracht, maar uit de tweemaal geïntegreerde overdrachtfunctie, (de overdrachtfunctie delen door $(i\omega)^2 = -\omega^2$) dus een overdrachtfunctie met verplaatsing gedeeld door kracht. Dan was duidelijk geworden dat de bandwijdte niet 200 maar 50 Hz had moeten zijn. Bovendien blijkt na de metingen dat na integreren informatie verloren gaat. Immers door het delen door het kwadraat van de hoeksnelheid en dus het kwadraat van de frequentie worden de waarden aan het begin van het bereik zo'n 40000 maal zo groot als aan het eind van het bereik. Dit resulteert bij lage frequenties (tot 3 a 4 Hz) in een grote piek die niets te maken heeft met wat daar werkelijk gebeurt. Doordat ik vooral geïnteresseerd ben in de lage frequenties is er veel essentiële informatie verloren gegaan. Een oplossing voor dit probleem zou mogelijk een aantal controlemetingen, waarbij ook de (eigen-) frequentie van de trillingen gemeten kan worden, zijn.

3.4.2 Omwerken van de meetresultaten

Door het bewerken van de meetresultaten, bestaande uit overdrachtsfuncties, kunnen eigenfrequentie, demping, modale residuen en mode-shapes gegenereerd worden. De modale residuen geven de amplitude (soepelheid) van de constructie en de mode-shapes geven figuren waarin te zien is hoe de constructie trilt (zie bijlage VI).

3.4.3 Constructie en bedplaat

3.4.3.1 Eigenfrequentie en demping

Hier worden een aantal tabellen gegeven waarin de eigenfrequenties en demping van de constructie gegeven wordt bij verschillende belasting. Er lijken 3 modes gedefinieerd te kunnen worden met een laagste eigenfrequentie van 6.8 Hz. Deze frequenties liggen boven het verwachte werkgebied en het lijkt er dus op dat de constructie niet in z'n eigenfrequentie trilt (zie bijlage VII). Overigens valt op dat met $\omega = \sqrt{c/J}$ en $c = \text{constant}$ en $J = 205 \text{ kgm}^2$ de waarden van de eigenfrequentie niet met elkaar kloppen.

Nu kunnen nog wel de zwakke punten van de constructie gevonden worden, maar er kan geen conclusie getrokken worden betreffende de nauwkeurigheid van de machine.

3.4.3.2 Amplitudes

Opvallend is het dat de soepelheden niet gelijk zijn in een mode. Immers de stijfheid is een, voor de mode, constante en de soepelheid is de reciproke waarde van de stijfheid. Omdat de gevonden eigenfrequenties buiten het werkgebied vallen is er nog niets te zeggen over de werkelijke amplitude.

3.4.3.3 Mode shapes

De mode-shapes geven de vervormingen van de constructie aan bij een aanstoting in punt 26 (zie fig. VII.1 t/m VII.9). De groene structuur is de niet aangestoten en de bruine de vervormde constructie.

mode 1: Bij de belastingen van 0 t/m 60 kgm^2 is een duidelijke x-verplaatsing te onderscheiden. Bij een belasting van 120 kgm^2 is dit minder te zien, daar lijkt ook een torsie op te treden. Voor de minimale en maximale belasting is ook gekeken naar de bewegingen in het frame. Bij een belasting van 0 kgm^2 is de x-beweging bijna volledig te verklaren door een scheefstand van het totale frame. Bij een belasting van 120 kgm^2 lijken de balken meer door te buigen en bovendien vertoont het frame meer een starre rotatie.

mode 2: Hier bij de lagere belastingen een x-verplaatsing gepaard gaande met een rotatorische beweging terwijl bij maximale belasting de rotatorische verplaatsing domineert. De beweging in x-richting lijkt ook nu weer, bij minimale belasting, veroorzaakt te worden door de poten, maar nu is dat niet de enige oorzaak. Er treedt nu ook een vrij sterke buiging op in het frame. Dit laatste geldt ook bij maximale belasting.

mode 3: De verplaatsing neemt hier duidelijk toe met toenemende belasting en het resulteert in een x-verplaatsing bij een belasting van 120 kgm^2 . Er lijkt sprake van een volmaakt rechtlijnige beweging die veroorzaakt wordt door een kanteling van het frame.

3.4.4 Stand van de nokschijf

Allereerst moet worden opgemerkt dat, nu blijkt dat de eigenfrequenties te hoog liggen ten opzichte van het werkgebied van de molen, de invloed van de stand van de nokschijf in feite niet meer van belang is.

Uit de metingen blijkt dat er geen noemenswaardig verschil is tussen de standen. Dit bevreemdt toch wel enigszins omdat in een van de standen waarin gemeten is (180 graden) een van de krachtcomponenten niet aanwezig zou moeten zijn. Dan is er immers geen contact tussen nokrol en nokschijf in y-richting en dus wordt er geen kracht overgedragen in die richting en dus zou de over-

drachtfunctie in die richting nul moeten zijn. Dat dit niet het geval is zou verklaard kunnen worden door een niet goed contact tussen nokrol en nokschijf of doordat niet op precies 180 graden gemeten is waardoor die bepaalde component toch aanwezig was.

3.5 Conclusies

Uit de voorafgaande modale analyse kunnen nog geen conclusies getrokken worden. De gevonden eigenfrequenties liggen buiten het te verwachten werkgebied en het werkgebied wordt hier versluierd door de integratie zodat nog onbekend is hoe groot de amplitude van de trilling werkelijk is.

Wel kan al gekeken worden naar zwakke punten. Het belangrijkste wat dan opvalt is dat het frame voor het grootste deel als star lichaam beweegt. Dit wordt veroorzaakt doordat het frame slecht op de poten staat. Aan de achtergrond of oplossing hiervan wordt later meer aandacht besteed.

Ook valt er te zien dat er nogal wat onregelmatigheden zitten in de resultaten van de modale analyse (eigenfrequenties die niet met elkaar kloppen, een veranderende beweging in een mode). Een mogelijke oorzaak daarvan zou kunnen zijn dat nokrol en nokschijf geen goed contact maken.

Omdat uit deze modale analyse geen conclusies getrokken kunnen worden, moeten er controlemetingen verricht worden. Het doel van deze metingen zal zijn het controleren van de gegevens verkregen met de modale analyse en, indien er geen overeenkomsten zijn, het kijken naar wat er nu eigenlijk aan de hand is zodat met die gegevens de opdracht kan worden voltooid.

3.6 Controle

Er moet gekeken worden naar de nog beschikbare tijd. Er is nu nog zo'n 140 uur beschikbaar en in die tijd moeten controlemetingen gedaan worden, moet een aanzet gegeven tot een model en moet er gewerkt worden aan constructieverbeteringen. De tijdsbesteding wordt uitgewerkt in het volgende hoofdstuk.

4 VERVOLGPLANNING

4.1 Orientatie

Volgens de oorspronkelijke planning moet nu nog gewerkt worden aan constructieve verbeteringen en een aanzet tot een dynamisch model. Het is wel duidelijk dat na de modale analyse allereerst nog metingen verricht moeten worden om de resultaten te controleren, terwijl deze metingen ook inzicht moeten verschaffen in het werkelijke gedrag van de molen.

Vervolgens kan dan nog gekeken worden naar verbeteringen en een model van de basismolen.

4.2 Plan

Voor de metingen, het model en de verbeteringen is nog 150 tot 170 uur beschikbaar.

4.2.1 Controlemetingen

De mogelijkheden om de modale analyse te controleren zijn:

a. met de hand doorrekenen (vergeetmij nietjes ed)

Aan de ene kant moet dit vrij gemakkelijk zijn door het feit dat er slechts balkelementen doorgerekend hoeven te worden omdat de stijfheid van het frame een veel grotere invloed zal hebben dan de stijfheid van de bedplaat. Anderzijds zijn er dan vrij veel knooppunten in de constructie en dus veel vergelijkingen.

Een ander punt dat tegen deze methode spreekt is het feit dat in de modale analyse is gebleken dat het frame niet zo veel vervormt maar dat we veel meer te maken hebben met een starre beweging van het frame. Deze methode zou dus eventueel gebruikt kunnen worden om dat aspect aan te tonen.

b. eindige elementenmethode

Het gebruiken van de eindige elementenmethode zou betekenen dat weer veel tijd besteed zou moeten worden aan het kennis maken met de apparatuur en de methode. Ten tweede komen we zo niets te weten over de molen zelf, maar alleen over het model van de molen. Ten derde geldt hier hetzelfde bezwaar als boven betreffende de stijfheid van het frame. Tenslotte is dit ook nog een zeer kostbare methode.

c. meten van hysteresis-lussen (statisch bepalen stijfheid)

Deze methode is voldoende voor een globale controle van de resultaten uit de modale analyse, maar dan alleen voor de verplaatsingen en niet voor de controle van bijvoorbeeld de trillingsfrequentie.

d. meten van de verplaatsingen

De voordelen van deze methode zijn dat hiermee een inzicht wordt verkregen in het werkelijke trillingsgedrag van de molen en dat bovendien, bij juiste keuze van het meetinstrument, alle aspecten van de modale analyse gecontroleerd kunnen worden.

Gekozen wordt voor methode d. Deze voldoet aan de eisen. Aan de hand van de resultaten kan de constructie nog met de hand doorge-rekend worden.

De totale tijdsbesteding voor deze metingen bedraagt ongeveer 100 uur.

4.2.2 Dynamisch model

Eerst moet gekeken worden naar de resultaten uit de metingen. Blijkt hieruit dat een simpel dynamisch model opgesteld kan worden, kan dat uitgevoerd worden. Blijkt echter dat er geen duidelijk zicht is op een eenvoudig model dan zal dit onderdeel bestaan uit het geven van, op literatuur gebaseerde, richtlijnen voor het opstellen van een dynamisch model. Eventueel kunnen dan controlemetingen uitgevoerd worden.

De beschikbare tijd voor deze deelopdracht bedraagt 40 uur.

4.2.3 Constructieve verbeteringen

Aan de hand van de verkregen resultaten, uit modale analyse, verplaatsingsmetingen en het model, kunnen de zwakke punten van de constructie bepaald worden. Dan kunnen voor deze punten een aantal alternatieven worden bedacht.

De beschikbare tijd hiervoor is ongeveer 40 uur.

5 VERIFICATIEMETINGEN

5.1 Orientatie

Het doel van deze metingen is, zoals al aangemerkt, het controleren van de gegevens uit de modale analyse. Aan dit doel kan worden voldaan door het meten van de (maximale) verplaatsingen.

De werkwijze zal zijn:

- keuze van het meetinstrument
- bouwen van de opstelling
- molen laten draaien ter orientatie en ter bepaling van de dominerende bewegingsrichting. Bovendien kan nu gekeken worden naar het trillingsgedrag van de totale molen, dus ook het frame.
- meting van de trillingsamplitudes bij verschillende belastingen en snelheden
- verwerken gegevens

5.1.1 Meetinstrument

Het meetinstrument moet in staat zijn een volledig beeld te geven van de trilling van de machine. Dit betekent een instrument dat kan meten bij lage frequenties, dus geen versnellingsopnemer, en voldoende nauwkeurig is (bij hoge belastingen en snelheden worden amplitudes verwacht tot 1mm).

Een mogelijkheid wordt vanuit de Lichtgroep aangereikt: contactloze verplaatsingsopnemers (voor gegevens zie bijlage VIII).

Deze opnemer meet alleen de nadering van een oppervakte, de bedplaat, tot de opnemer. Met een verplaatsing evenwijdig aan de opnemer wordt dus geen rekening gehouden. Een zijdelingse verplaatsing geeft een afwijking, maar in bijlage IX wordt aangetoond dat deze afwijking te verwaarlozen is.

5.1.2 Opstelling

Ten eerste is daar de opstelling betreffende het meetinstrument. De contactloze verplaatsingsopnemer moet onafhankelijk, dit is dus niet door de trillingen van de molen beïnvloed, opgesteld worden. Dit is in het Lab alleen te bereiken door het plaatsen van de molen en de opnemer op twee verschillende funderingen.

De opnemer kan nu met een balkconstructie "tegen" de molen geplaatst worden.

Dan wordt de belasting van de molen tov de modale analyse iets anders verzorgd. Ipv de H-balk wordt nu een UNP-180 balk gebruikt. Op deze manier wordt het zwaartepunt van de balk verlaagd

en wordt bovendien een betere aanligging bereikt. Ook moeten er nu natuurlijk klemmen gebruikt worden om de massa's goed vast te kunnen leggen.

5.1.3 Oriënterende metingen

Tijdens het laten draaien van de molen blijkt de hoofdtrilling te bestaan uit een rotatorische trilling van de bedplaat. Bij nadere bestudering blijken ook de voeten in diezelfde richting mee te trillen en dus kan gezegd worden dat de voornaamste trilling een rotatorische trilling van het totale frame is.

Bovenstaande wordt bevestigd door metingen in een punt in drie richtingen en door een meting van de trillingsamplitude van een voet, deze blijkt op zo'n 80 % van die van de bedplaat te liggen. Bovendien blijkt nog dat amplitudes op verschillende punten van de bedplaat nauwelijks van elkaar afwijken.

Daarom wordt gekozen om te meten in punt 0 (zie bijlage III en fig. 3.6) in tangentiële richting.

5.2 Metingen

5.2.1 IJkkromme

Allereerst wordt een ijk-kromme bepaald. Deze kromme dient later ter omrekening van de afgelezen spanning naar verplaatsingen. De gevoeligheid kan ingesteld worden met een potentiometer in de converter (zie fig. 5.1).

5.2.2 Snelheid en belasting

De onnauwkeurigheid van de molen wordt bepaald bij verschillende belastingen en snelheden. Omdat in de orientatie gesteld is dat het probleem optreedt bij hoge snelheden en belastingen kunnen de metingen beperkt worden tot een paar hogere snelheden, nl. 5000, 7500 en 10000 producten per uur. Deze verschillende snelheden kunnen bereikt worden door het verwisselen van een riemschijf aan de motor (zie bijlage X).

Met behulp van de maximaal toelaatbare Hertze spanning tussen nokrol en nokschijf kunnen de maximaal toegestane belastingen bij die snelheden gevonden worden (zie bijlage X)

Er moet worden getracht om bij de verschillende snelheden met dezelfde belasting en per snelheid met een aantal verschillende belastingen te meten zodat een duidelijk beeld van het verloop van de trillingsamplitudes verkregen kan worden.

V(V) ↑

15

10

5

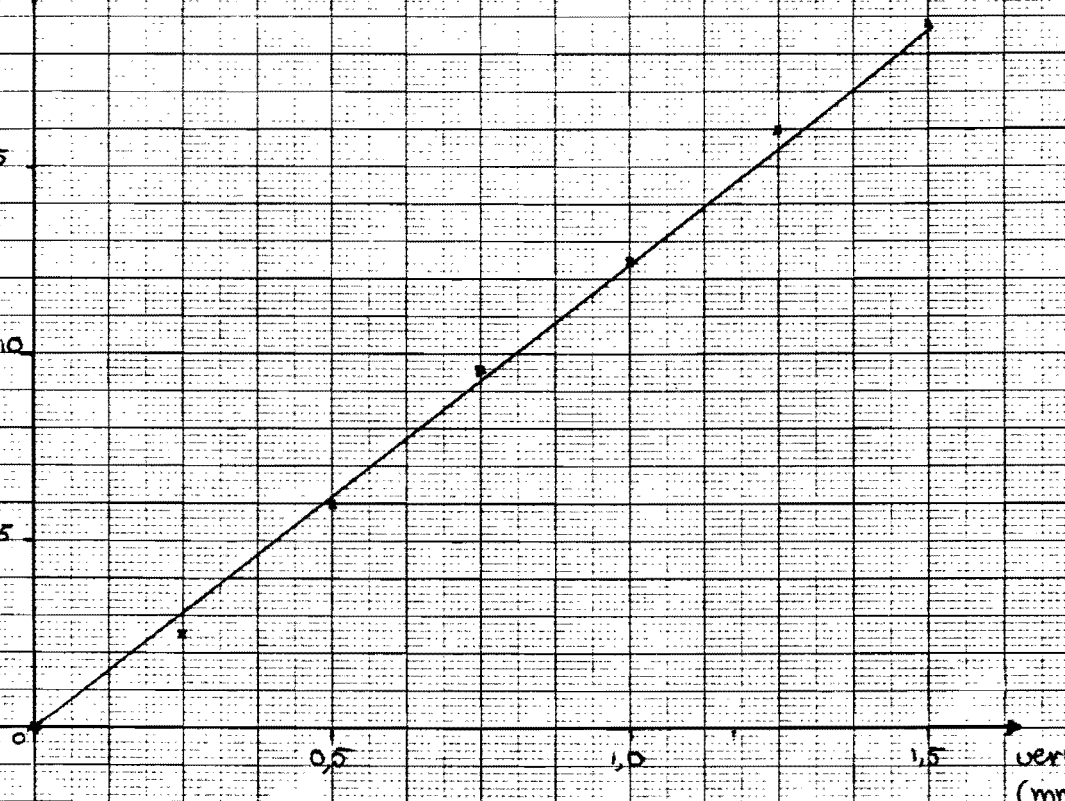
0,5

1,0

1,5

verplaatsing
(mm)

fig. 5.1



C

5.3 Resultaten

De resultaten van deze metingen omvatten in eerste instantie een aantal grafieken waarin de verplaatsing als functie van de tijd is uitgezet (zie bijlage XI). Uit deze grafieken blijkt dat de trilling is op te delen in 2 stukken. Het eerst deel is het stapgedeelte. Daar wordt een uitwijking aan het frame opgedrongen. Het tweede deel is het rustgedeelte, daar trilt de molen na in z'n eigenfrequentie.

Hieruit kunnen grootheden als amplitude, eigenfrequentie en snelheid opgemeten worden. Deze staan in een tabel in bijlage XI. Samengevat blijkt het volgende: De maximaal gemeten afwijking van de nulstand bedraagt 1 mm en deze treedt op bij een snelheid van 7516 prod/uur. De afwijking van de nulstand neemt af bij afnemende snelheid en belasting. De gemeten eigenfrequenties lopen van 14 tot 20 Hz en dit is iets hoger dan gevonden bij de modale analyse. Opvallend is dat deze eigenfrequenties bij een bepaalde belasting niet gelijk zijn. De bij modale analys gevonden amplitudes kunnen niet vergeleken worden met deze amplitudes.

De amplitude is ook nog uitgezet in grafieken. In een grafiek tegen de belasting met de snelheid als parameter en in een andere tegen de snelheid met de belasting als parameter (zie bijlage XI). Deze grafieken dienen een over-all beeld te geven van de grootte van de onnauwkeurigheid als functie van bepaalde parameters, zoals belasting en snelheid. De grafieken geven een duidelijk beeld van het bovenstaande.

Wordt de amplitude ook nog uitgezet tegen de contactkracht tussen nokrol en nokschijf, dan blijkt dat de amplitude toeneemt met toenemende contactkracht maar er blijkt ook dat de amplitude bij hogere snelheid groter is bij gelijke contactkracht.

5.4 Conclusies

De belangrijkste conclusie die hier getrokken kan worden betreft de beweging van de molen. Dit blijkt een rotatorische beweging van de totale constructie te zijn.

Verdere conclusies zijn dat de onnauwkeurigheid toeneemt met toenemende belasting en met toenemende snelheid van de rotor en verder nog met toenemende contactkracht tussen nokrol en nokschijf.

6 DYNAMISCH MODEL

6.1 Orientatie

Omdat uit de metingen blijkt dat de beweging van de molen voornamelijk bestaat uit een starre rotatie en omdat men vanuit de Lichtgroep nu meer geïnteresseerd is in een terugdringen van de onnauwkeurigheid van de molen zal daadwerkelijk een model opgesteld worden.

6.2 Plan

Bij het opstellen van het dynamisch model onderkennen we de volgende stappen:

- opstellen theoretisch model
- toetsen van dat model aan de meetwaarden
- verbeteren van het model.

