

# Construeren van mechanismen : de mechanisms-module van Unigraphics

***Citation for published version (APA):***

Grinsven, van, J. H. A. (1990). *Construeren van mechanismen : de mechanisms-module van Unigraphics*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPA0909). Technische Universiteit Eindhoven.

***Document status and date:***

Gepubliceerd: 01/01/1990

***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](http://www.tue.nl/taverne)

***Take down policy***

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

[openaccess@tue.nl](mailto:openaccess@tue.nl)

providing details and we will investigate your claim.

**CONSTRUEREN VAN MECHANISMEN**

**De Mechanisms-module van  
UNIGRAPHICS.**

**W.P.A. rapportnr.: 0909**

**J.H.A. van Grinsven            mei 1990**

**Een onderzoek naar de mogelijkheden van de mechanismen-  
module van Unigraphics, ontwikkeld door  
McDonnell Douglas**

**Verslag van een onderzoekopdracht aan  
de Technische Universiteit Eindhoven,  
faculteit der Werktuigbouwkunde.**

**in opdracht van: Prof. ir. J. van Bragt  
onder begeleiding van: ir. P. Koumans**

**Eindhoven, mei 1990**

## VOORWOORD

Eindstudenten van de vakgroep WPA die Specifieke Productiemiddelen als afstudeerrichting hebben, beschikken over de mogelijkheid om gebruik te maken van de werkstations die staan opgesteld in een speciaal voor CAD-CAM ingerichte ruimte. Het geïnstalleerde CAD-systeem is ontwikkeld en geleverd door McDonnell Douglas. Dit verslag tracht een handleiding te zijn om snel met de MECHANISMS-module die geïmplementeerd is in het CAD-systeem, te kunnen omgaan.

Volgens de handleiding van McDonnell Douglas moeten gebruikers van het mechanismepakket al bekend zijn met UNIGRAPHICS. Voor goed gebruik van het pakket wordt tevens aangeraden de basis- en vervolgopleiding van Unigraphics te volgen. Mijn ervaring is dat de CAD-cursus verzorgd door de heer F. Soers en het college mechanismen uit trimester 3.3 een voldoende basis zijn om een start met het mechanismepakket te kunnen maken.

Nadat ik de CAD-cursus had afgerond kreeg ik de opdracht de mogelijkheden van het mechanismen-pakket te onderzoeken en ben aan de slag gegaan met behulp van de MECHANISM OPERATIONAL DESCRIPTION en de stof welke behandeld is tijdens het college Mechanismen.

Terwijl ik aan het inwerken was met het mechanismepakket werd het me langzamerhand steeds duidelijker dat de originele MECHANISMS OPERATIONAL DESCRIPTION van McDonnell Douglas een goede handleiding is die antwoord kan geven op de meeste vragen over het pakket. Het is echter voor de student die nog weinig of geen ervaring heeft met construeren van mechanismen met behulp van een CAD-systeem geen gemakkelijk werk om mee aan de slag te gaan. Dit werk pretendeert geen volledige beschrijving te zijn van het mechanismepakket. Over het pakket kan ongetwijfeld veel uitgebreider worden geschreven. Hier en daar zullen zaken vermeld en beschreven zijn die men ook in de officiële handleiding terug kan vinden maar voor de volledigheid zijn ze toch in dit verslag opgenomen.

J. van Grinsven

## SAMENVATTING

Het MECHANISMS-pakket bestaat uit een aantal deelmodules waarmee het mogelijk is mechanismen te construeren en te analyseren. Eerst is uitgebreid bekeken wat de Synthese-module van het pakket beoogt, wat de mogelijkheden zijn en hoe je ermee om gaat. Vervolgens zijn deze vragen ook gesteld bij het onderzoeken van de CREATE-module en het UG-ANALYSIS analyse systeem. De werkwijze en achtergrondinformatie zijn in verschillende hoofdstukken gevat die dezelfde nummering hebben als de opties uit het HIGH-LEVEL-menu.

Aan de hand van een aantal oefenvoorbeelden kan de gebruiker enige ervaring opbouwen met het systeem. Daarnaast zijn een aantal concrete 2d- en 3d-mechanismen ingevoerd, onder andere een bestaand naaimachinemechanisme, en vervolgens is daarvoor een analyse uitgevoerd.