6.3 Model

6.3.1 Opstellen van een model

Bij het opstellen van een model wordt uitgegaan van fig. 6.1 en bovendien wordt aangenomen dat de molen als een star lichaam roteert. Uit de schematische tekening (fig. 6.1 boven) volgt dan een model (fig. 6.1 onder). Tevens wordt aangenomen dat de wrijvingskracht voldoende groot is om de poten op hun plaats te houden. Tenslotte wordt er aangenomen dat er geen demping is. Dit moet later wel gecontroleerd worden. De bewegingsvergelijking voor het systeem wordt dan:

$$-M - Mv = J * \ddot{\theta} \quad (6.1a)$$

en dit wordt na invullen:

$$kv*\ddot{\theta} + Js*\ddot{\theta} = Jr*\ddot{\theta} \quad (6.1)$$

Het oplossen van deze differentiaalvergelijking (bijlage XII) geeft de volgende vergelijking voor :

$$\ddot{\theta} = \frac{J*2*\ddot{\theta}*\ddot{\theta}_m}{Js*(w^2*tm^2 - 4*\ddot{\theta}^2)} * (-2*\ddot{\theta} * \sin(w*t) + \sin(2*\ddot{\theta}*t/tm))$$

met: J = massatraagheid rotor

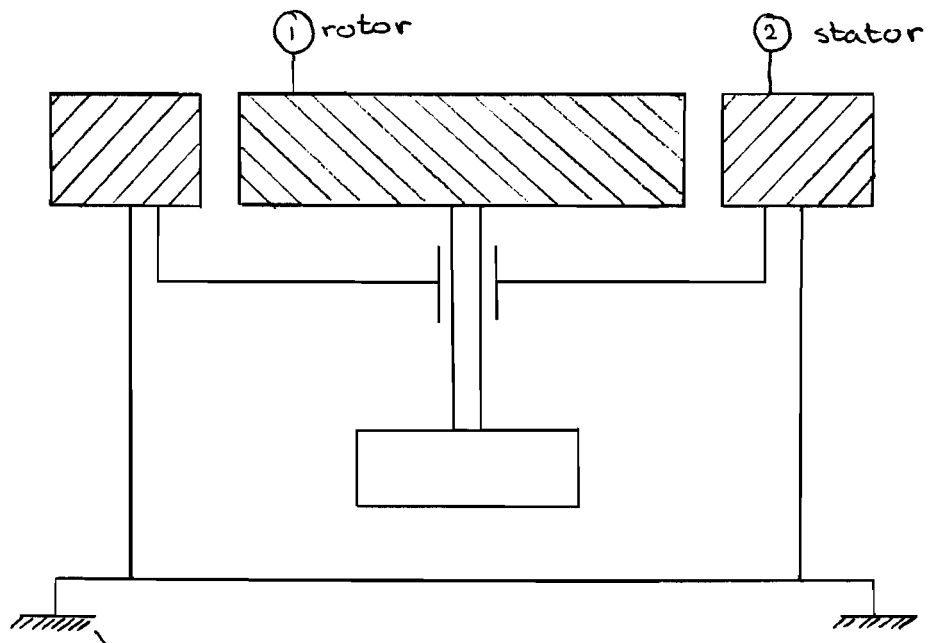
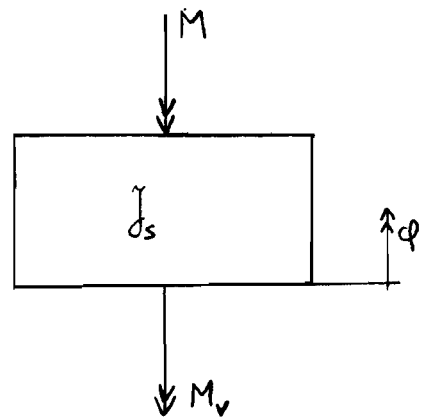
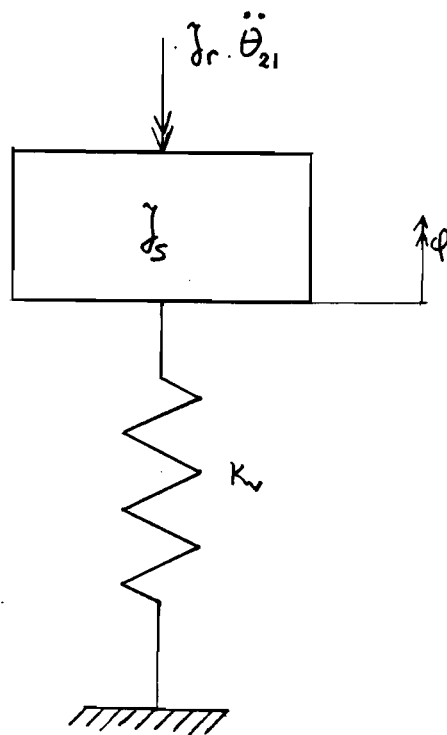


fig. 6.1



$\bar{\omega}_m$ = omzethoek
 w = eigenfrequentie van de (stator-)trilling
 t = tijd
 t_m = doorzet-tijd (=staptijd)
 J_s = traagheidsmoment van de totale constructie

De waarde van de onnauwkeurigheid x kan dan gevonden worden uit:

$$x = r * \sin \bar{\omega} \quad (6.2)$$

met: r = straal van de basismolen
(is in ons geval 636 mm)

6.3.2 Toetsing

Om te toetsen in hoeverre dit model aan de werkelijkheid voldoet worden de uit de verificatiemetingen bekende waarden voor w , J en t_m en een geschatte waarde voor J in (6.2) gesubstitueerd. De resultaten hiervan zijn terug te vinden in bijlage XIII.

De afwijkingen blijken nogal groot te zijn. Dit is misschien te verklaren uit het volgende:

De massatraagheid van de stator is niet goed geschat. Een verandering van de massatraagheid zou een per geval verschillende invloed hebben doordat via de massatraagheid ook de eigenfrequentie wordt beïnvloed (via $w = \sqrt{c/J}$). Het is moeilijk om een preciese grootte van de massatraagheid van de molen te geven, maar toch lijkt een redelijke schatting gemaakt te zijn en daarom wordt deze waarde voorlopig onveranderd gelaten.

Verkeerde hoekfrequentie w . De hoekfrequentie zou voor een bepaalde belasting bij alle snelheden gelijk moeten zijn. Dit geldt voor een massatraagheid van 40 kgm^2 en daarom wordt die als basis voor de berekening van de andere genomen (bijlage XIII).

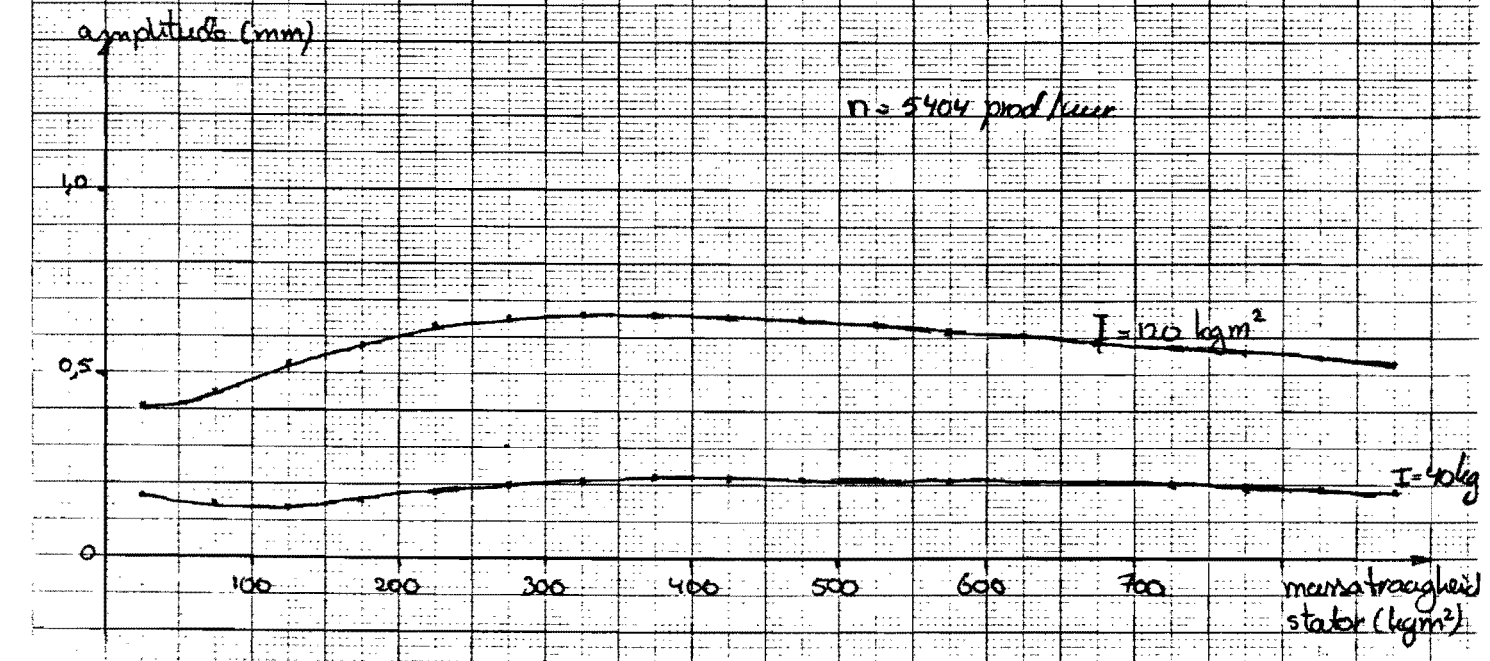
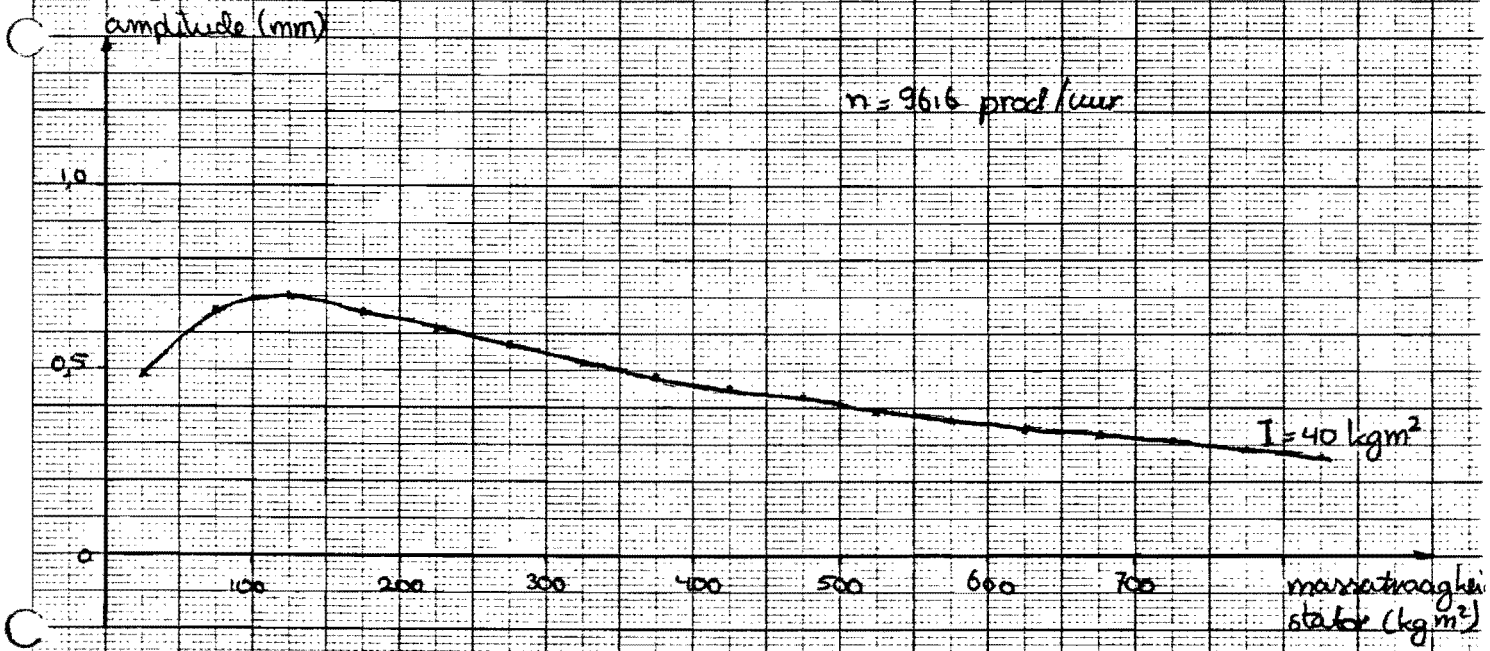
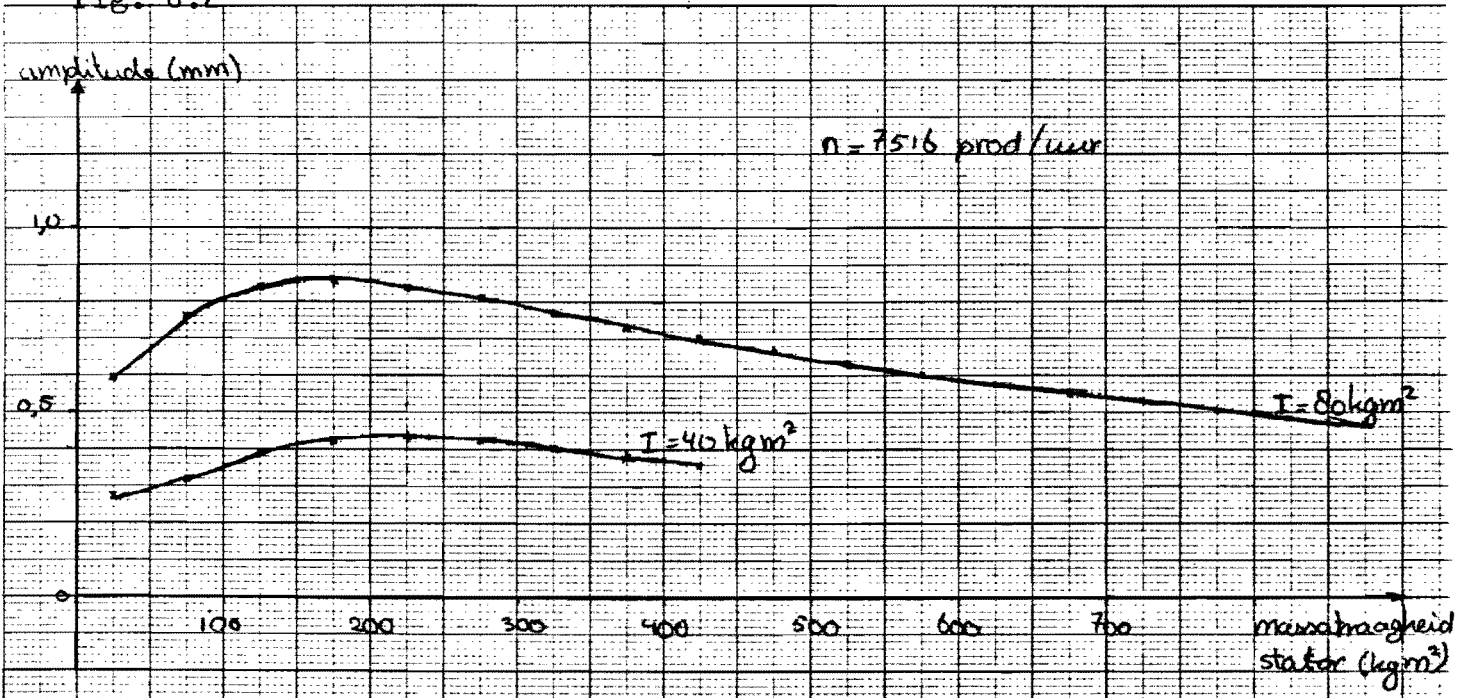
Nu worden de amplitudes uitgerekend met de zojuist bepaalde waarden voor w (zie bijlage XIII). Ook nu zijn er nog verschillen maar niet zo groot als zoeven. Er blijkt dat de gevonden amplitudes groter zijn bij lage snelheid, ongeveer even groot bij gemiddelde snelheid en te klein bij hoge snelheid. Kijkend naar fig. 6.2 wordt opgemerkt dat een verlaging van de gevonden massatraagheid van de stator de gewenste effecten zou bereiken. Het is dan de vraag hoeveel de waarde verlaagd zou moeten worden en mogelijk kan hier nog naar gekeken worden.

Het model is dus nog niet perfect, maar het zal voldoen voor de rest van deze opdracht. Later kan misschien verder onderzoek naar een nauwkeuriger model gedaan worden.

Er is ook gecontroleerd of de uitkomst voldoet aan de gestelde eis betreffende de wrijving. Uit 6.1a volgt een moment M_v en na aftrekken van $k_v * \bar{\omega}$ volgt dan een restmoment van voet op vloer. Dit moment moet kleiner zijn dan het maximale wrijvingsmoment. Dit bleek in alle gevallen zo te zijn.

fig. 6.2

(17)



7 CONSTRUCTIEVE VERBETERINGEN

Hoewel de resultaten van het model niet optimaal zijn, kan er wel gekeken worden of er oplossingen zijn voor het probleem.

Mogelijkheden zijn dan:

- verhogen van de massatraagheid van de stator
- stijfheid kv verhogen

7.1 Verhogen van de massatraagheid

Wat het verhogen van de massatraagheid voor een effect heeft op de grootte van de amplitude is te zien in fig. 6.2. Daaruit blijkt dat een verhoging leidt tot een verlaging van de amplitude bij hogere snelheden (7516 en 9616 prod/uur) en dat bij die snelheden het effect van een relatief kleine verhoging ook redelijk groot is. Bij de laagst snelheid (5404 prod/uur) is iets anders te zien. Daar zit de top-amplitude bij een hogere waarde voor de massatraagheid dan de beginwaarde van $205 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Overigens geldt bovenstaande alleen bij maximale belasting, als de belasting lager wordt verschuift de top-amplitude naar een hogere waarde voor de massatraagheid en verloopt de grafiek ook steeds vlakker zodat het effect van een verhoging van de massatraagheid van de stator relatief steeds kleiner wordt.

Het verhogen van de massatraagheid van de stator gebeurt enerzijds door het plaatsen van werkblokken op de stator, anderzijds moeten er extra massa's aan het frame bevestigd worden. Dit laatste moet zo dicht mogelijk bij de bedplaat gebeuren omdat anders de stijfheid van het frame een rol van betekenis gaat spelen.

7.2 Stijfheid kv verhogen

Een tweede mogelijkheid is het versmallen van de rubbervoet van de basismolen. Door een schuifkracht wordt het rubber vervormd om een afschuifhoek. Indien de dikte van het rubber dus geringer is, wordt de stijfheid groter en dus wordt de afwijking geringer (zie bijlage XIV).

Om dit te testen is nog een meting gedaan. De poten onder de basismolen zijn vervangen door blokken staal geplaatst op een rubbermatjes (ongeveer 1 mm dik). De meting werd uitgevoerd als beschreven in hoofdstuk 5.

Het resultaat hiervan was niet bevredigend. De onnauwkeurigheid van de molen was nu nog groter dan met de oorspronkelijke voeten. Het verschil was echter dat de verschuiving hier veroorzaakt leek

te worden door een schuiven van de poten over de vloer. Uit de berekeningen bleek hier niets van en daarom is het misschien toch de moeite waard hier verder naar te kijken (bijvoorbeeld met een opstelling waarbij een hogere wrijvingskracht tussen rubber en poot cq vloer dan bij deze meting gewaarborgd is).

8 EINDCONCLUSIE

8.1 Basismolen

De belangrijkste conclusie hier is dat de basismolen een starre rotatorische beweging maakt en dat die beweging toeneemt bij toenemende belasting en snelheid. Verder kan gesteld worden dat de amplitude verkleind kan worden door het belasten van de stator met een extra massa-traagheidsmoment, iets dat vooral bij hogere snelheid en belasting effect heeft, en, zo lijkt het, door het versmallen van de rubbervoeten van de molen. Ook is een model opgesteld dat welliswaar nog verbeterd moet worden, maar dat al zeker toegepast kan worden om een benadering van de onnauwkeurigheid te krijgen. Dit model kan toegepast worden voor de hele serie basismolens.

8.2 Uitvoering en opdracht

Uit deze opdracht is vooral naar voren gekomen dat het geen eenvoudige zaak is zelf een metin op te zetten en uit te voeren. Het lijkt mij een groot voordeel hier nu wat ervaring mee te hebben opgedaan, die tijdens het afstuderen weer gebruikt kan worden.

Het tweede probleem betreft de tijd. Door allerlei oorzaken is deze opdracht over een veel te lange tijd uitgespreid. Dit moet verder voorkomen worden.

Verdere ervaringen zijn dat in de volgende opdracht meer tijd vrij gemaakt moet worden voor verslaglegging en dat meer contact gezocht moet worden met de begeleiders en de hoogleraar.

BIJLAGE I: Tekeningen

Deze bijlage omvat een gedeelte van een brochure over de basismol-
len met decentrale aandrijving in het algemeen en een aantal
tekeningen van de basismolen, type 14, te weten:

7222 407 5461 bedplaat
7222 407 5502 lange poot
7222 407 5507 Satvia schotel
7222 407 5553 balk

zie fig. I.1 t/m I.5

Basismolen met decentrale aandrijving

A. EIGENSCHAPPEN

De basismolen met decentrale aandrijving is bedoeld als basis voor een specifieke mechanisatie-machine. De hoofdfunctie is het transporteren van te bewerken producten langs de bewerkingsapparatuur en het continu aandrijven van bewerkingsapparatuur. De specifieke produktafhankelijke apparatuur en produkthouders dienen door de gebruiker te worden ontworpen.

1. Basismolen met decentrale aandrijving

De specifieke eigenschappen van de basismolen met decentrale aandrijving zijn:

- a. De produkten kunnen stapsgewijs of continu worden getransporteerd (roterend). Dit gebeurt d.m.v. een rollenwiel-omzetschijfkombinatie indien het aantal produktposities meer bedraagt dan 20, of d.m.v. een indexeerkast indien het aantal produktposities minder is dan 20 (zie fig. 1, 2 en 3).
- b. De bewerkingsapparatuur moet worden uitgevoerd als zelfstandige unit met eigen nokkenas (zie fig. 12 en 13). Hierdoor ontstaat een grote flexibiliteit bij ontwerp, fabricage en later gebruik. De nokkenas wordt d.m.v. een rondsel, dat in aangrijping is met een continu draaiende tandkrans, aangedreven.

- c. Het transportmechanisme en de aandrijving van de bewerkingsapparatuur zijn mechanisch op hoge snelheid gekoppeld.
- d. De produkthouders, bovenmolen en bewerkingsapparatuur dienen door de gebruiker te worden ontwikkeld.
- e. Er is een serie machines te verkrijgen met gelijke interfaces tussen basismolen en bewerkingsapparatuur (fig. 4).

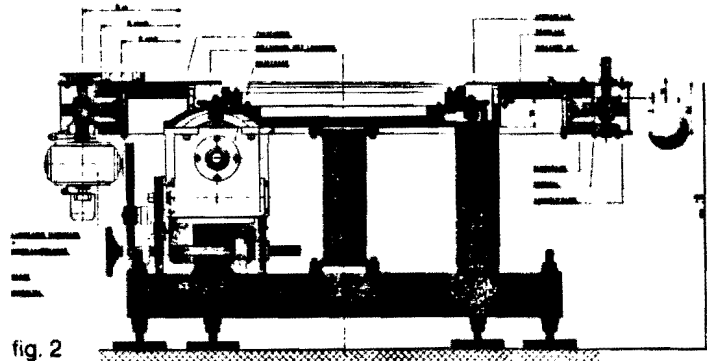


fig. 2

Basismolen met omzetskast

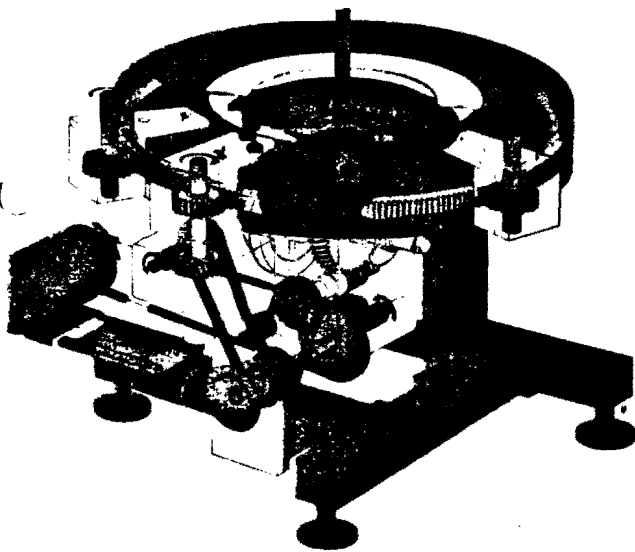


fig. 1

Uitvoeringsvorm bij aantal produktposities > 20

Basismolen met indexeerkast

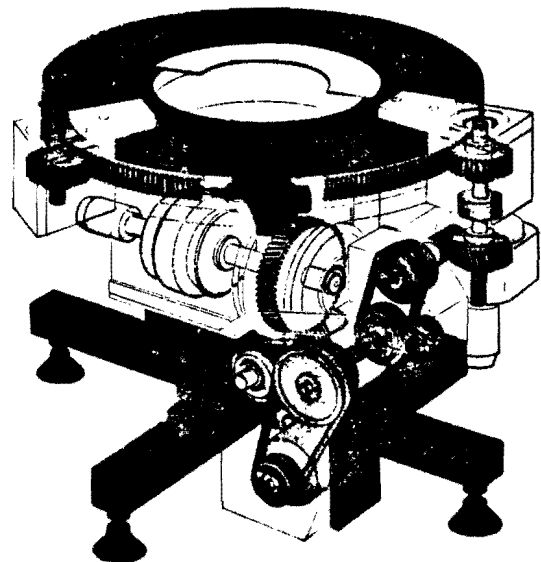


fig. 3

Uitvoeringsvorm bij aantal produktposities < 20

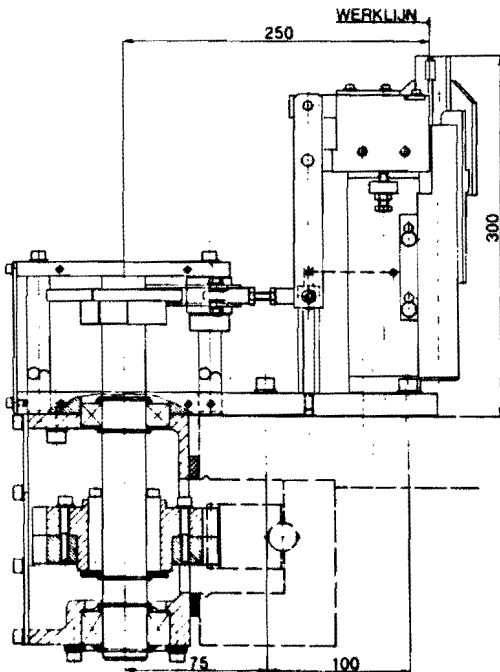


fig. 4
Interfaces

Breedte bewerkingsapparaat 150 mm

2. Eigenschappen decentraal aandrijvingsysteem

Zoals eerder genoemd is bij de basismolen van een decentraal aandrijvingsysteem uitgegaan. De grote voordelen van dit systeem, welke eveneens ten grondslag hebben gelegen aan het ontwerp, zijn:

a. Verkorten doorlooptijd mechanisatieproject

De bewerkingsapparatuur is uitgevoerd met een eigen nokkenas (aandrijving). De apparaten kunnen dus separaat ontwikkeld, gemonteerd en uitgeprobeerd worden. Dit maakt het mogelijk dat meerdere konstruktoren, monteurs en machinestellers gelijktijdig aan de machine kunnen werken, hetgeen de doorlooptijd aanzienlijk verkort (zie fig. 5).

BESTAANDE PROCEDURE	ONTWERP - TEKENFASE	MAKEN IN DE MACHINFABRIEK	TESTEN	BIJZ. STUURF.
PROCEDURE DECENTRAAL AANDELIJF-SYSTEEM				
BASISMOLEN	NOKKEN-AS/MAKEN IN DE MACHINFABRIEK	TESTEN	BIJZ. STUURF.	
BAND AAN DE MUNIT	MAKEN			
LIJST A				
B				
C				
D				
E				
F				
G				
H				

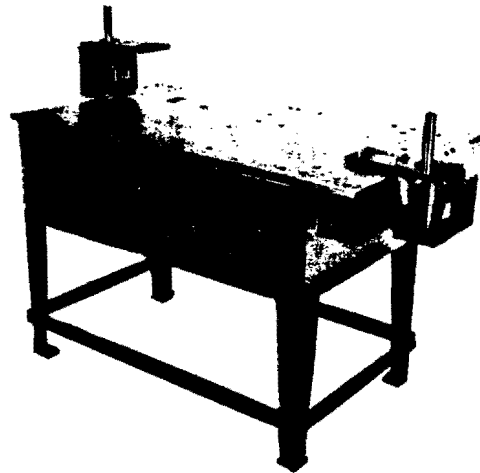
TIJDWINST

VAN DECENTRAAL AANDELIJF-SYSTEEM PROCEDURE T.G.V. PROCEDURE ANDER BASISMOLEN

b. Uitwisselbaarheid van de bewerkingsunits

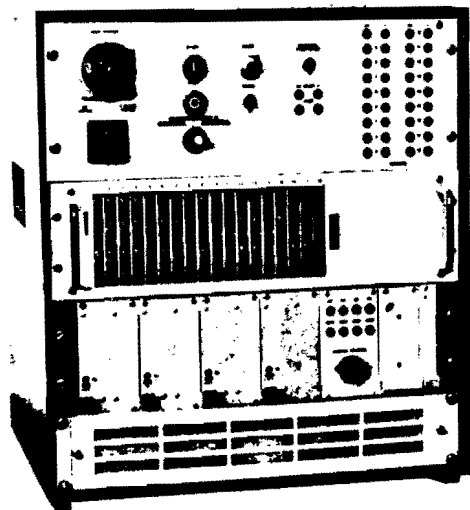
Bij het ontwerp van de bewerkingsapparatuur worden de *interfaces* hetzelfde gehouden; daardoor is het mogelijk de bewerkingsapparatuur uit te wisselen voor plaatsing op andere basismachines en voor het plegen van onderhoud. De geïntegreerde nokkenas (aandrijving) maakt het ook mogelijk om de apparaten separaat uit te proberen en af te stellen op een proefstand (zie fig. 6).

De proefstand verzorgt de aandrijving van de nokkenas. D.m.v. een stuurkast wordt de sturing van de diverse functies verzorgd (zie fig. 7).



Proefstand

fig. 6



Stuurkast

fig. 7

B. LEVERING

De basismolen met decentrale aandrijving wordt geleverd als tekeningenpakket. Dit tekeningenpakket wordt door de gebruiker voorzien van een eigen kodenummer. Eventueel kunnen voor de toepassing, noodzakelijke veranderingen worden aangebracht. De gebruiker bestelt de machine bij Machinefabrieken Werkvoorbereiding; gietmodellen en inkoopgegevens zijn daar reeds aanwezig.

C. DOKUMENTATIE

Uitvoerige beschrijvingen en specificaties van de basismolens zijn ondergebracht in een map "Bouwsystemen voor Produktiemachines" LT 11-.../.... (Voor informatie-adressen zie laatste blad).

D. SPECIFIKATIES

Uitvoeringsvormen (zie fig. 8)

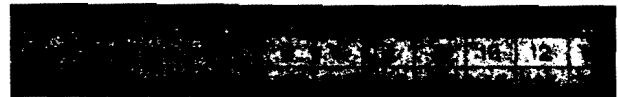
Basismolen met omzetkast

20	1	77	10	2	152	64	1/2	34
20	1	83	10	2	164	64	1/2	34
20	1	98	10	2	194	64	1/2	34
20	1	110	10	2	218	64	1/2	34
20	1	120	10	2	236	64	1/2	34
20	1	137	10	2	274	64	1/2	34
20	1	163						
20	1	183						
20	1	219						
24	1	64	12	2	127	64	1/2	34
24	1	69	12	2	137	64	1/2	34
24	1	82	12	2	162	64	1/2	34
24	1	92	12	2	183	64	1/2	34
24	1	100	12	2	198	64	1/2	34
24	1	114	12	2	228	64	1/2	34
24	1	136	12	2	274	64	1/2	34
24	1	153						
24	1	182						
32	1	61	16	2	122	64	1/2	34
32	1	69	16	2	138	64	1/2	34
32	1	75	16	2	150	64	1/2	34
32	1	85	16	2	170	64	1/2	34

fig. 8

32	1	102	16	2	204	64	1/2	34			
32	1	114	16	2	228	64	1/2	34			
32	1	137	16	2	274	64	1/2	34			
					40	1	60				
					40	1	68	80	1/2	34	
					40	1	82	80	1/2	44	
					40	1	92	80	1/2	46	
					40	1	109	80	1/2	52	
					48	1	67	96	1/2	28	
					48	1	68	96	1/2	34	
					48	1	76	96	1/2	38	
					48	1	91	96	1/2	44	
					48	1	104	96	1/2	52	
					60	1	61	120	1/2	34	
					60	1	73	120	1/2	38	
					60	1	83	120	1/2	44	
					60	1	91	120	1/2	48	
36	2	122				72	1	61	144	1/2	38
36	2	139				72	1	69	144	1/2	38
36	2	153				72	1	76	144	1/2	38
36	2	170				72	1	86	144	1/2	38

Basismolen met indexeerkaas



2. Snelheid

De snelheid is afhankelijk van de massa/stijfheid van de opbouw met produkt dragers en de verhouding cyclustijd en tijd nodig voor transport van de produkten. De gegevens zijn per machine grafisch weergegeven in de map "Bouwsystemen voor Produktiemachines".

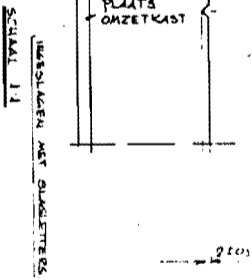
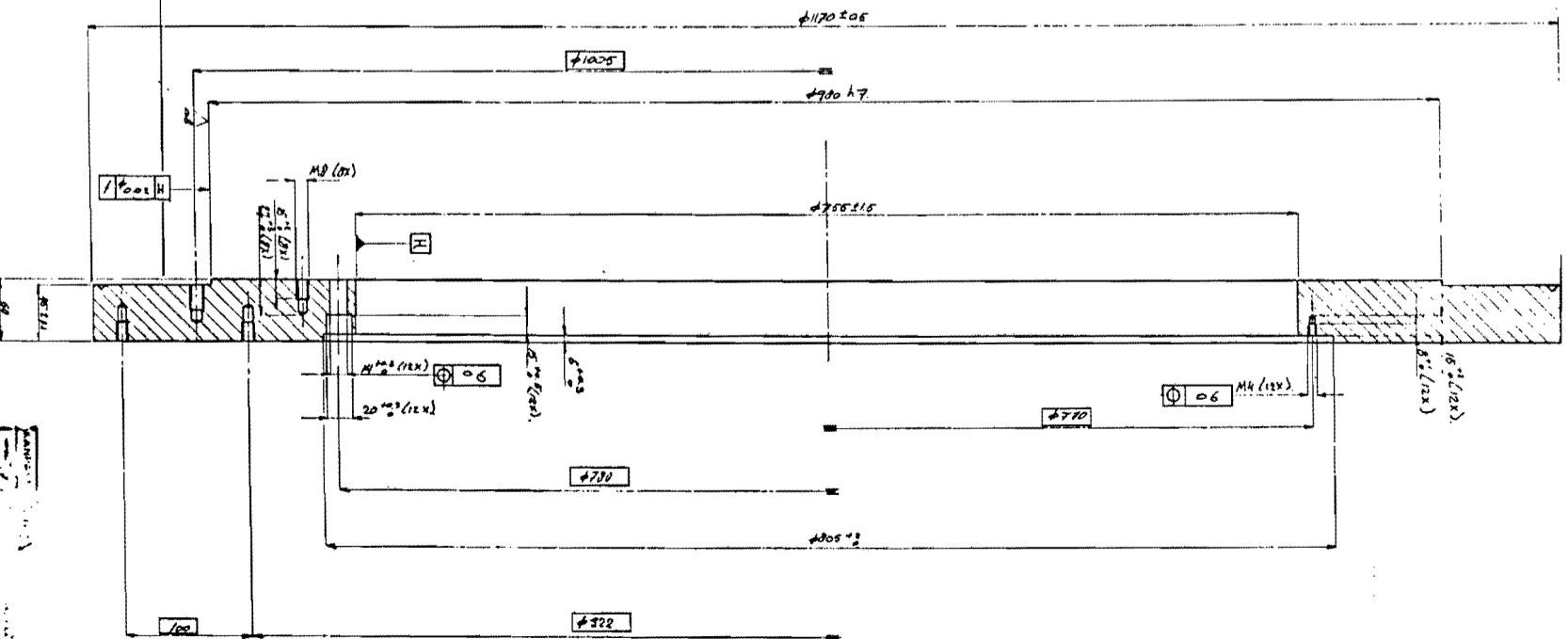
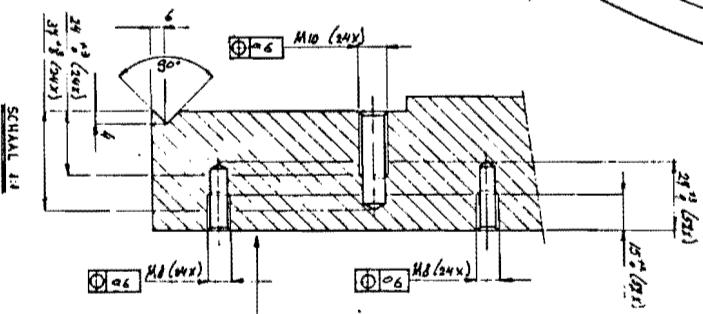
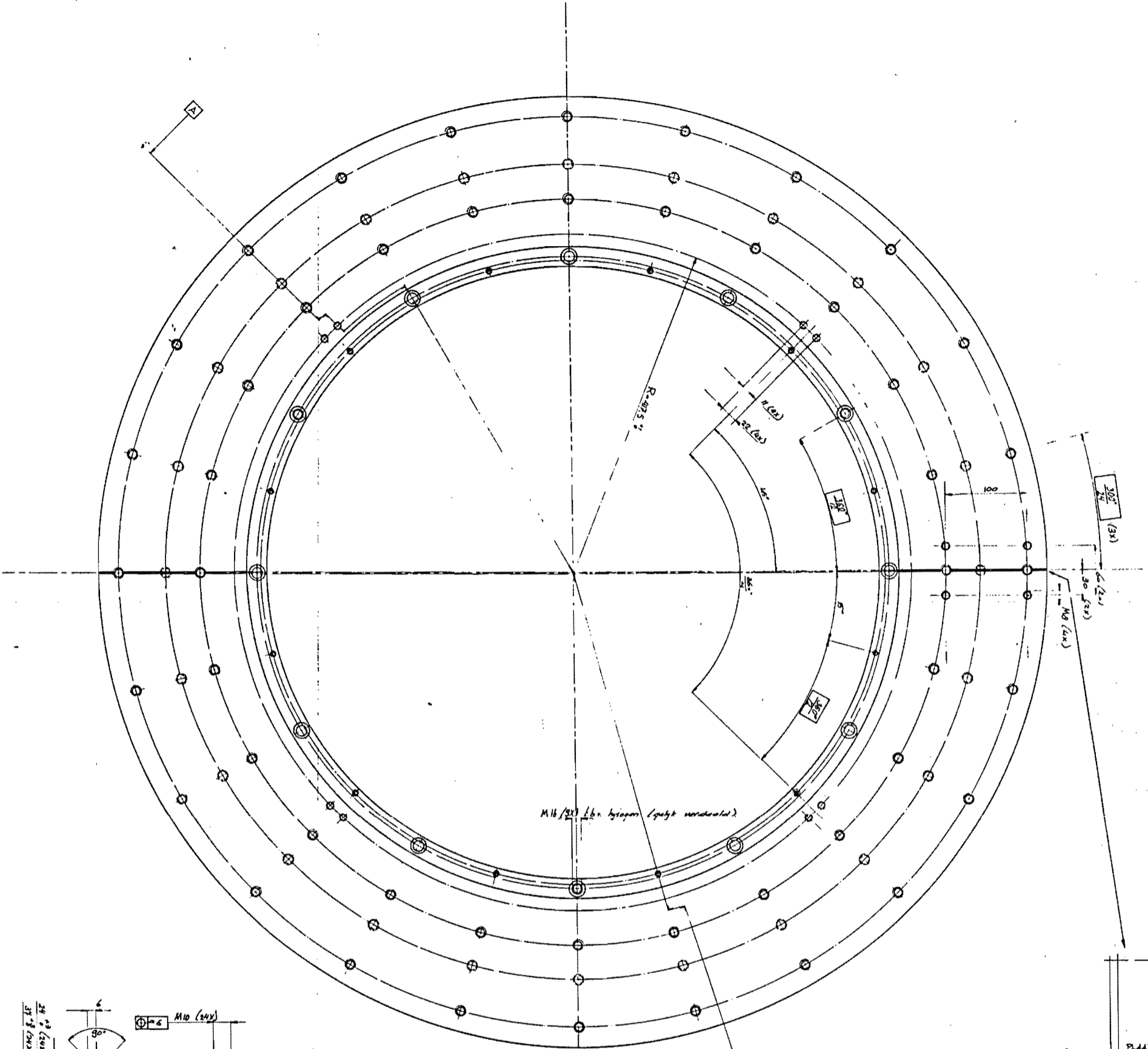
De snelheid varieert van 0-10.000 prod./h.

3. Positioneernaauwkeurigheid

Deze is afhankelijk van grootte en type basismolen, en varieert van $\pm 0,016$ tot $\pm 0,05$ mm.

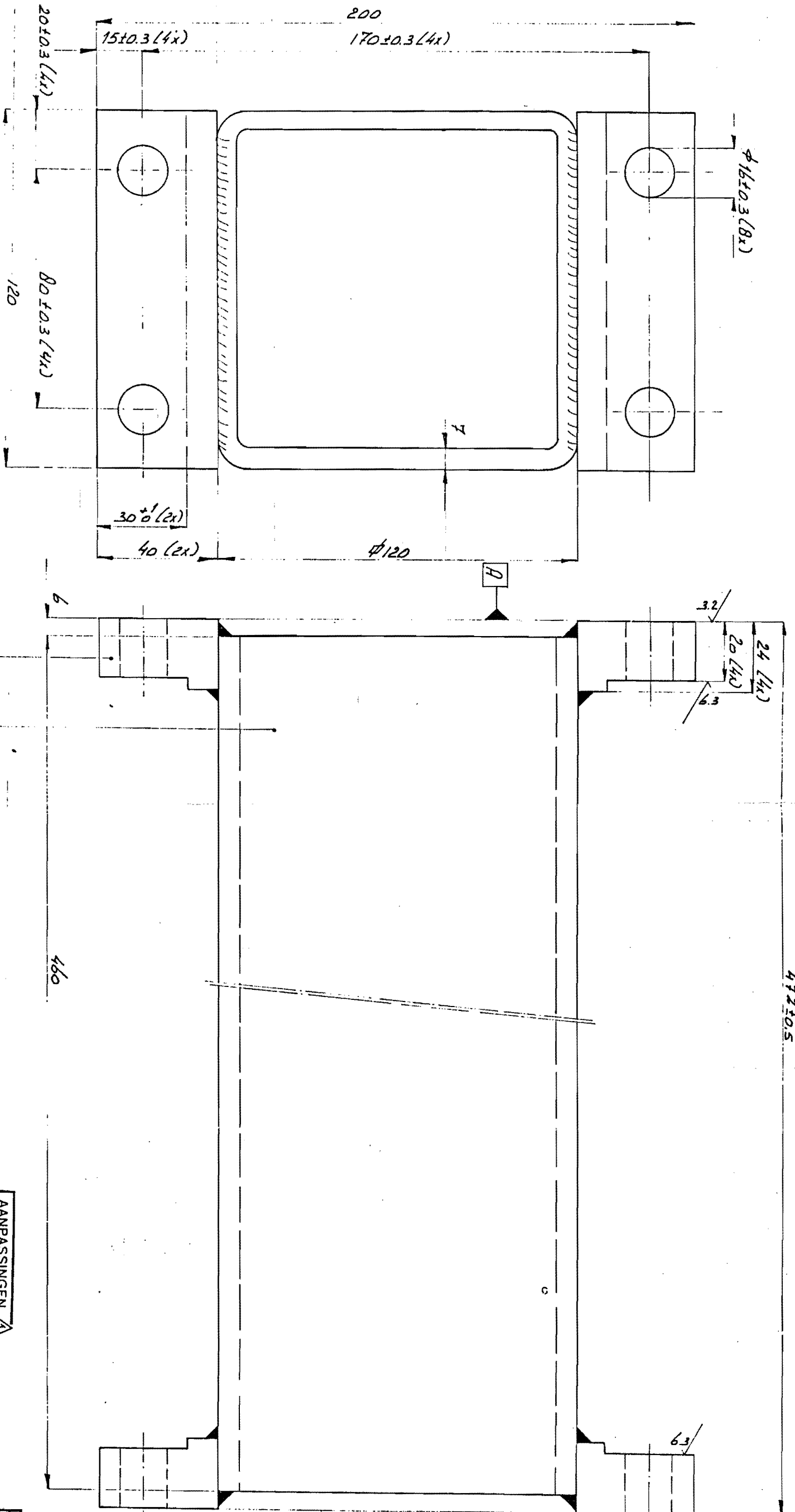
4. Prijs/levertijd

Met Machinefabrieken moet bij de bestelling de levertijd en prijs worden afgesproken. De prijs van de machine varieert van f 50.000,- tot f 150.000,-, deze is afhankelijk van de afmeting.