Het volgende is in het onderzoek gevonden: Met behulp van het synthese-pakket kan een mechanismenontwerper aan de hand van een aantal koppelvlakstanden vlakke 4-stangenmechanismen met een bepaalde structuur construeren. De leer van de diskrete kinematica is in de software van dit pakket gevat zodat het synthetiseren van deze mechanismen niet meer handmatig hoeft te gebeuren.

Met behulp van de optie CREATE in het eerste hoofdmenu (zie uitklapblad) kunnen 2d- en 3d-mechanismen worden geconstrueerd en met UG-ANALYSIS worden geanalyseerd. Deze mechanismen kunnen bestaan uit een groot aantal schakels en een keur aan verschillende elementenparen. De resultaten van de analyse kunnen worden uitgezet in grafiek of tabel en kunnen door middel van animatie van het mechanisme zichtbaar worden gemaakt. Hiermee wordt ontzettend veel rekenwerk bespaard.

Aan de hand van een aantal oefenvoorbeelden kan de gebruiker enige ervaring opbouwen met het systeem.

Daarnaast zijn een aantal concrete 2d- en 3d-mechanismen ingevoerd, onder andere een bestaand naaimachinemechanisme, en vervolgens is daarvoor een analyse uitgevoerd.

---

<u>INLEIDING</u>	7
In het kort de mogelijkheden van het pakket	7
HIGH-LEVEL-menu; hoofd-menu's; sub-menu's	8
Entiteitenhiërarchie	8
UITKLAPBLAD	9
OPSTARTEN VAN DE MECHANISMENMODULE	10
HIGH-LEVEL-menu's	10
1 <u>DESIGN - hoofdmenu's</u>	11
1.1 <u>SYNTHESE</u> van stangenvierzijden	12
wat kan de ontwerper met de synthesemodule?	12
construeren van het mechanisme	13
ontwerpvrijheidsgraden bij het construeren	13
1.1.1 CREATE MOTIONVECTORS	
vastleggen van bewegingsvectoren	14
1.1.2 DELETE MOTIONVECTORS     verwijderen	14
1.1.3 CREATE LINKS	
construeren van schakels	14
1.1.4 DELETE LINKS     verwijderen	21
1.1.5 ANIMATE zichtbaar maken van de mogelijke beweging	21
Beoordeling van een mechanisme aan de hand van	
FOUR-BAR-PROPERTIES	24
1.2 <u>CREATE</u> construeren van een mechanisme	25
1.2.1 construeren van schakels	25
1.2.2 aanbrengen van elementenparen	27
1.2.3 aanbrengen van veren	28
1.2.4 aanbrengen van dempers	29
1.2.5 ANALYSE PUNTEN	29
1.2.6 krachten	29
1.2.7 momenten	30
1.2.8 begincondities	30
1.2.9 voorgeschreven bewegingen	30
1.3 <u>VERIFY/EDIT</u> verifiëren en aanpassen van entiteiten	31

<b>1.4</b>	<b><u>ANALYSE</u></b>	32
	welke grootheden worden geanalyseerd?	33
	voor welke entiteiten kunnen deze grootheden worden geanalyseerd?	34
	welke vormen van output kent het systeem?	34
<b>1.5</b>	<b><u>REVIEW RESULTS</u></b> opnieuw bekijken van resultaten	35
<b>1.6</b>	<b><u>DELETE</u></b> verwijderen van entiteiten	35
	<b><u>HIGH-LEVEL-menu opties</u></b>	36
<b>2</b>	<b><u>VERIFIEREN / AANPASSEN VAN MECHANISMEN</u></b>	36
<b>3</b>	<b><u>VERWIJDEREN VAN MECHANISMEN</u></b>	36
<b>4</b>	<b><u>TRANSFORMEREN VAN MECHANISMEN</u></b>	36
<b>5</b>	<b><u>ZICHTBAAR / ONZICHTBAAR MAKEN VAN MECHANISMEN</u></b>	36
<b>6</b>	<b><u>PLOTTEN VAN MECHANISMEN</u></b>	36
	<b><u>DISCUSSIE</u></b>	37
	<b><u>CONCLUSIES EN AANBEVELINGEN</u></b>	39
	<b><u>LITERATUUR</u></b>	41
<b>APPENDIX A</b>	diskrete kinematika	42
<b>APPENDIX B</b>	aanwijzingen en foutmeldingen	44
	no possible mechanism	46
<b>APPENDIX C</b>	klasse-indelingen van mechanismen	48
<b>APPENDIX D</b>	weergaven en wijze van invoeren	
	van de elementenparen	52
<b>BIJLAGE 1</b>	oefenvoorbeelden SYNTHESE	61
<b>BIJLAGE 2</b>	oefenvoorbeelden CREATE	71
<b>BIJLAGE 3</b>	exacte rechtgeleidingsmechanismen	77
<b>BIJLAGE 4</b>	benaderde rechtgeleidingsmechanismen	81
<b>BIJLAGE 5</b>	de stelling van Roberts	85
<b>BIJLAGE 6</b>	modellering van een naaimachine	87
<b><u>O.P.U.</u></b>	Werken volgens de projectstrategie o.p.u.	99

## INLEIDING

---

Binnen de vakgroep WPA kunnen eindstudenten van prof. van Bragt gebruik maken van het Unigraphics II ontwerp pakket dat ontwikkeld is door Mc Donnell Douglas. Een van de beschikbare modules binnen dit systeem is de mechanismen-module.

De opdracht luidde om met het pakket te leren omgaan en de diverse mogelijkheden te onderzoeken. Verder was er behoefte aan een andere handleiding. Bij het pakket bestaat een handleiding geschreven door Mc Donnell Douglas die dusdanig is opgezet dat de meer ervaren mechanismen-ontwerper de mogelijkheden van het pakket bij elkaar heeft en redelijk snel met het pakket kan werken. Voor de ongeoefende student echter kan het pakket wat ondoorzichtig overkomen terwijl hij/zij er eigenlijk snel mee vertrouwd moet kunnen raken. Het probleem was dus hoe deze handleiding dan zou moeten worden opgebouwd. Er zou een beschrijving moeten worden gemaakt waarmee snel een overzicht van de mogelijkheden voorhanden is alsmede duidelijke aanwijzingen om handig en snel met het pakket te kunnen omgaan. Voorbeeldjes van 2-dimensionale en 3-dimensionale mechanismen dienen ertoe om de beginnende ontwerper sneller op weg te helpen met het pakket.

### IN HET KORT DE MOGELIJKHEDEN VAN HET MECHANISMENPAKKET

Er zijn verschillende mogelijkheden om mechanismen te construeren. Er kan gebruik worden gemaakt van al bestaande geometrieën die met het design-pakket zijn geconstrueerd. Een mechanisme kan ook uit skeletvormige schakels worden samengesteld en krijgt dan het uiterlijk van een kinematische keten. De laatstgenoemde mogelijkheid werkt snel. In beide gevallen kunnen aan de schakels gewicht, zwaartepunt en massatraagheidsmoment worden toegekend. Indien aan de hand van een aantal koppelvlakstanden een vlak vierstangen-mechanisme moet worden gesynthetiseerd kan van het SYNTHESIS- pakket gebruik worden gemaakt.