7222 407 5448
PE SINDOUM
NIP 20 22 UN-0-1219
OR 41
1979/03
1185 530411
11.1
1:1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30

22 APR. 1983



472105

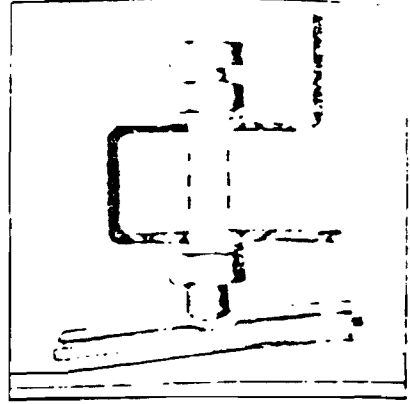
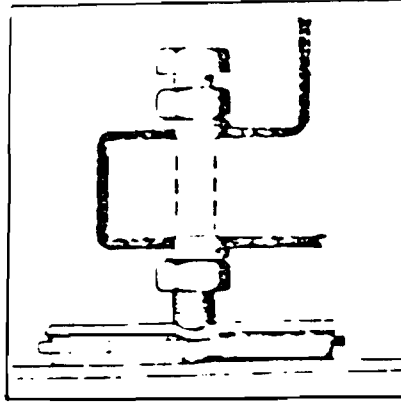
AANPASSINGEN A
 OVERGONOMEN VAN: 7222 105 54091

4	Vloerstaal 120x40x25	Fe 310-0	UN-N-041
1	Vierkante buis 120x71x6	L15L 371	MC B
	Materiaal	Code nr	norm

alle lassen 6mm GELAST VIGS. NIN. D.224 . D.226

NAME: P.J. Hallens		CLASS NO.	
PROJECT: lensendoek		7222 407 5502	
SPECIES: buis 120x120x7		7222 407 5409	
SCALE: 1:1	PROJ. EINDOOR: Ra > 1/2 gelakt K7 M1 S4 G0 F0 blauw 60.000 n.l. D 5 0	UN-O 28	UN-O 800
GENERAL TOLERANCES: ROUNDED	MATERIAL: Z1c 1456	TOLERANCES UNLESS OTHERWISE STATED	SALES: 7222 407 5409
UNIT: mm	TREATMENT: blauw 60.000 n.l. D 5 0	DIMENSIONS: 1/1	PATTERN NO. 7222 407 5409
ORDER NO. / COOP. NO.		DATE: 22 APR 1983	MOO: 80-09-11

fig. 1.4



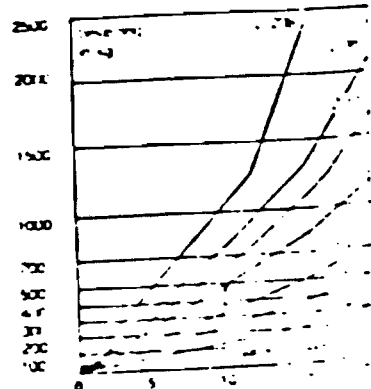
Prizen exclusief belastingen

Bestelnummer	Dynamisch Type D	Netto per stuk
238 11 11 00	100 100 kg	113 90
238 11 11 00	150 150 kg	116 45
238 11 11 00	200 200 kg	233 30
238 11 11 00	300 300 kg	361 00
238 11 11 00	400 400 kg	45 80
238 11 11 00	500 500 kg	73 30
238 11 11 00	700 700 kg	112 70

Bestelnummer	Statisch Type S	Netto per stuk
238 11 11 00	100 100 kg	114 70
238 11 11 00	150 150 kg	117 25
238 11 11 00	200 200 kg	243 25
238 11 11 00	300 300 kg	361 45
238 11 11 00	400 400 kg	45 70
238 11 11 00	500 500 kg	73 30
238 11 11 00	700 700 kg	120 50

Voorbeeld reuzediameter

De tabel geeft de prijzen voor de reuzediameter damper met een diameter van 134 mm. De prijzen zijn exclusief belastingen. De prijzen zijn in guldens per stuk. De prijzen zijn in guldens per stuk. De prijzen zijn in guldens per stuk.

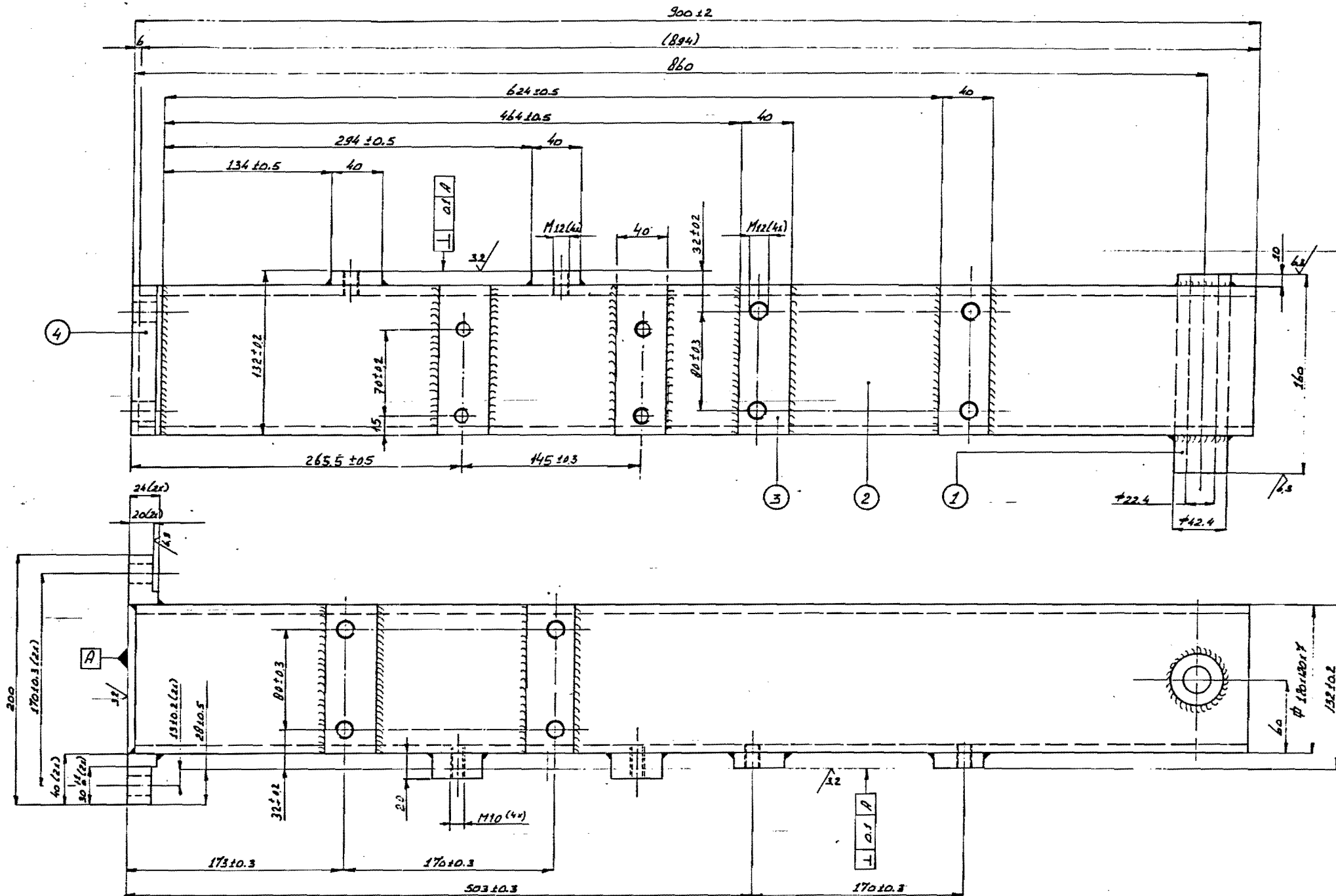
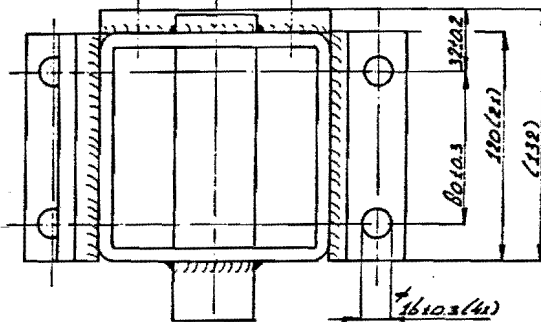


AANPASSING 4212

OVERGENOMEN VAN: 7222 185 54481

naam en of omschrijving v.h. artikel	<i>Salvia trillingsdemper met afscherming</i>	
type nr. / bestel nr.	<i>Type D 134 mm</i>	
fabrikant	<i>Salvia</i>	7222 407 5409 1 A0 41
vertegenwoordiging	<i>overlooom info Nederland B.V. Toliusstraat 47-85 Den Dolder</i>	PATENT NO. MODEL NO.
nr en of datum catalogus	<i>14 febr. 1980</i>	M
classificatie nr.	<i>4212</i>	ORDER NO. COMM. NO. QUANT. AANT.

SCALE / SCHAAK	PROJ. / PROJ.	UNIT / EENHEID	maatschets	1	85-07-03
			<i>Salvia school</i>	7222 407 5507	



2	vloerstaal	120140x25	Fe 370-0	UN-N 011
4	vloerstaal	120140x15	Fe 370-0	UN-N 041
1	vierkante buis	120117x84	U.s.k. 37.1	M.L.B.
1	naad/ vst. pijp	1241224x40	lasbaar	
224	materiaal		code nr.	norm.

alle lassen 5mm GELAST VIGG. MIN. - D 224 - D 226

UN-028	micron (µm)	1222 407 5553
12.5	zie lijst	
1:2	Re > 33	
CLASS NO	balk	
	mach nr. 14115	7222 407 5553
P. J. H. M. J. H. J.		1: 27/10-1

BIJLAGE II: Belasting

De massatraagheden waarbij gemeten moet worden, worden bepaald aan de hand van de verstrekte figuren waarin belasting, resttrilling en Hertzspanning uitgezet zijn tegen het aantal producten per uur (zie fig 1.5).

De belastingen die daar zijn uitgezet worden omgerekend in massatraagheden via:

$$J_{tot} = m * r^2 \quad (\text{BII.1})$$

met: J_{tot} = massatraagheidsmoment
 m = massa opbouw, gereduceerd op productstraal
 r = productstraal = 0.386 m

Deze waarden voor de massatraagheid worden bereikt door een vaste bijdrage van het onderframe, de H-balk en de twee blokken staal (zie tabel 11.1) en een variërend gedeelte door het verschuiven van de blokken staal over de H-balk.

frame	2.0	kgm ²
H-balk	7.0	kgm ²
blok 1	4.0	kgm ²
blok 2	2.5	kgm ²
totaal:	15.5	kgm ²

tabel II.1: vaste bijdragen aan de massatraagheid.

De afstand van de blokken tot het midden wordt dan als volgt berekend:

$$J_{tot} = J_{vast} + J_{var}$$

$$J_{var} = m_s * l^2$$

$$l = \frac{J_{tot} - J_{vast}}{m_s} \quad (\text{II.2})$$

met: J_{vast} = vaste aandeel in het massatraagheidsmoment (zie tabel II.1)
 m_s = massa van de blokken staal
= 272 kg
 l = afstand van de blokken staal tot het midden

De resultaten zijn dan:

m	Jtot	l
800	120	0.62
400	60	0.40
200	30	0.23
0	0	----

tabel II.2: afstand van een blok staal tot het midden

Om te controleren of de meetresultaten niet door de trillingen van de belasting (torsietrillingen) verstoord worden, moet de eigenfrequentie van die eigentrillingen bepaald worden. Voor dit systeem geldt de volgende bewegingsvergelijking:

$$J * \ddot{\theta} + c * \dot{\theta} = 0$$

waaruit de eigenfrequentie

$$f = \frac{w}{(2*\pi)} = \frac{1}{2*\pi} * \sqrt{\frac{c}{J}} \quad (II.3)$$

met: c = torsiestijfheid van balk

$$c = \frac{G * I_p}{l} \quad \text{met } G = \text{glijdingsmodulus} \\ = 7.9E10 \text{ Nm}^{-2}$$

I_p = polair traagheidsmoment

l = afstand tot inklemming

J = massatraagheidsmoment van massa om draaipunt

Voor het zwaarste blok geldt: m = 133 kg

$$r = 0.25 \text{ m}$$

$$I_x = 1.67E-5 \text{ m}^4$$

$$I_y = 0.62E-5 \text{ m}^4$$

$$l = 0.3 \text{ m}$$

Daarmee volgt uit (II.3) een waarde voor de eigenfrequentie van de torsietrilling:

$$f = 136 \text{ Hz}$$

Deze waarde is slechts een grove benadering. De lassen waarmee de H-balk op het frame is bevestigd worden als inklemming en het frame zelf wordt oneindig stijf verondersteld. Bovendien is de massa genomen als puntmassa. De eigenlijke eigenfrequentie zal dus nog wel wat lager liggen, maar toch zeker buiten het werkgebied.

Als bij de verificatiemetingen wordt overgegaan op een UNP-180 balk dan wordt de stijfheid c minder maar ook de traagheidsstraal r wordt kleiner zodat de torsie-eigenfrequentie nauwelijks verandert.

BIJLAGE III: Coördinaten

Puntnum.	x (mm)	y (mm)	z (mm)
0	0	-636	690
1	292	-506	690
2	506	-292	690
3	506	292	690
4	292	506	690
5	-292	506	690
6	-506	292	690
7	-506	-292	690
8	-292	-506	690
9	-602	-330	0
10	-330	-330	0
11	0	-330	0
12	234	-330	0
13	330	-602	0
14	330	-330	0
15	330	0	0
16	330	234	0
17	602	330	0
18	330	330	0
19	0	330	0
20	-234	330	0
21	-330	602	0
22	-330	330	0
23	-330	0	0
24	-330	-234	0
25	0	-330	80
26	0	-330	300
27	0	-330	550
28	330	0	80
29	330	0	350
30	330	0	550
31	0	330	80
32	0	330	320
33	0	330	550
34	-330	0	80
35	-330	0	340
36	-330	0	550

BIJLAGE IV: Overdrachtsfunctie

De bewegingsvergelijking is:

$$M * x'' + C * x' + K * x = F(t)$$

met: M = massamatrix
C = dempingsmatrix
K = stijfheidsmatrix
F = kracht

Deze vergelijking wordt naar Laplace getransformeerd:

$$M * (s^2 X(s) - s x'(0) - x(0)) + \\ C * (s X(s) - x(0)) + K * X(s) = F(s)$$

met $X(s)$ en $F(s)$ zijn de Laplace-getransformeerden van resp. $x(t)$ en $F(t)$ en $x'(0)$ en $x(0)$ zijn de beginvoorwaarden.
Omdat geldt $x'(0) = x(0) = 0$ geldt dus:

$$(M * s^2 + C * s + K) = F(s)$$

De overdrachtsfunctie is nu

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = 1 / (M * s^2 + C * s + K)$$

Omdat $s = j * w$ kan dit weer geschreven worden als

$$H(jw) = 1 / (-M * w^2 + C * jw + K)$$

en de polen hiervan worden beschreven met

$$-M * w^2 + C * jw + K = 0$$

waaruit de waarden voor de eigenfrequenties bepaald kunnen worden.

In het geval van de basismolen wordt enigszins afgeweken van bovenstaande. Immers er worden geen verplaatsingsamplitudes gemeten maar versnellingen. Hier wordt dus de overdrachtsfunctie:

$$H\$(s) = \frac{X(s)}{F(s)}$$

en dus volgt

$$H\$(jw) = \frac{X(jw)}{F(jw)}$$

En tenslotte wordt de oorspronkelijke overdrachtsfunctie $H(s)$ gevonden door 2 maal integreren.

$$H(j\omega) = \frac{-H\delta(j\omega)}{-\omega^2} = \frac{X(j\omega)}{-\omega^2 * F(j\omega)} \frac{-X(j\omega)}{F(j\omega)}$$

BIJLAGE V: Uitleg measurement-state

V.1 Aantal metingen

Hiermee wordt bedoeld het aantal metingen waaruit een gemiddelde wordt bepaald.

Tijdens oriënterende metingen blijkt dat uit drie metingen een gemiddelde bepaald kan worden dat voldoende gezuiverd is. De wijze van middelen die bij overdrachtsfuncties voornamelijk gebruikt wordt is:

$$A(n) = A(n-1) + \frac{Z(n)-A(n-1)}{N} = \frac{(N-1)*A(n-1)+Z(n)}{N}$$

met: $A(n)$ = gemiddelde na n metingen
 $Z(n)$ = n -de meting
 N = aantal metingen waaruit een gemiddelde wordt bepaald

Deze manier van middelen, stable, is geschikt voor overdrachtsfuncties omdat die karakteristieken hebben die een goed gedefinieerde functie van de frequentie en tijd-invariant zijn.

Andere manieren van middelen zijn exponentieel, peak channel hold en peak level hold.

V.2 Input- en outputsignaal

Het inputsignaal is een stoot met een hamer: een impactsignaal. Omdat zo'n signaal een laag energieniveau heeft is de verhouding tussen het signaal en ruis laag. Daarom moet er een force-window worden toegepast. Dit window verwijderd het grootste deel van de ruis in de impuls-time-record terwijl het signaal beschermd wordt. Zo wordt de hoeveelheid ruis in de transferfunctie beperkt.

Het window is gelijk aan 1 voor het met de x-cursor gedefinieerde interval en maakt dan een overgang naar een waarde gelijk aan de gemiddelde waarde van de rest van het signaal (zie fig. V.1).

Voor een window op het outputsignaal kunnen twee redenen zijn:

-Er is zeer veel demping en daardoor blijft er zeer veel ruis in het signaal over (zie fig. V.2).

-Er is weinig demping en daardoor ontstaat er 'leakage' (zie fig. V.3).

In dit geval is er sprake van geval 1.

De analyser biedt de mogelijkheid een exponentieel window op te leggen en dit wordt gedefinieerd door het plaatsen van een x-cursor (zie fig. V.4). Nadeel van dit dempingswindow is dat er een extra demping in het resultaat gebracht wordt. Deze dempings-

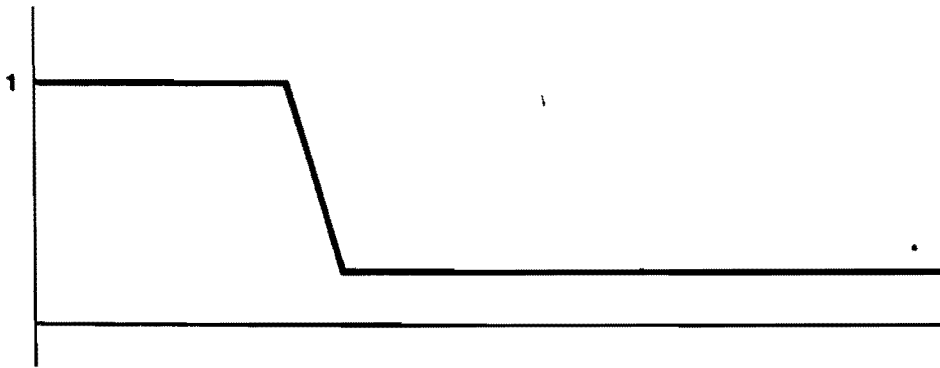
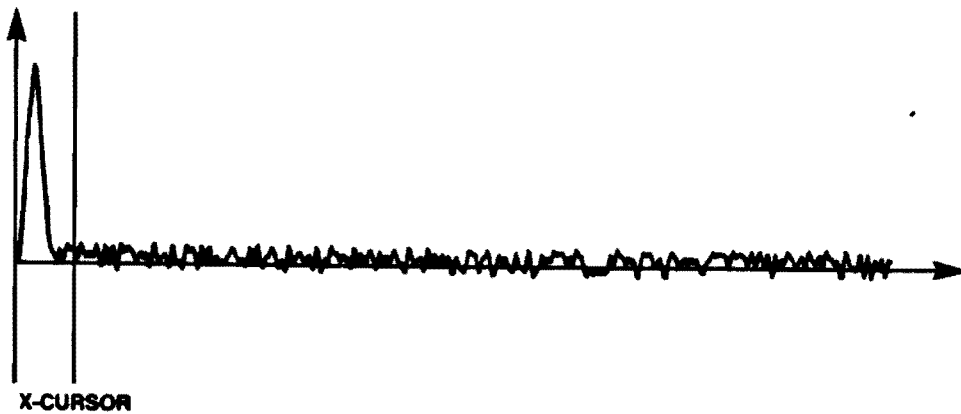


fig. v.1a Force window



rig. V.1b Inputsignaal voor vermenigvuldigen met force window

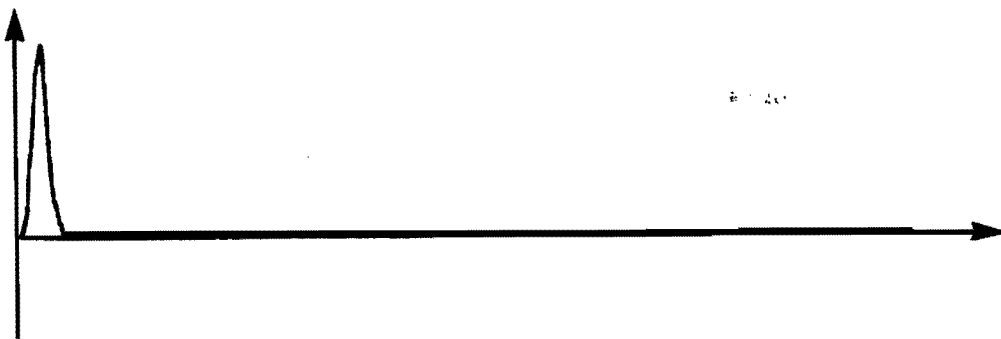


fig. V.1.c Inputsignaal na vermenigvuldigen met force window

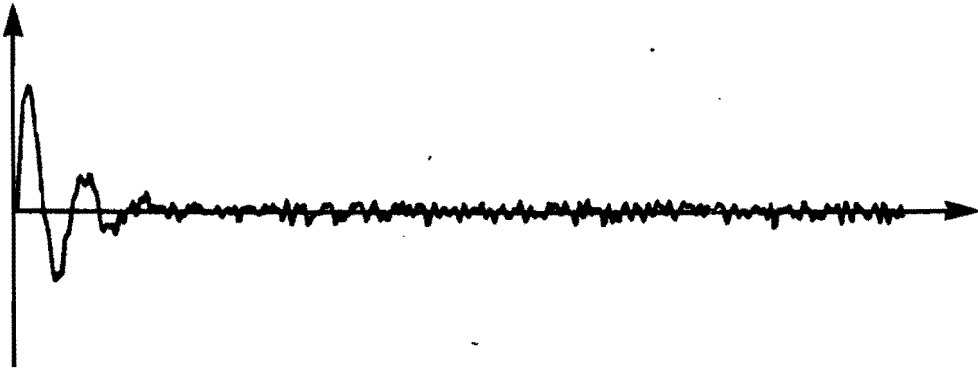


fig. V.2 Zeer veel demping in outputsignaal

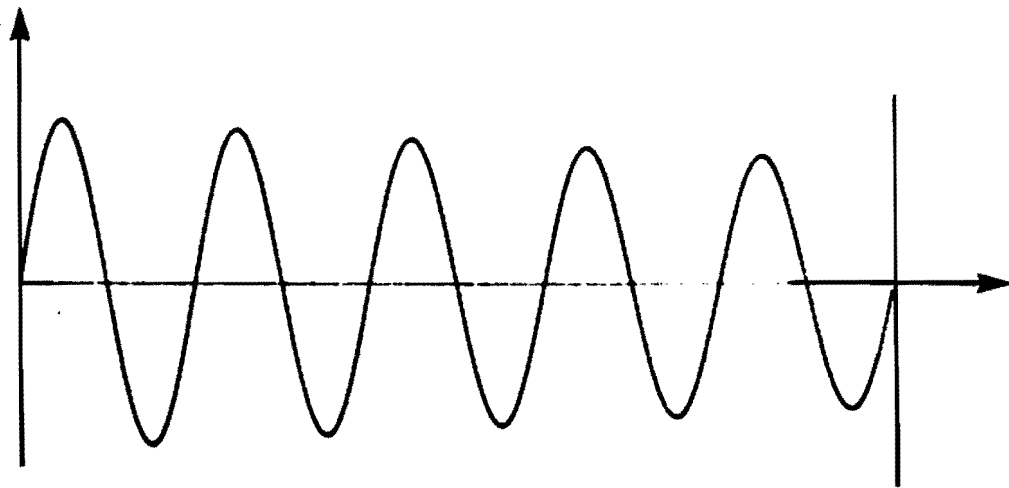


fig. V.3 Bijna geen demping in outputsignaal

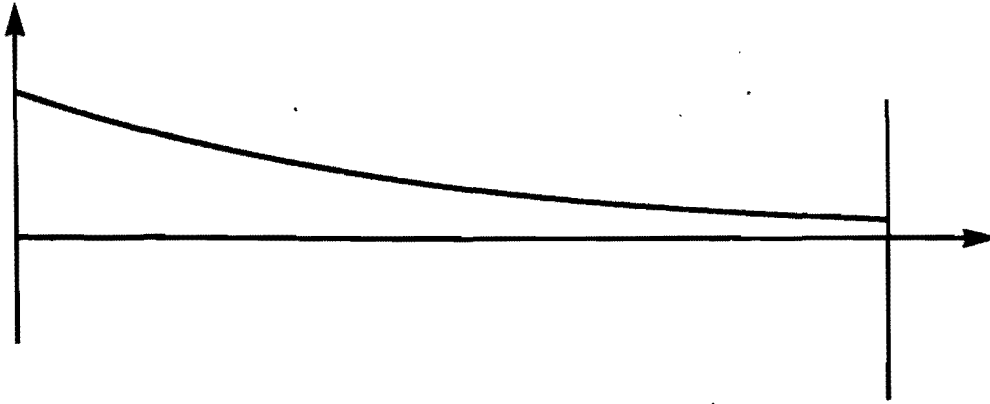


fig. V.4a Exponentieel window

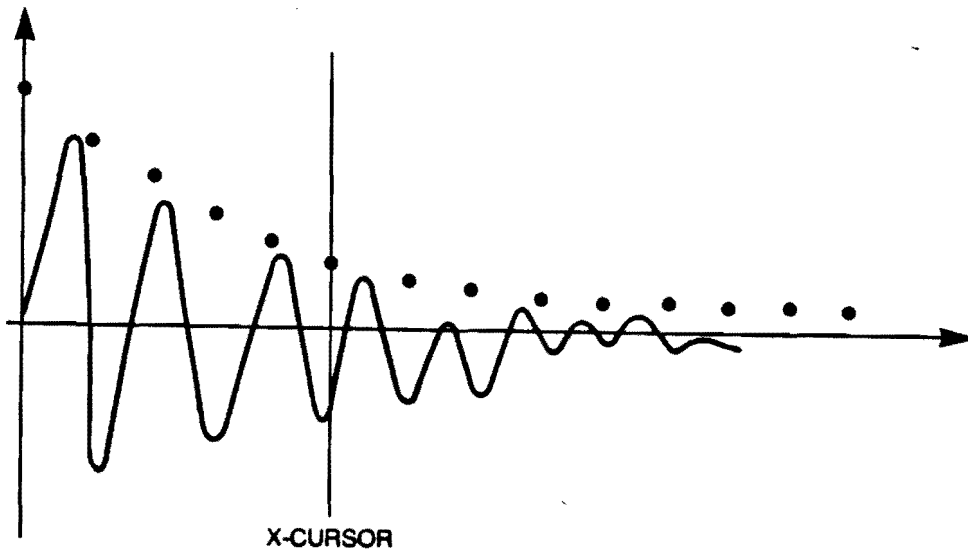


fig. V.4b Definieren van een exponentieel window

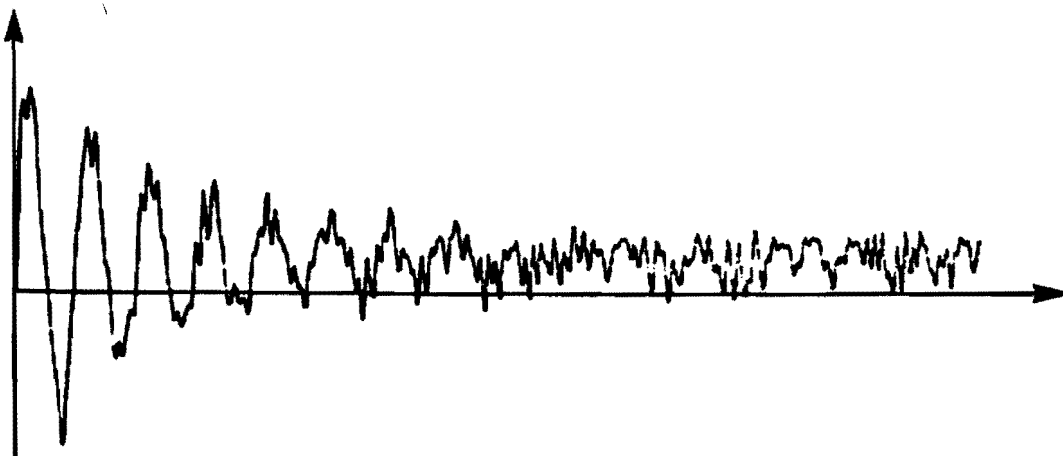


fig. v.4c Output voor vermenigvuldigen met window

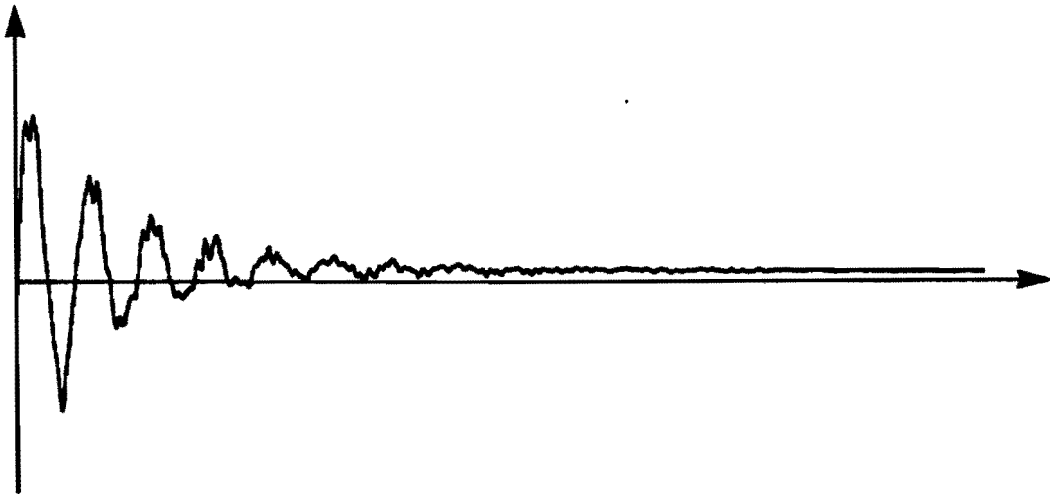
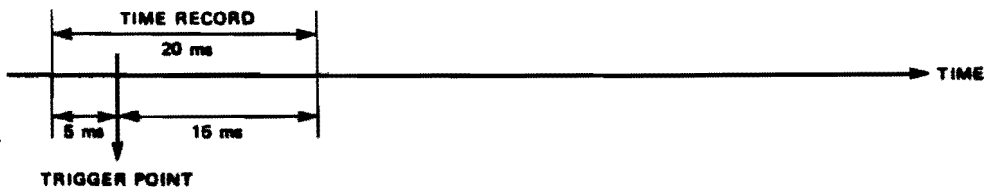


fig. V.4d Outputsignaal na vermenigvuldigen met een exponentieel window

PRE-TRIGGER DELAY, 1 CHANNEL



PRE- AND POST-TRIGGER DELAY, 2 CHANNEL

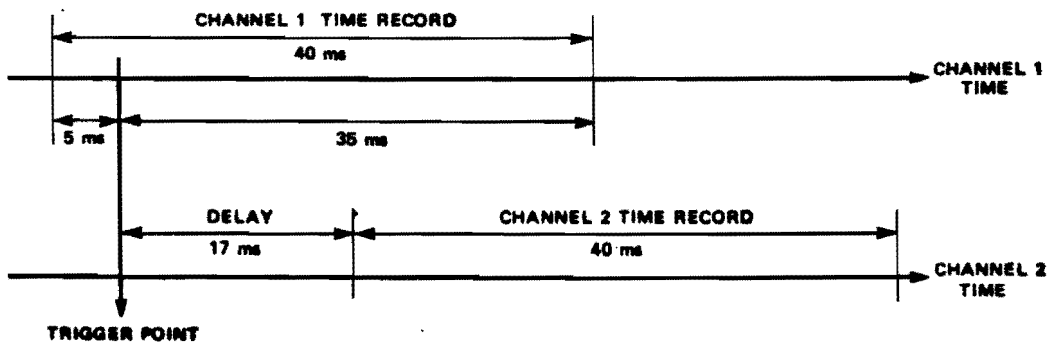


fig. V.5 Trigger en delay

waarde bedraagt:

$$\dot{I} = 1/x$$

met: \dot{I} = dempingswaarde
x = gedefinieerde positie x-cursor

Deze dempingswaarde kan later met een speciaal programma weer gecorrigeerd worden.

V.3 Trigger

Met een internal trigger is het mogelijk om met samplen te beginnen op een van te voren bepaald punt. Dit punt wordt gegeven door een bepaald volt-level en -helling.

Ook is het mogelijk een bepaalde delay in te voeren. Hierdoor wordt het mogelijk met samplen te beginnen voordat het signaal voldoet aan z'n triggercondities. Daardoor gaat er geen informatie verloren. Samples worden opgeslagen in een circulerende buffer met een lengte bepaald door de ingegeven delay. Als voldaan wordt aan de triggercondities wordt de inhoud van dat moment genomen plus de samples om de meting af te maken (gespecificeerd door bandwijdte)

In dit geval moet een trigger gezet worden op het inputsignaal (channel 1) en er moet een delay ingevoerd worden om ook de waarden van het signaal voor de trigger te kunnen bepalen (zie fig. V.5).

V.4 Bandwijdte

Uit de orienterende metingen lijkt het interessant om te meten in het frequentiegebied van 0 tot 200 Hz. Hierbij moet worden opgemerkt dat gevonden is dat het werkgebied ligt in het frequentiebereik van 0 tot 6 Hz, maar omdat hier geen zekerheid over bestaat wordt een voor een ruimer bereik, gebaseerd op orienterende metingen, gekozen. Daarom wordt gekozen voor een cent. frequentie van 0 Hz en een bandwijdte van 200 Hz. Uit deze waarden worden de andere waarden van dit blok in de measurementstate bepaald.

BIJLAGE VI: Modale analyse

De resonantiefrequenties en modale residuen worden met behulp van curve-fitting bepaald: uit een meting worden frequentie en demping bepaald, die daarna constant verondersteld worden, terwijl uit alle metingen (de metingen van alle punten bij een bepaalde belasting) de modale residuen bepaald worden.

De overdrachtsfunctie kan geschreven worden als:

$$H(s) = \frac{r}{2*j*(s-p)} - \frac{r'}{2*j*(s-p')}$$

met: s = Laplace-variabele = jw

r = residue = $rr + ri$

rr = reeel deel

ri = imaginair deel

r' = complex toegevoegde

p = poollocatie = $\dot{I} + j * w$

= dempingscoefficient

w = eigenfrequentie

Dit leidt tot:

$$H(s) = \frac{ri*s + ri*}{s^2 + 2* *s + } + \frac{rr*w}{^2 + w^2}$$

Deze vergelijking wordt gebruikt voor curve-fitting. Deze fit wordt zowel op het reeele deel als op het imaginaire deel bepaald. De fout die hierbij optreedt is dan:

$$E = (hi - H(jwi))^2$$

met hi = gemeten overdrachtfunctie

$H(jwi)$ = bepaalde overdrachtfunctie

Voor een meting worden nu de eigenfrequentie en demping bepaald en daarna worden voor alle metingen de residuen bepaald, waarbij wordt aangenomen dat demping en eigenfrequentie constant zijn.

De residuen worden opgeslagen als magnitude en teken in een tabel. Het teken is afhankelijk van de fasehoek van de residu en van de eenheden.

De fasehoek is:

$$\bar{\theta} = \arctan \frac{ri}{rr}$$

Afhankelijk van het feit of de meting verplaatsingen/versnellingen of snelheden betreft wordt het teken bepaald.

Tenslotte wordt met een speciaal programma en met behulp van de HP 9825A de demping opgelegd door het exponentiele window verrekend en worden de residuen omgezet in verplaatsingen.

Aan de hand van deze verplaatsingen kunnen dan de modeshapes gegenereerd worden.

BIJLAGE VII: Resultaten modale analyse

De resultaten van de modale analyse bestaan uit:
- tabellen met eigenfrequentie en demping
- figuren met de mode-shapes

VII.1 Frequentie en demping

In deze tabellen staan:

kolom 1: eigenfrequentie in Hz

kolom 2: eigenfrequentie in rad/s, met $\omega = 2\pi f$

kolom 3: demping in procenten, met $\frac{-(f_2 - f_1)}{f_0}$

met f_0 is eigenfrequentie en f_2 en f_1 zijn de frequenties waarvoor geldt dat de amplitude daar is maal de amplitude bij de eigenfrequentie

kolom 4: demping in Hz, met $\dot{f} = f_2 - f_1$

kolom 5: demping in rad/s, met $\dot{\omega} = 2\pi(f_2 - f_1)$

FREQUENCY		%	DAMPING	
Hz	rad/s		Hz	rad/s
15.815	99.372	1.533	242.513m	1.524
30.406	191.047	441.954m	134.382m	844.347m
48.503	304.755	1.823	884.201m	5.556

Tabel VII.1 frequentie en demping
bij een belasting van 0 kgm²

FREQUENCY		%	DAMPING	
Hz	rad/s		Hz	rad/s
12.136	76.252	10.929m	1.326	8.334m
23.179	145.636	2.351	545.024m	3.424
35.403	222.445	4.223	1.479	9.403

tabel VII.2 frequentie en demping
bij een belasting van 30 kgm²

Opmerking: De laagste eigenfrequentie geeft een sterk afwijkende demping te zien. Dit kan duiden op een niet zo gunstige fit.

FREQUENCY		%	DAMPING	
Hz	rad/s		Hz	rad/s
10.700	67.228	3.761	402.727m	2.530
22.594	141.962	4.071	920.478m	5.784
30.237	189.985	5.367	1.623	10.212

tabel VII.3 frequentie en demping
bij een belasting van 60 kgm²

FREQUENCY		%	DAMPING	
Hz	rad/s		Hz	rad/s
6.849	43.036	6.795	466.487m	2.931
11.059	69.487	529.661m	58.577m	368.051
21.580	135.589	6.194	1.339	8.414
33.128	208.150	6.132	2.035	12.787

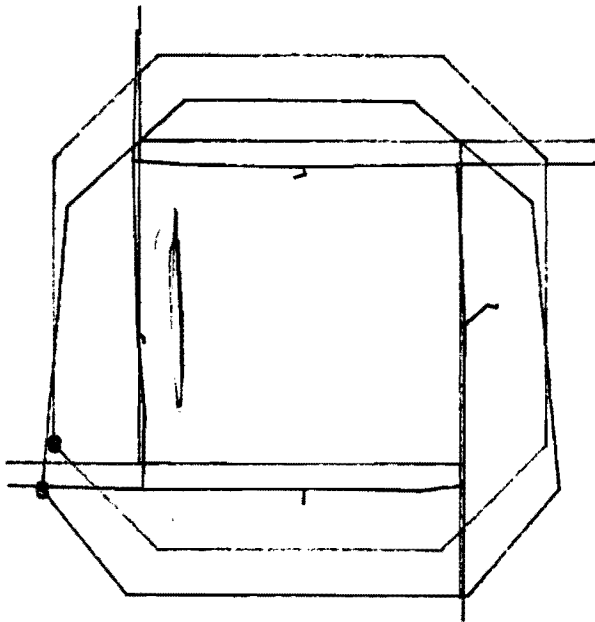
tabel VII.4 frequentie en demping
bij een belasting van 120 kgm²

VII.2 Mode shapes

Net als de amplitudes zijn deze mode-shapes niet meer echt van belang omdat de gevonden eigenfrequenties buiten het eigenlijke werkgebied vallen. De reden dat een aantal van deze figuren hier toch opgenomen worden is dat ze toch een goed beeld geven van de zwakheden die er in de constructie zitten.