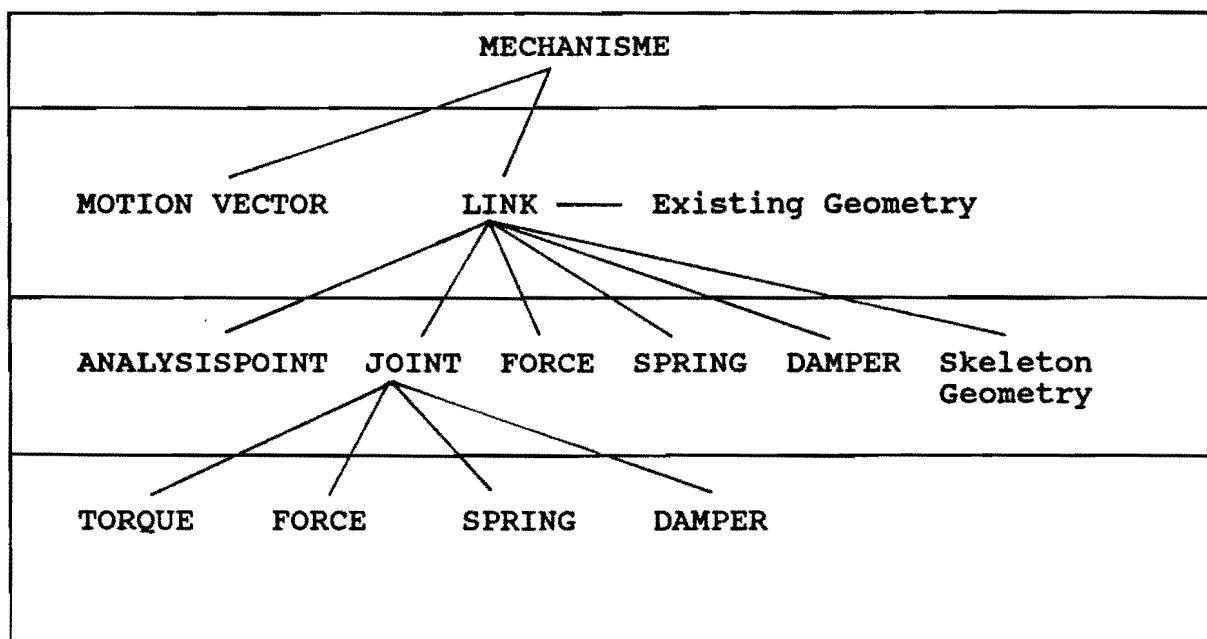
De geconstrueerde mechanismen kunnen worden geanalyseerd met het UG-Analysis pakket. De resultaten van de analyse kunnen in grafiek, in tabel en door middel van animatie van het mechanisme zichtbaar worden gemaakt.

## HIGH-LEVEL MENU, HOOFDMENU'S, SUBMENU'S

De gebruiker van het pakket heeft de mogelijkheid om handelingen uit te voeren die betrekking hebben op het mechanisme als geheel maar ook handelingen die betrekking hebben op afzonderlijke entiteiten. De eerstgenoemde groep handelingen staan in het HIGH-LEVEL menu, de tweede groep in de HOOFD- en SUB-menu's. (zie uitklapblad)

## DE ENTITEITENHIERARCHIE

Een mechanismeconfiguratie wordt opgebouwd uit een aantal entiteiten die verschillende bewegende delen of grootheden voorstellen. In de mechanisme ontwerpmodule zijn de entiteiten gerangschikt in een hiërarchische structuur zoals onderstaand beschreven:



Een van de gevolgen van deze hiërarchie is bijvoorbeeld dat je tijdens het creëren van een mechanisme eerst de links moet tekenen en dan pas de elementenparen of krachten/momenten kunt aanbrengen. Bij verwijderen van entiteiten zal in geval je een link gaat verwijderen, ook de vastgekoppelde entiteiten uit lagere niveau's verdwijnen terwijl de link niet verdwijnt wanneer opdracht wordt gegeven om joints of andere entiteiten van lagere niveau's te verwijderen.



UNIGRAPHICS II  
TECUNIBNXA  
3 CAE

CAE MODULES  
CHOOSE OPTION  
3 MECHANISMS

HIGH-LEVEL-MENU'S  
MECHANISM DESIGN  
CHOOSE FUNCTION  
1 DESIGN  
2 VERIFY/EDIT  
3 DELETE  
4 TRANSFORM  
5 BLANK/UNBLANK  
6 PLOT

DESIGN/ANALYZE MECHANISM  
CHOOSE FUNCTION  
1 SYNTHESIS  
2 CREATE  
3 VERIFY/EDIT  
4 ANALYSIS  
5 REVIEW RESULTS  
6 DELETE

VERIFY/EDIT  
CHOOSE FUNCTION  
1 LIST MECHANISM CONNECTIONS  
2 COLOR/FONT/DENSITY  
3 LAYER MOVE  
4 CHANGE MECHANISM NAME

DELETE  
het complete mechanisme wordt  
verwijderd

TRANSFORMATIONS  
CHOOSE OPTION  
1 TRANSLATE  
2 SCALE  
3 ROTATE ABOUT A POINT  
4 MIRROR THROUGH A LINE  
5 RECTANGULAR ARRAY  
6 CIRCULAR ARRAY  
7 ROTATE ABOUT A LINE  
8 MIRROR THROUGH A PLANE  
9 REPOSITION  
10 ROTATE BETWEEN TWO AXES  
11 3 POINT FIT  
12 4 POINT FIT