De figuren bevatten twee constructies: een onvervormde en een vervormde, aangestoten, constructie (zie fig. VII.1 t/m VII.3)

fig. VII.1 t/m VII.9 Mode shapes



3μ

MODE

1

0kgm²

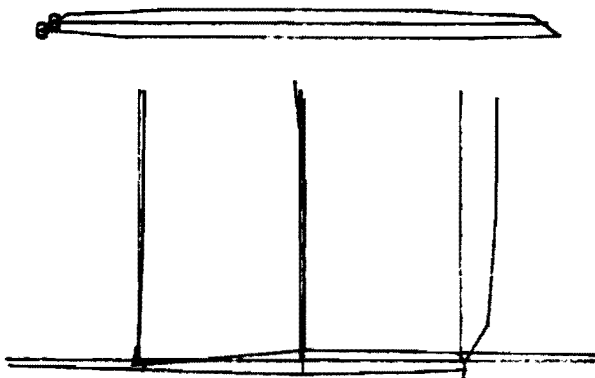
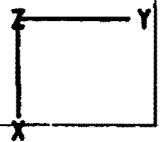
FREQ (HZ)

15.82

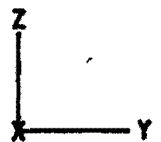
DAMP (%)

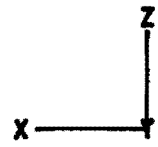
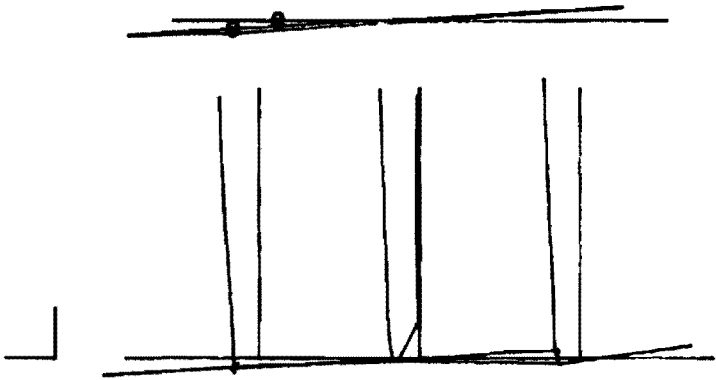
1.53

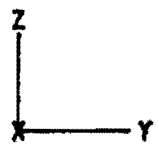
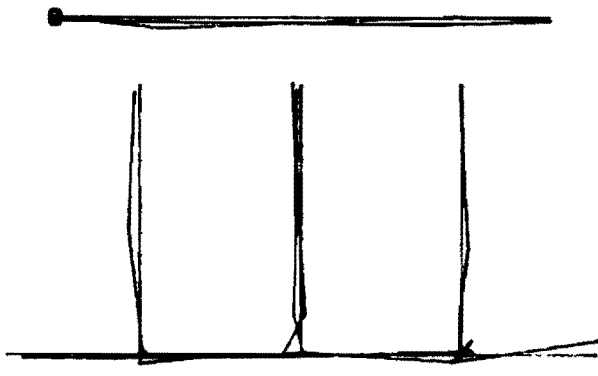
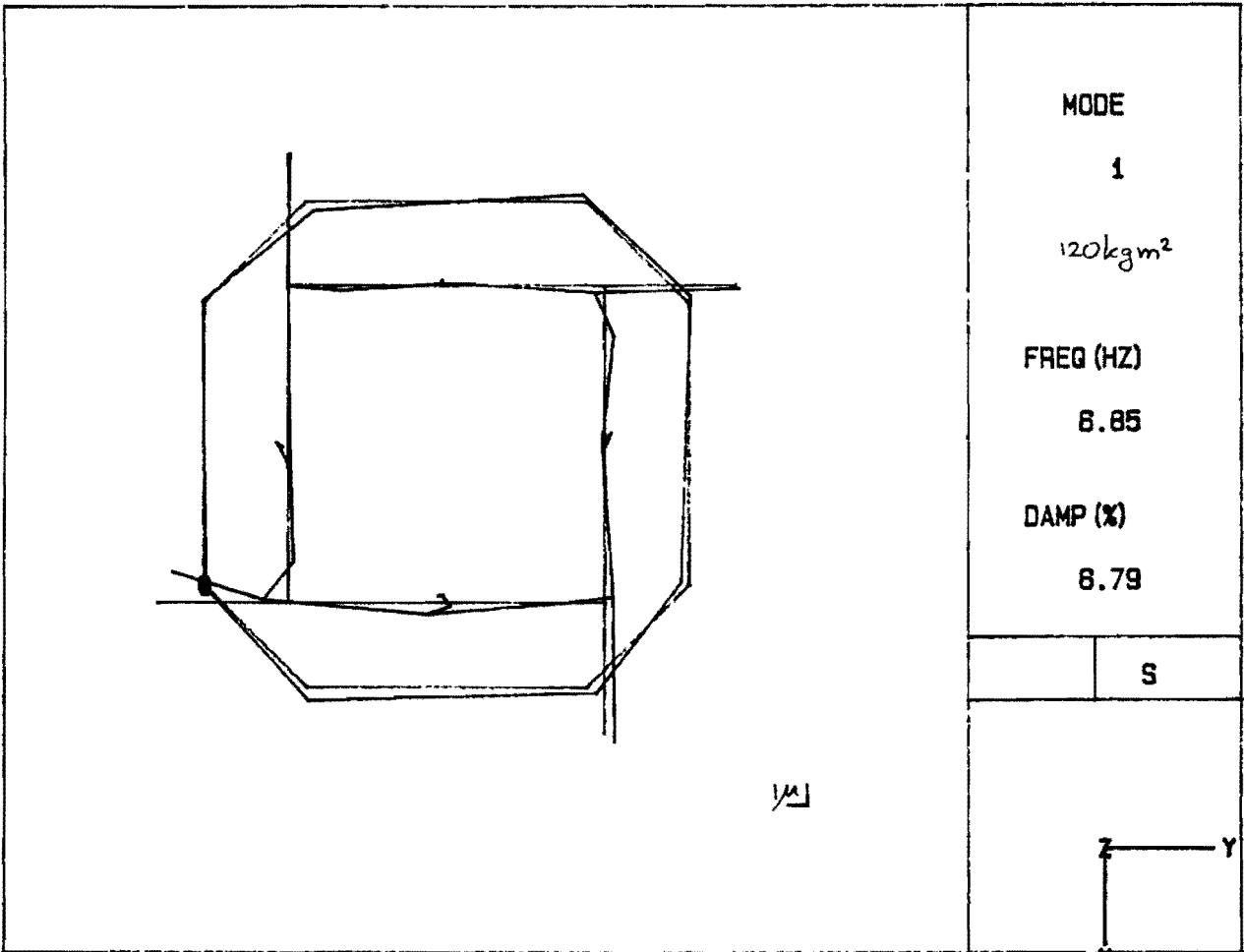
S

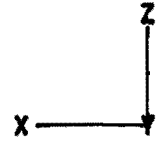
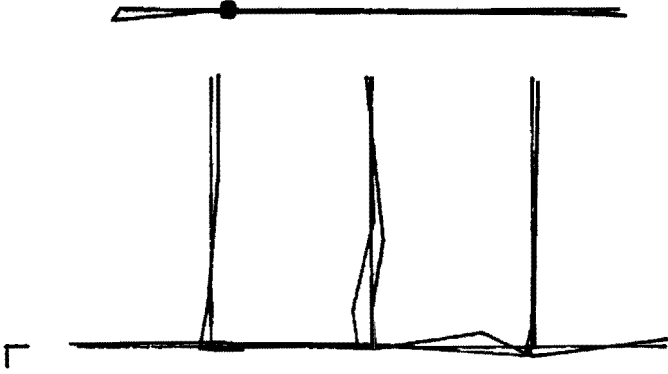


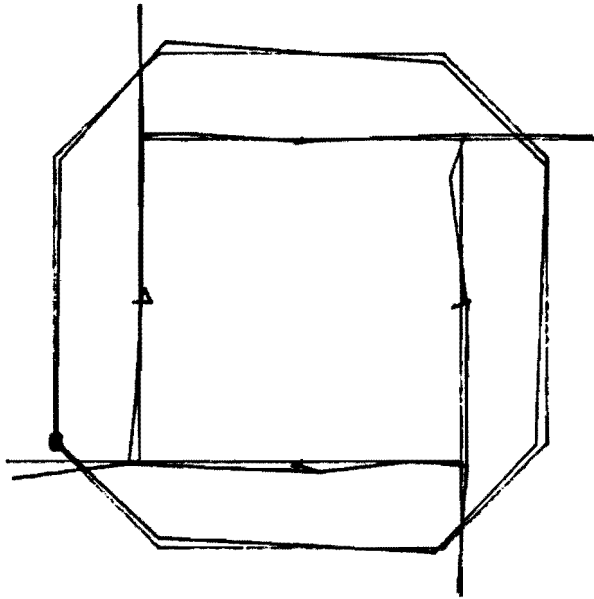
L











15μ

MODE

2

120 kgm²

FREQ (HZ)

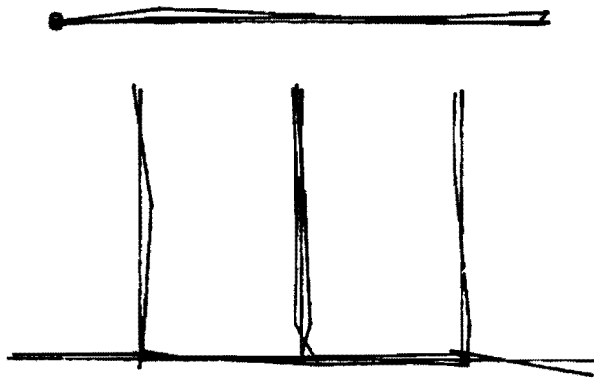
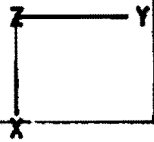
11.08

DAMP (%)

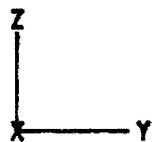
529.68 m

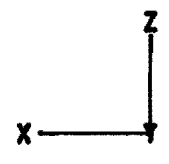
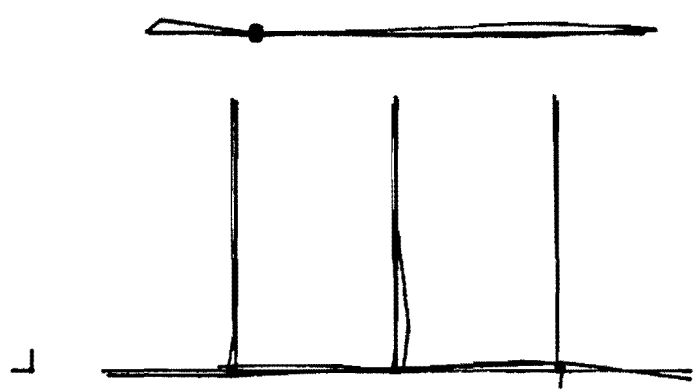
U

S



L





BIJLAGE VIII: Contactloze verplaatsingsopnemers

Deze bijlage omvat een handleiding voor de verplaatsingsopnemers PR 6422 t/m PR 6425 en de CON 010 en een beschrijving van het principe waarop deze verplaatsingsopnemers werken.

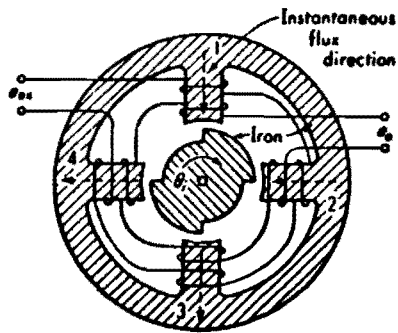


Figure 4.30 Microsyn.

induced in coils 1 and 3 (which aid each other) are just balanced by those of coils 2 and 4 (which also aid each other but oppose 1 and 3). Motion of the input shaft from the null (say clockwise) increases the reluctance (decreases the induced voltage) of coils 1 and 3 and decreases the reluctance (increases the voltage) of coils 2 and 4, thus giving a net output voltage e_o . Motion in the opposite direction causes a similar effect, except the output voltage has a 180° phase shift. If a direction-sensitive dc output is required, a phase-sensitive demodulator is necessary.

The excitation voltage is 5 to 50 V at 60 to 5,000 Hz. Sensitivity is of the order of 0.2 to 5 V/degree rotation. Nonlinearity is about 0.5 percent of full scale for $\pm 7^\circ$ rotation and 1.0 percent for $\pm 10^\circ$. The null voltage is extremely small, less than the output signal generated by 0.01° of rotation; thus very small motions can be detected. The magnetic-reaction torque is also extremely small. Since there are no coils on the rotor, no slip rings (with their attendant friction) are needed.

Eddy-Current Noncontacting Transducers

In this type of transducer (Fig. 4.31), the probe usually contains two coils, one (active) which is influenced by the presence of a conducting target and a second (balance) which serves to complete a bridge circuit and provide temperature compensation. Bridge excitation is high-frequency (about 1 MHz) ac. Magnetic flux lines from the active coil pass into the conductive target surface, producing in the target eddy currents whose density is greatest at the surface and which become negligibly small about three "skin depths" below the surface. Figure 4.32¹ gives formulas for computing skin depth δ and graphs of these formulas for the common excitation frequency of 1 MHz. While thinner targets can be successfully employed, a minimum of three skin depths is recommended to reduce temperature effects. As the target comes closer to the probe, the eddy currents become stronger, which changes the impedance of the active coil and causes a

¹ Kaman Sciences Corp., Colorado Springs, Colo., *Appl. Note 108*, 1979.

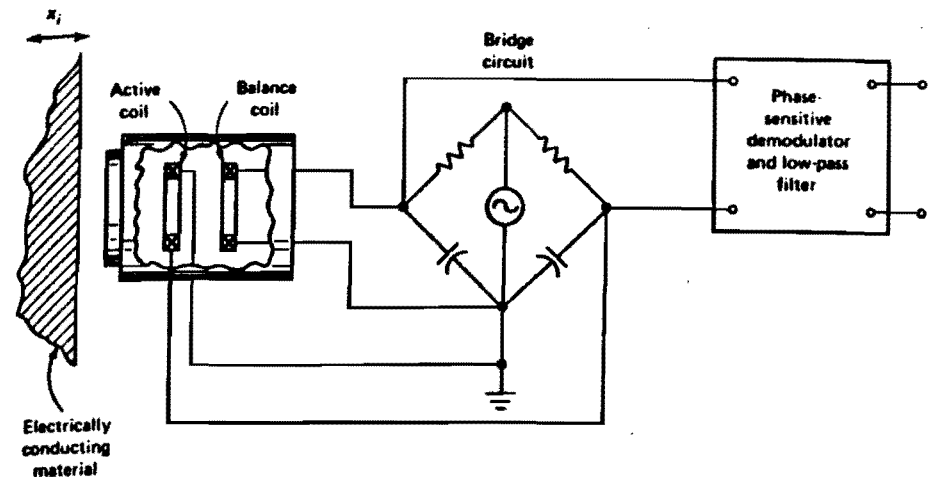


Figure 4.31 Eddy-current noncontacting transducer.

bridge unbalance related to target position. This unbalance voltage is demodulated, low-pass filtered (and sometimes linearized) to produce a dc output proportional to target displacement. The high excitation frequency not only allows the use of thin targets, but also provides good system frequency response (up to 100 kHz).

Probes are commercially available¹ with full-scale ranges from about 0.25 (probe about 2-mm diameter, 20 mm long) to 30 mm (76 mm-diameter, 40 mm long) nonlinearity of 0.5 percent, and maximum resolution 0.0001 mm. Targets are not supplied with the probes since the majority of applications involve non-contact measurement of existing machine parts (thus the part itself serves as target). Since target material, shape, etc., influence output, generally it is necessary to statically calibrate the system with the specific target to be used. For non-conductive targets, you must fasten a piece of conductive material of sufficient thickness to the surface. Commercially available adhesive-backed aluminum-foil tape² is convenient for this purpose. The recommended measuring range of a given probe begins at a "standoff" distance equal to about 20 percent of the probe's stated range. That is, a probe rated at 0 to 1 mm range should be used at target-probe distances of 0.2 to 1.2 mm.

Flat targets should be about the same diameter as the probe or larger, if possible. Targets larger than the probe have little effect on the output; however, output drops to about 50 percent for target diameter one-half of probe diameter.³ Curved-surface targets such as the periphery of a circular shaft behave similarly

¹ Kaman Sciences Corp., Colorado Springs, Colo.; Bentley Nevada, Minden, Nev.

² Mystik Tape # 7453, Northfield, Ill.

³ Kaman Sciences Corp., Colorado Springs, Colo., *Appl. Note 104*.

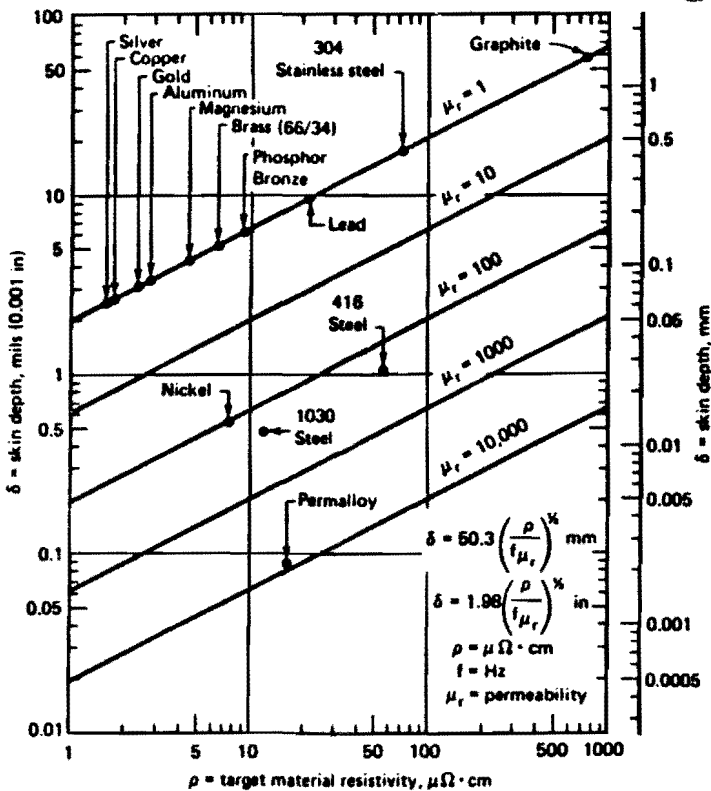


Figure 4.32 Target-material effect on eddy-current transducer.

to flat surfaces if the shaft diameter exceeds four transducer diameters.¹ Special four-probe systems² for measuring orbital motions of rotating shafts and various centering and alignment operations are available. While rotating-shaft measurements are routinely accomplished, special care may be necessary to deal with "electrical runout"³ in shafts made of ferromagnetic material (such as steel). This refers to a variation in magnetic permeability around the periphery of the shaft (resulting from inhomogeneities of heat treatment, hardness, etc.) which causes an electrical output even for a perfectly true-running shaft, thus giving false motion readings. If electrical runout is excessive, filtering, differential measurements using two diametrically opposed probes, nickel plating of the shaft, or shaft-surface grinding to remove hardness variations may help.

¹ *Ibid.*

² KD-2700 Alignment System, Kaman Sciences Corp., Colorado Springs.

³ Kaman Sciences Corp., Colorado Springs. *Appl. Note 109*, 1979.

fig. VIII.2

Displacement Transducers PR 6422... PR 6425 Signal Converter CON 010



Contactless measurement of shaft eccentricity, vibration and small displacements

Transducers operate on the eddy current principle

Measuring chain according to API 670 standards

Transducers easy to mount and adjust

Compact design

No moving parts

Outputs short circuit proof and protected against wrong polarity

Completely sealed housing according to IP 67 standard

Intrinsically safe operation possible

Part of the RMS 700 supervisory system for turbo machines

APPLICATION

These units are used in many branches of industry and in laboratories for measurement and supervision of small displacements and vibration on ferro magnetic objects, e.g. monitoring distances between rotating parts monitoring vibration of mechanical elements monitoring deformation or bending of mechanical parts.

Measuring chains made up of displacement transducers, signal converter and the additional electronic equipment of the RMS 700 system offer moderately priced and maintenance free supervision of small shaft displacements relative to the bearings or housing (static) as well as shaft vibration and eccentricity (dynamic) measurements.

The contactless measuring principle as well as the small size, robust construction

and the resistance of the transducers to aggressive chemical influences, make this system ideal for continuous supervision of all types of rotational machinery.

Transducers are available for different static and dynamic measuring ranges and with metric or UNF body threads.

OPERATION AND CONSTRUCTION

Together with the signal converter CON 010, the transducers PR 6422 to

PR 6425 form an oscillator circuit, whose amplitude of oscillation is damped proportionally by the proximity of the metallic object to the transducer face. Additional electronic equipment supplies the converter with -24 V d.c. The rated output range for each of the transducers is -4 V ... -20 V over the complete measuring range.

Zero-point and gradient of the measuring signal can be adjusted by means of components located under a gas tight cover of the converter CON 010. The units are delivered fully adjusted so that no "on site" calibration is required. Only the distance between transducer face and the object to be measured has to be matched to the output signal of the converter.

The transducers are connected via a self locking, water proof, plug connection. The power supply and signal output connections are via screw terminals.

Intrinsically safe operation is possible when safety barriers are used. PTB certificate and certificate of conformity are available.

The equipment satisfies specifications laid down in the API 670 standard (especially those for measuring range, permissible measurement error, permissible interchangeability error and required temperature range).

All data are valid for a measuring chain consisting of a displacement transducer PR 6422, PR 6423, PR 6424 or PR 6425, and the signal converter CON 010.

TECHNICAL DATA

TRANSDUCERS

Nominal air gap

Centre of measuring range)
On transducers PR 6422: 0,75 mm approx.

With transducers PR 6423: 1,5 mm approx.
With transducers PR 6424 and PR 6425: 3,0 mm approx.

Connection cable

Transducer PR 6422 and PR 6423

A 1 m oil, moisture and chemical resistant cable is connected to the transducers. An extension cable 3 m long, with plug-in connectors at each end is delivered with the transducers and must be used to ensure correct calibration.

Connection to the converter is self locking, water proof and withstands temperatures up to 200 °C.

Transducer PR 6424

A 4 m cable is connected to the transducer. No extension cable is used. Cable specification as for PR 6422 ... 3.

ORDERING DATA

Type	Measuring ranges		Body threads	Order no.
	Static	Dynamic		
PR 6422/00	±0,5 mm	0 ... 25 ... 250 µm	M 6 X 0,5	9408 564 22001
PR 6422/10	±0,5 mm	0 ... 25 ... 250 µm	1/4"-28 UNF	9408 564 22101
PR 6423/00	±1,0 mm	0 ... 50 ... 500 µm	M 10 X 1	9408 564 23001
PR 6423/10	±1,0 mm	0 ... 50 ... 500 µm	3/8"-24 UNF	9408 564 23101
PR 6424/00	±2,0 mm	0 ... 100 ... 1000 µm	M 18 X 1,5	9408 564 24001
PR 6425/00	±2,0 mm	0 ... 100 ... 1000 µm	M 18 X 1,5	9408 564 25001

Signal converter CON 010

9408 600 1006

Transducer PR 6425

As for PR 6424 transducer but with high temperature resistance (350 °C) metal tube, protected length extending up to 1 m from transducer.

Resistance to chemicals

The transducer and cables are especially resistant to: water, steam, natural gas, helium, lubricants, ammonia, 10% sulphuric acid, ammonium hydroxide, benzene, benzol, fuel oils, potassium hydroxide, caustic soda, nitric acid, hydrochloric acid, carbon tetrachloride, tetrachloroethylene.

Environmental conditions

Ambient temperature limits

Reference temperature: +23 °C

Operation

PR 6422 ... 23 ... 24: -35 ... +180 °C

PR 6425 only: 0 ... +300 °C (350 °C max)

Storage: -40 ... +70 °C (all types)

Atmospheric pressure

Up to 10 bar

Accessories

2 clamping nuts

3 m extension cable for PR 6422 and PR 6423

Calibration

When delivered, the transducer and the converter are calibrated for standard material (42 CrMo 4 = SAE 4140). Calibration for other materials is possible via a lockable potentiometer located under the gas proof cover of the converter.

Only the air gap between the transducer and the target object on the machine needs to be adjusted and can be done electrically.

Target object

Cylindrical and plane surfaces

Shaft diameter: >25 mm for radial measurement (>50 mm for PR 6425)

Height of the measuring disc on the shaft:

>25 mm

Peripheral shaft speed: max. 2500 m/s

Shaft material: ferro magnetic steel

The specification is optimized for conventional materials used in turbo machines.

Reference material:

Measuring chains can be calibrated to suit any ferro magnetic steel, before delivery.

CONVERTER CON 010

Input

From eddy current transducer PR 6422, PR 6423, PR 6424 and PR 6425.

Sensitivity

Selectable via solder-links in the signal converter:

PR 6422: 16 V/mm

PR 6423: 8 V/mm (according to API)

PR 6424: 4 V/mm

PR 6425: 4 V/mm

Output

D.c. signal with a superimposed a.c. signal corresponding to shaft vibration.

Output open and short circuit proof.

Output and power supply connected via a 3-pole terminal block.

Rated output: -4 ... -20 V (linear)

Max. output: -1 ... -22 V

Reference output for symmetrical

measuring range: -12 V

Rated frequency range: 0 ... 12 kHz

(-3 dB) with C load <20 nF

Internal resistance: <1 Ω

Residual ripple: <10 mV_{pp} with C load = 1 nF

Permissible load resistance: ≥5 kΩ

Power supply

Rated voltage: -24 V ±5%

Rated current: 25 mA

Ripple: <20 mV_{pp}

The 3 connections for zero, supply and output signal are protected against wrong polarity.

Effects on accuracy

All error data are with respect to f.s.d.

Linearity error: <1% (to a straight line through the reference point, -12 V, with a gradient equal to the sensitivity)

Long term drift: 0,3% max.

Effect of supply voltage: <100 mV/V

Environmental conditions

Reference temperature: +23 °C

Ambient temperature limits

For specified accuracy: -35 ... +70 °C

For operation and storage: -40 ... +85 °C

Relative humidity

Unaffected by moisture

Vibration and shock

Shock test Eb to IEC 68-2-29 (DIN 40046)

Vibration test Fc to IEC 68-2-6 (DIN) 40046

Protection

For converter: IP 67

Housing material

6D Al Si Cu 3

Weight

0,6 kg (approx. 0,7 kg with packaging)

Accessories

4 clamping bolts with washers and spring washers
1 Directions for use

Explosion protection

The transducers PR 6422, PR 6423,

PR 6424 and PR 6425 as well as the Signal Converter CON 010 are suitable for installation in hazardous areas (for all explosion classes within groups G1 to G5), if safety barriers are used.

Certificate of conformity

PTB Nr. Ex-79/2069

Protection classification: intrinsic safety
EEX ib II C T6 (Fulfills European Standards EN 50014 and EN 50020, and VDE 0171).

Test certificate

PTB Nr. III B/E-29163

Protection classification: intrinsic safety

and special safety (Ex) is G5

Output and supply circuits only for connection to certified intrinsically safe circuits with following max. permissible values:

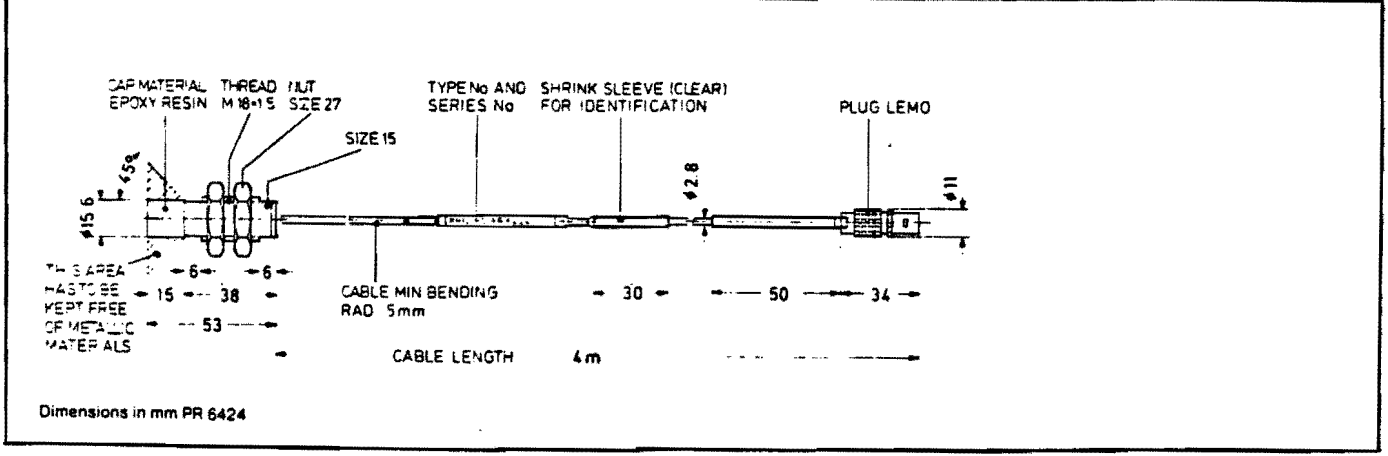
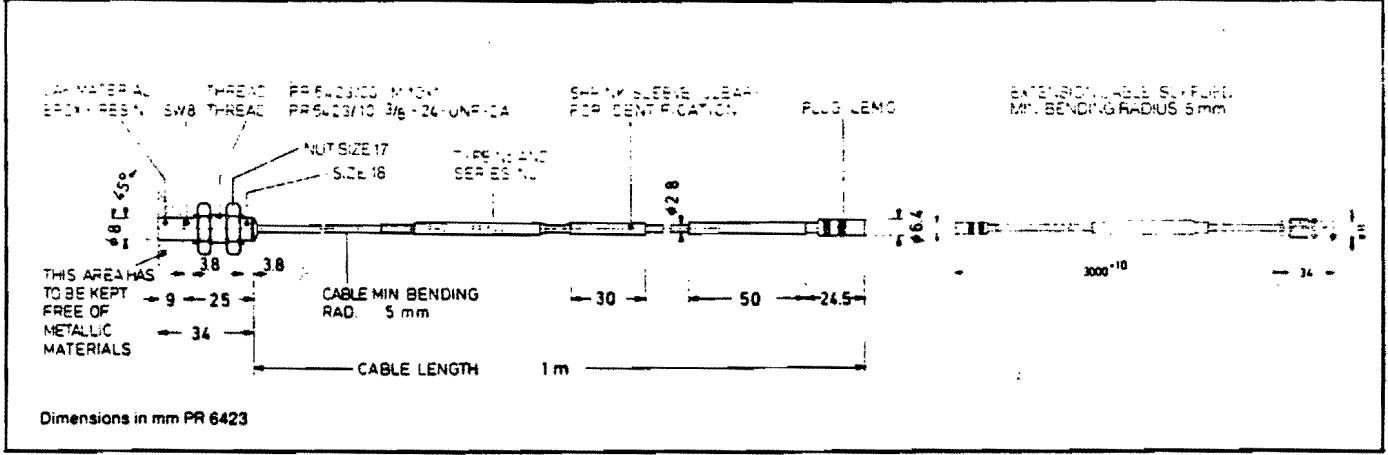
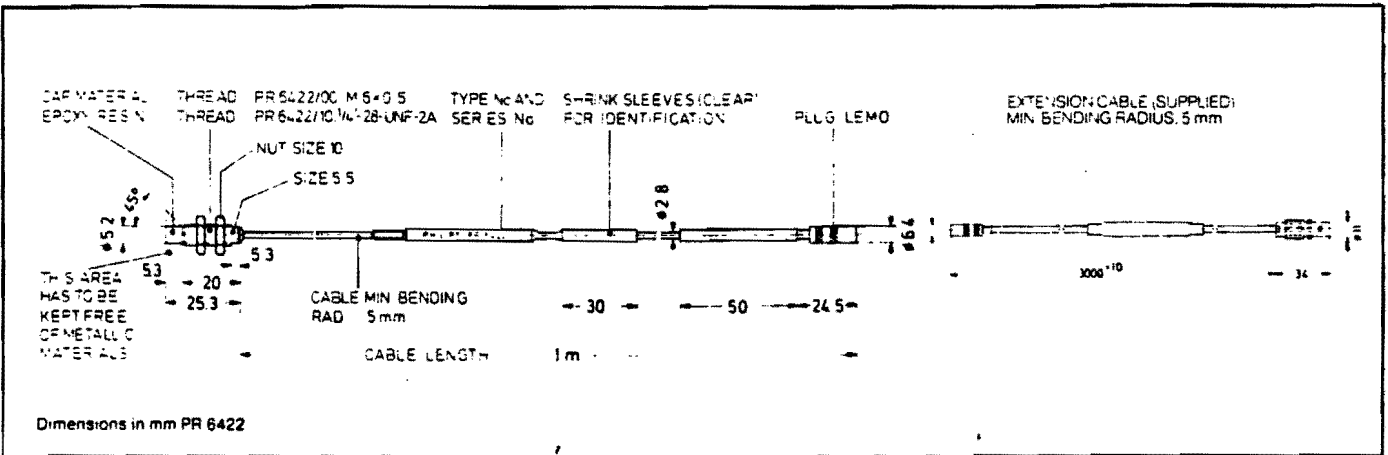
Sum of no-load voltages: <31 V

Sum of short circuit currents: <70 mA

The effective internal capacity and inductive values: Ci < 11 µF; Li < 0,1 mH

Recommended safety barrier types for measuring line: 8901/30-280/020/00
for supply line: 8903/30-284/050/70

Manufacturer: Stahl & Co., Künzelsau, W.-Germany. Can be supplied by Philips.



BIJLAGE IX: Meetonnauwkeurigheid

De beweging van de stator blijkt voornamelijk te bestaan uit een rotatie (zie fig. IX.1).

De gemeten afwijking bedraagt:

$$x_g = r * \tan \hat{\theta} \quad (\text{IX.1})$$

met: r = straal van de stator
 $\hat{\theta}$ = rotatie

De werkelijke afwijking wordt gegeven door:

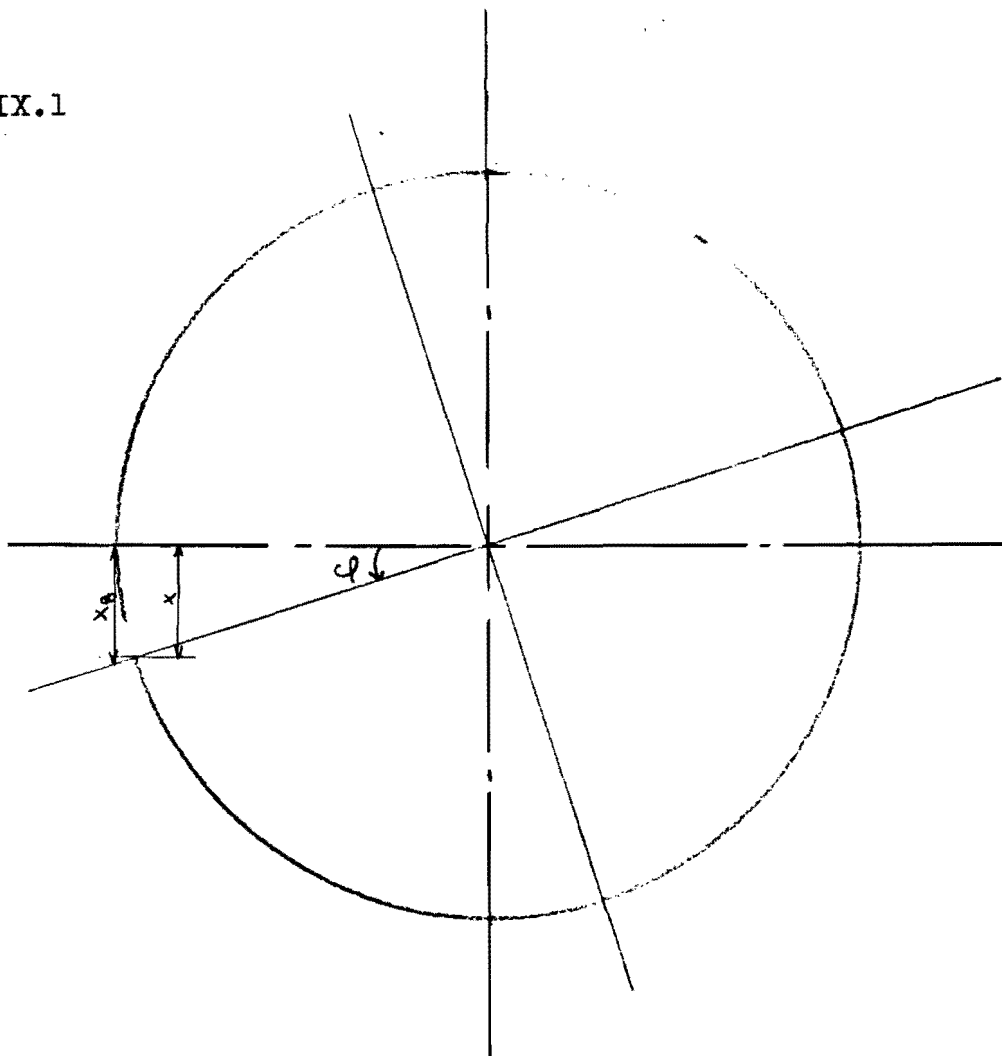
$$x = r * \sin \hat{\theta} \quad (\text{IX.2})$$

Voor de meetfout volgt dus:

$$mf = 1 - x_g/x = 1/\cos \hat{\theta} \quad (\text{IX.3})$$

waarbij $\hat{\theta}$ volgt uit vergelijking IX.1. Omdat $x_g \ll r$ (x_g is ongeveer gelijk aan 1 mm, r is gelijk aan 636 mm) volgt dat $\cos \hat{\theta}$ ongeveer gelijk is aan 1 en dus de meetfout aan 0 (in de orde grootte van $1E-6$ mm).

fig. IX.1



BIJLAGE X: Snelheid en belasting

X.1 Snelheid

Er worden drie verschillende snelheden gewenst: 5000, 7500 en 10000 producten per uur. In begintoestand draait de rotor met 7500 producten per uur, de andere twee snelheden kunnen bereikt worden door het verwisselen van de tandriemschijf aan de motor.

Het toerental van de rotor wordt als volgt beschreven:

$$wr = \frac{in \cdot r1 \cdot wm}{r4}$$

met: wr = toerental van de motor
in = overbrengverhouding van het wormwiel
= 1/8
r1 = straal van de riemschijf aan de motor
r4 = straal van de riemschijf aan de ingang
van de omzetskast
= 85 mm
wm = toerental van de motor
= 1400 omw/min

Daaruit volgt de grootte van de benodigde riemschijf:

wr prod/uur	r1 mm
5000	40
7500	60
10000	80

tabel X.1

Na het meten van de werkelijke toerentallen (uit de grafieken, bijlage XI) blijken de werkelijke snelheden resp. 5404, 7516 en 9616 producten per uur te bedragen.

X.2 Maximale belasting

De maximaal toe te laten rotor-belasting volgt uit de maximaal toelaatbare Hertze spanning.

Voor de Hertze spanning geldt:

$$\dot{i} = C * \frac{F}{r^2}$$

met: C = constante
 = 430
 F = contactkracht
 = $\frac{\sigma_{max} * J}{r_{nok}}$
 = $1.66E-6 * n^2 * J$

met: n = aantal prod/uur
 J = rotorbelasting
 r = kromtestraal
 = $1/r_1 + 1/r_2$
 met r1 = straal nokrol
 r2 = straal nokschijf
 (deze volgt uit de
 vergelijking van de
 negende-graads polynoom)
 = 23.63 mm

Wordt er uitgegaan van een maximaal toe te stane belasting van 1000 N/mm² (het betreft hier immers steeds een kort-durende belasting) dan gelden bij de eerder gevonden snelheden (bijlage X.1) de volgende maximale belastingen:

wr prod/uur	J kg*m ²
5404	>120
7516	80
9616	40

tabel X.2

Andere belastingen waarbij gemeten wordt zijn 60, 20, 8 en 0 kg*m².

Deze belastingen worden gerealiseerd als in bijlage II en paragraaf 3.1.4. Alleen worden nu voor de lagere belasting (<=40 kg*m²) massa's gebruikt van 15 kg. De afstanden tot van de massa's tot het midden worden dan zoals hieronder.

J kg*m ²	l m
120	0.62
80	0.49
60	0.40
40	0.73
20	0.44
8	-----

0

tabel X.3

BIJLAGE XI: Resultaten van de verificatiemetingen

Deze resultaten omvatten een aantal grafieken, een tabel met de uit deze grafieken gehaalde meetwaarden (zoals eigenfrequentie, amplitude) en een aantal grafieken die een totaalbeeld geven van de amplitude als functie van een aantal parameters (belasting, snelheid).

XI.1 Meetresultaten

Het meetresultaat in eerste instantie bestaat uit een aantal grafieken waarin de verplaatsing uitgezet is tegen de tijd. Het eerste gedeelte is de stap, het tweede gedeelte is het natrillen in de eigenfrequentie (zie fig. XI.1).

Uit deze grafieken worden de volgende meetresultaten gehaald:

- kolom 1: snelheid van de rotor in prod./uur
- kolom 2: belasting van de rotor in $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
- kolom 3: maximale afwijking van de bedplaat ten opzichte van de nulstand in mm
- kolom 4: eigenfrequentie in Hz.
- kolom 5: eigenfrequentie in rad/s

wr prod/uur	J $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	xg mm	f Hz	w rad/s
5404	120	0.57	12.97	81.49
	80	0.37	13.79	86.65
	60	0.22	13.79	86.65
	40	0.15	15.14	95.13
	20	0.08	15.14	95.13
	8	0.04		
	0	0.02		
7516	80	1.02	12.97	81.49
	60	0.66	13.79	86.65
	40	0.45	15.14	95.13
	20	0.21	16.51	103.73
	8	0.08	20.18	126.63
	0	0.03		
9616	40	0.94	15.14	95.13
	20	0.41	18.16	114.10
	8	0.16	22.70	142.63
	0	0.02		

tabel XI.1

XI.2 Grafieken

Tot slot wordt, om een beter overzicht te verkrijgen, wordt de amplitude uitgezet tegen snelheid en belasting (zie fig. XI.1 en XI.2) en tegen de contactkracht tussen nokrol en nokschijf (zie fig. XI.3)

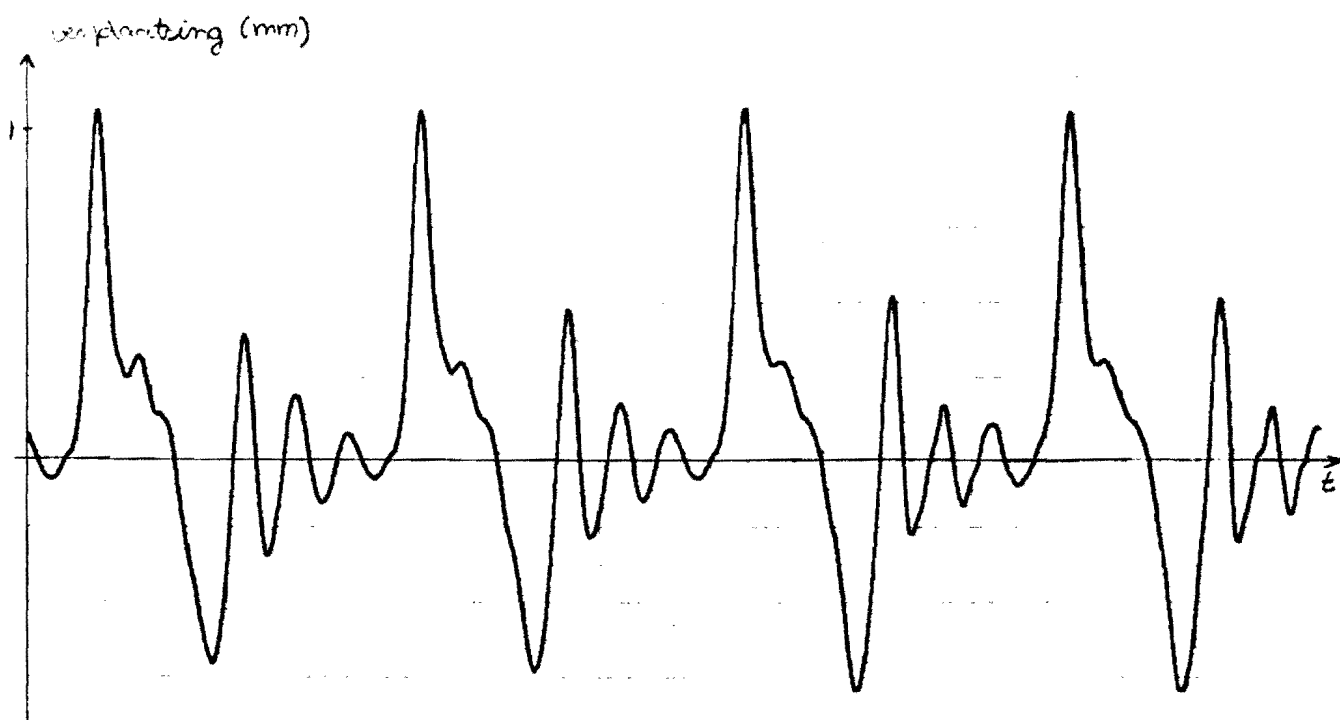


fig. XI.1

fig. XI.2

maximale afwijking
ten nulpunt
[mm]

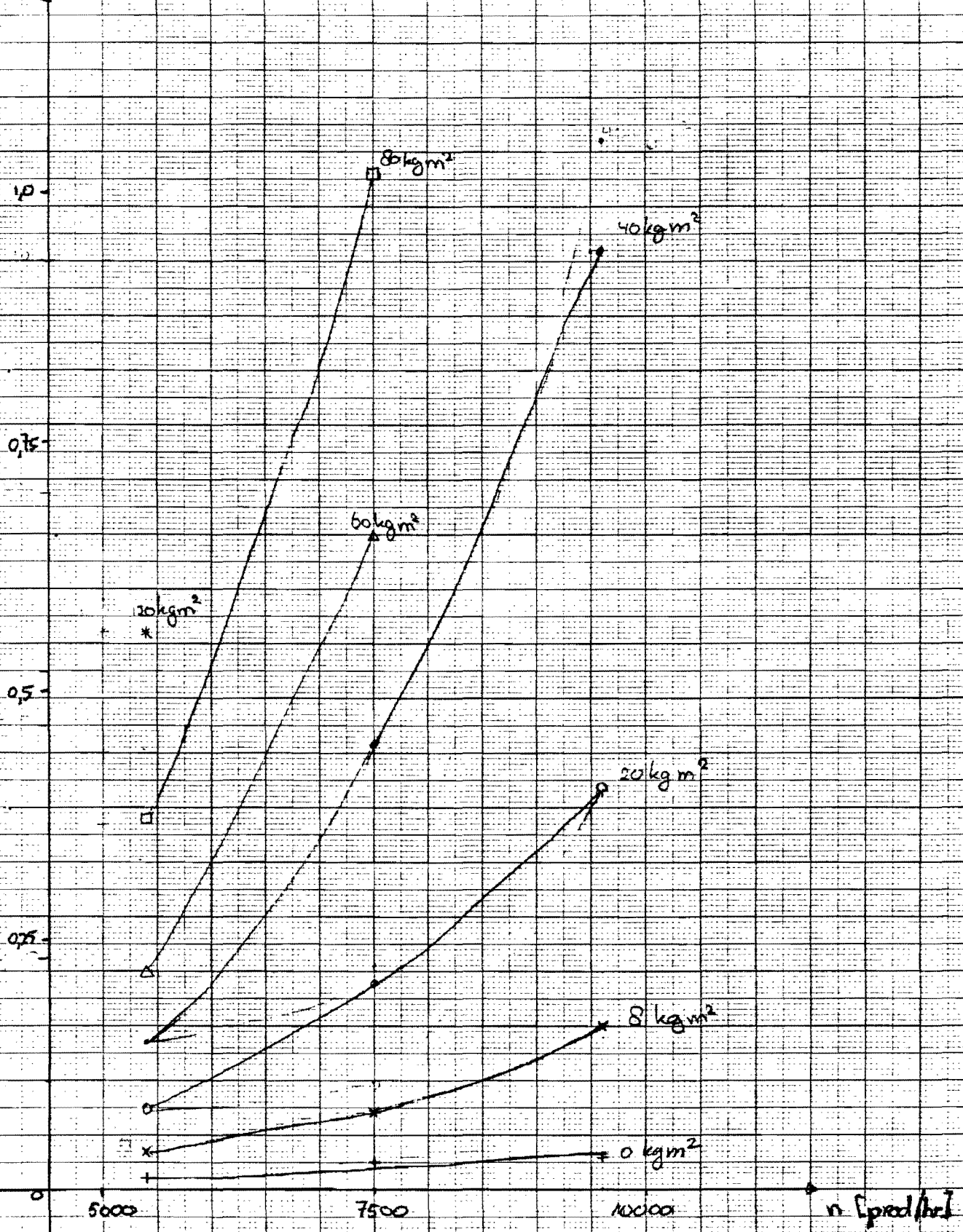


fig. XI.3

maximale afværling
tous nulpunkt
[mm]

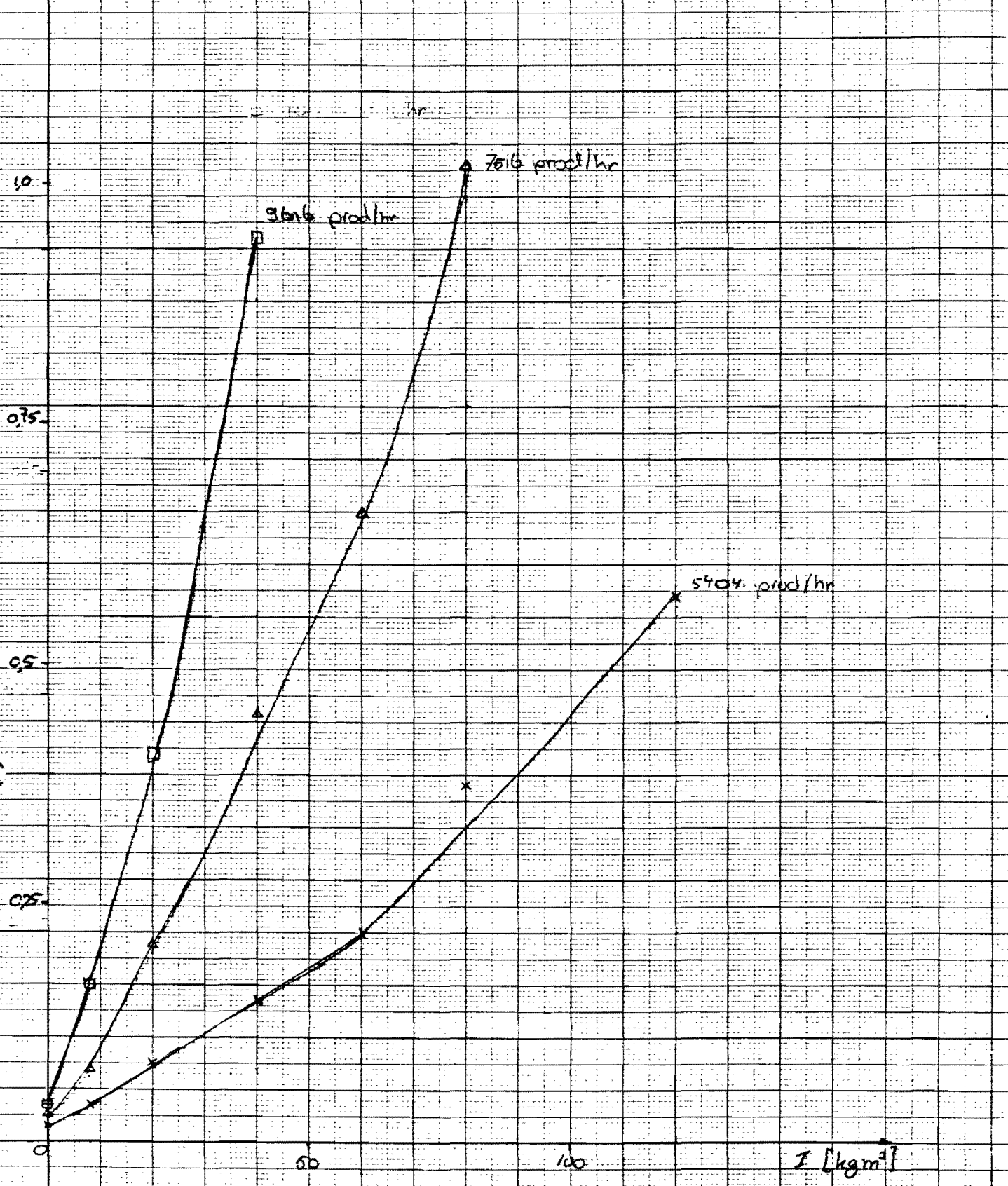
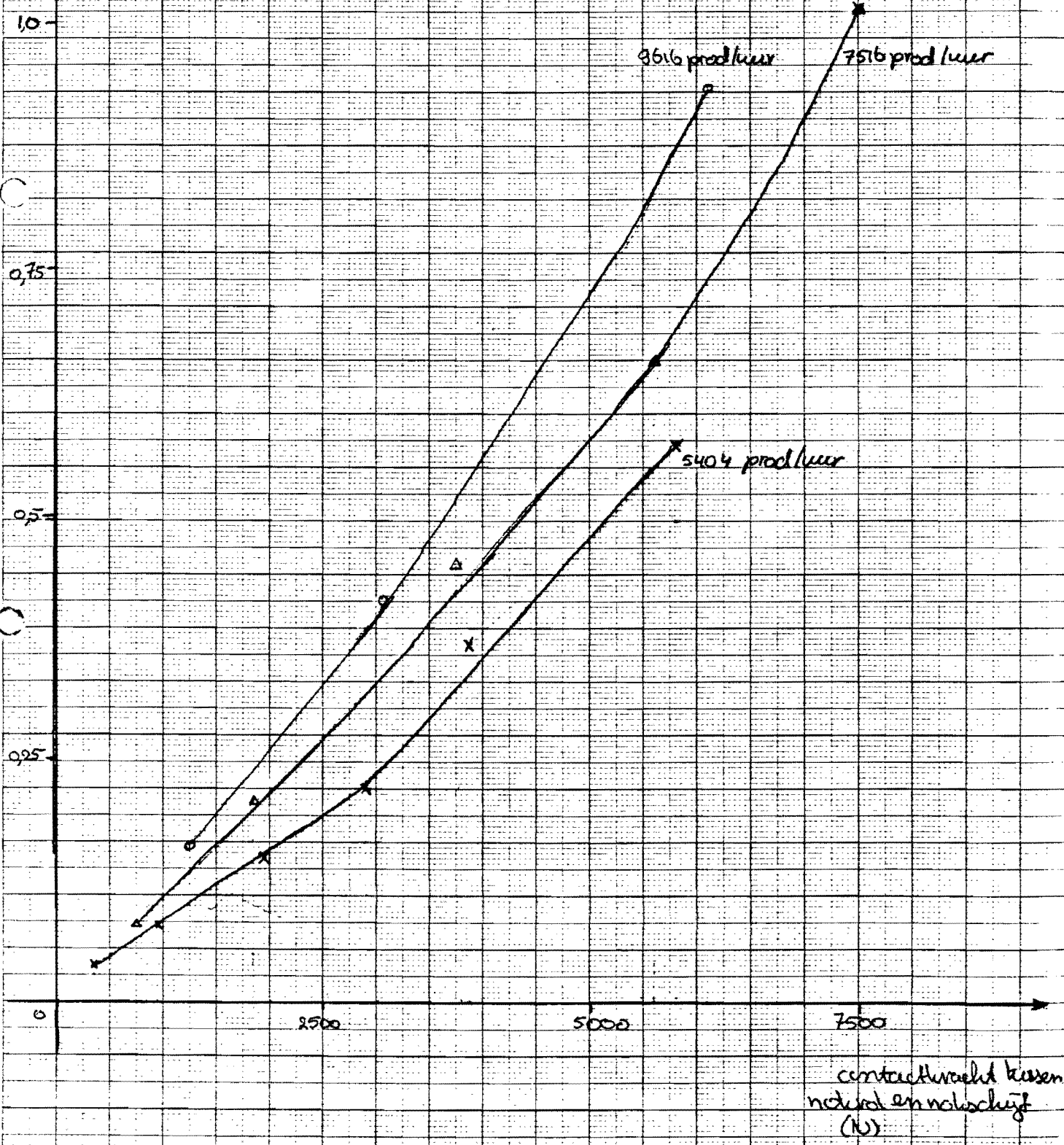


fig. XI.4

maximale afwijking
toe nulpunt
[mm]



BIJLAGE XII: Differentiaalvergelijking oplossen

Voor het opstellen van de differentiaalvergelijking wordt uitgegaan van fig. 6.1. Uit de metingen is gebleken dat de voornaamste beweging een rotatorische beweging als star lichaam is. De vergelijking van dat systeem is dan:

$$-k_v \ddot{\theta}_{20} - J_r \ddot{\theta}_{21} = J_s \ddot{\theta}_{20} \quad (\text{XII.1})$$

met: k_v = torsiestijfheid van de poten
 $\ddot{\theta}_{20}$ = hoekverdraaiing van de stator tov de vaste wereld
 J_r = massatraagheid van de rotor
 $\ddot{\theta}_{21}$ = hoekverdraaiing van de stator tov de rotor
 J_s = massatraagheid van de stator

Er geldt $\ddot{\theta}_{21} = -\ddot{\theta}_{21} = \ddot{\theta}_{10} - \ddot{\theta}_{20}$, en dit kan gesubstitueerd worden in (XII.1):

$$\begin{aligned} k_v \ddot{\theta}_{20} + J_s \ddot{\theta}_{20} &= -J_r \ddot{\theta}_{21} = -(\ddot{\theta}_{20} - \ddot{\theta}_{10}) J_r \\ k_v \ddot{\theta}_{20} + (J_s + J_r) \ddot{\theta}_{20} &= \ddot{\theta}_{10} J_r \\ k_v \ddot{\theta}_{20} + J \ddot{\theta}_{20} &= J_r \ddot{\theta}_{10} \end{aligned} \quad (\text{XII.2})$$

waarbij $\ddot{\theta}_{20}, \ddot{\theta}_{20}, \ddot{\theta}_{20}$ en $(J_r + J_s)$ vervangen zijn door resp. $\ddot{\theta}, \ddot{\theta}, \ddot{\theta}$ en J . $\ddot{\theta}_{10}$ volgt uit de formule van het nokprofiel:

$$a \frac{-2 * \ddot{D} * h_m * \sin(2 * \ddot{D} * t / t_m)}{t_m^2} \rightarrow \ddot{\theta} = \frac{2 * \ddot{D} * \ddot{O}_m * \sin(2 * \ddot{D} * t / t_m)}{t_m^2}$$

Verder wordt gezegd:

$$w = \omega (k_v / J)$$

zodat nu met bovenstaand gesubstitueerd in XII.2:

$$w^2 * \ddot{\theta} + \ddot{\theta} = \frac{J_r}{J} * \frac{2 * \ddot{D} * \ddot{O}_m}{t_m^2} * \sin(2 * \ddot{D} * t / t_m) \quad (\text{XII.3})$$

Van deze oplossing moeten een homogene en een particuliere oplossing gevonden worden, waarbij voor de particuliere oplossing gekozen wordt voor de begin-oplossing:

$$p = C * \cos(2 * \ddot{D} * t / t_m) + D * \sin(2 * \ddot{D} * t / t_m)$$

Dan volgt voor de oplossing van de differentiaalvergelijking:

$$\ddot{\theta} = \frac{J_r}{J} * \frac{2 * \ddot{D} * \ddot{O}_m}{w^2 * t_m^2 - 4 * \ddot{D}^2} * \left(\frac{-2 * \ddot{D} * \sin(w * t) + \sin(2 * \ddot{D} * t / t_m)}{(w * t_m)} \right) \quad (\text{XII.4})$$

BIJLAGE XIII: Toetsing

XIII.1 Toetsing aan meetwaarden

De gevonden vergelijking wordt aan de meetwaarden getoetst. Hierbij zijn J_r en n gekozen en kunnen de oplossing voor x en w uit de grafieken gehaald worden (zie tabel XI.1). Verder geldt voor deze machine $\bar{\sigma}_m = 2 \cdot \bar{D} / 24$ en $J_s = 205 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (opgebouwd uit 15 kgm^2 voor de poten en balken, 60 kgm^2 voor de bedplaat, 105 kgm^2 voor de rest van de tafel en 25 kgm^2 voor andere onderdelen). Voor t moet die tijd genomen worden dat de amplitude maximaal is en dat wordt bepaald met een extremen-programma. De resultaten staan in tabel XIII.1.

In deze tabel staat: n - aantal producten per uur
 J_r - belasting van de rotor
ampl.1- de amplitude zoals uitgerekend in bijlage XIII.1
fact.1- de verhouding van ampl.1 en de gemeten amplitude
ampl.2- de amplitude zoals uitgerekend in bijlage XIII.2
fact.2- de verhouding van ampl.2 en de gemeten amplitude

n prod/uur	J_r $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	ampl.1 mm	fact.1 --	ampl.2 mm	fact.2 --
5404	120	0.631	1.11	0.607	1.06
	80	0.401	1.08	0.380	1.03
	60	0.324	1.47	0.237	1.24
	40	0.173	1.15	0.173	1.15
	20	0.094	1.18	0.082	1.02
7516	80	0.958	0.94	0.842	0.83
	60	0.701	1.06	0.636	0.96
	40	0.425	0.94	0.425	0.94
	20	0.191	0.91	0.211	1.00
9616	8	0.047	0.59	0.084	1.05
	40	0.632	0.67	0.632	0.67
	20	0.262	0.64	0.325	0.79
	8	0.067	0.42	0.132	0.83

tabel XIII.1

XIII.2 Veranderen eigenfrequentie

Er geldt:

$$w = \kappa(kv/J)$$

en omdat kv een constante is moet dus gelden:

$$w_1/w_2 = \kappa(J_2/J_1)$$

met $J = J_r + J_s$.

Omdat de eigenfrequentie bij een belasting van $40 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ constant is over de snelheid, wordt die als basis genomen voor de berekening van de andere eigenfrequenties (zie tabel XIII.2).

J_r $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	w rad/s
120	82.6
80	88.2
60	91.5
40	95.1
20	99.3
8	102.0

tabel XIII.2

Nu worden deze waarden in vergelijking XII.4 gesubstitueerd en de resultaten daarvan staan in tabel XIII.1.

BIJLAGE XIV: vergroten van de stijfheid kv

De stijfheid van de poten kan als volgt berekend worden:

De kracht F op een poot leidt tot:

$$T_v = F/A_v \quad \text{met } A_v = \text{oppervlakte van de voet} \\ = D * r_v^2$$

en met de wet van Hooke $\delta = T_v/Gr$ en $x = \delta * dr$ volgt:

$$x = \frac{F * dr}{A_v * Gr} \quad (\text{XIV.1})$$

met: dr = dikte van het rubber
 Gr = glijdingsmodulus van het rubber

Nu volgt voor de stijfheid:

$$k_v = M/\delta = (F*r)/(x/r) = \frac{A_v * Gr * r^2}{dr} \quad (\text{XIV.2})$$

Dit is de stijfheid voor een poot. De stijfheid van de totale constructie is deze stijfheid vermenigvuldigd met 4 omdat er 4 veren parallel zijn geschakeld.

Voor deze basismolen geldt dat $r_v=67$ mm, $dr=12.5$ mm en $Gr=1.18E6$ N/m². Worden deze waarden gesubstitueerd in vergelijking XIV.2 dan volgt $k_v = 2.5E6$.

Dit komt overeen met de gevonden waarde, met $w \ll (k_v/J)$ volgt $k_v=2.2E6$.

Wordt de dikte van het rubber nu teruggebracht naar 1mm, dan volgt $k_v=3E6$ en deze waarde kan ingevuld worden in 6.2 en dan volgt de nieuwe waarde voor x.