BLANK/UNBLANK  
het complete mechanisme is wel  
of niet zichtbaar op hetscherm

PLOT  
het mechanisme kan worden  
geplot

HOOFD-MENU'S

DESIGN/ANALYZE MECHANISM  
CHOOSE FUNCTION  
1 SYNTHESIS  
2 CREATE  
3 VERIFY/EDIT  
4 ANALYSIS  
5 REVIEW RESULTS  
6 DELETE

1) MECHANISM SYNTHESIS  
CHOOSE METHOD  
1 CREATE MOTION VECTORS  
2 DELETE MOTION VECTORS  
3 CREATE LINKS  
4 DELETE LINKS  
5 ANIMATE  
6 FOUR-BAR PROPERTIES

2) CREATE  
CHOOSE TYPE  
1 LINK  
2 JOINT  
3 SPRING  
4 DAMPER  
5 ANALYSIS POINT  
6 FORCE  
7 TORQUE  
8 INITIAL CONDITIONS  
9 MOTION INPUTS

3) VERIFY/EDIT  
1 EDIT  
2 VERIFY  
3 LIST  
4 DISPLAY PARAMETERS  
5 COLOR/FONT/DENSITY  
6 LAYER MOVE

4) MECHANISM ANALYSIS  
CHOOSE METHOD  
1 UG ANALYSIS  
2 ADAMS (niet beschikbaar)  
3 DRAM (niet beschikbaar)

5) REVIEW ANALYSIS RESULTS  
ENTER NAME OF RESULTSFILE  
dit is een .REQ file,  
de naam voor de punt kan  
vrij worden gekozen.

6) DELETE  
1 LINK  
2 JOINT  
3 SPRING  
4 DAMPER  
5 ANALYSIS POINT  
6 FORCE  
7 TORQUE  
8 INITIAL CONDITIONS  
9 MOTION INPUTS  
10 MOTION VECTORS

## OPSTARTEN VAN DE MECHANISMEN-MODULE

Wanneer in het menu CAE MODULES voor optie 3: MECHANISMS is gekozen, volgt onderstaand HIGH-LEVEL menu. De opties hierin hebben allen betrekking op mechanisme-niveau, handelen met het gehele mechanisme en dus kunnen er geen gedeelten van een mechanisme mee worden gehandeld. Daartoe dienen de Hoofdmenu's die later in dit verslag worden beschreven.

```
HIGH-LEVEL MENU
MECHANISM DESIGN
CHOOSE FUNCTION
1 DESIGN
2 VERIFY/EDIT
3 DELETE
4 TRANSFORM
5 BLANK/UNBLANK
6 PLOT
```

Als men mechanismen wil ontwerpen dient men te beginnen met optie 1: DESIGN. Wanneer een mechanisme ontworpen is kan voor de andere opties worden gekozen om gegevens over het mechanisme op te vragen, eigenschappen te wijzigen, het mechanisme te verwijderen, te transformeren, onzichtbaar te maken of te plotten.

1 DESIGN



SELECT EXISTING MECHANISM OR CREATE MECHANISM

Wanneer de ontwerper wenst te werken aan een al bestaand mechanisme kan hij/zij de naam ervan intikken onder "ENTER NAME" of selecteren met de muis als het mechanisme al zichtbaar is in het workview. Indien men een nieuw mechanisme wenst te construeren moet nu de naam worden ingevoerd zodat er een nieuwe mechanismefile wordt aangemaakt.

Daarna verschijnt het hoofdmenu behorende bij het eerder gekozen item uit het HIGH-LEVEL menu.

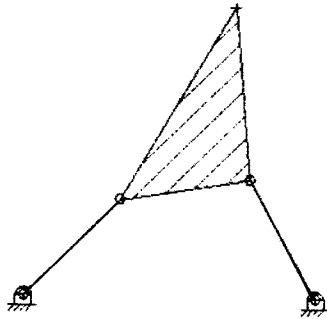
Binnen DESIGN worden de volgende hoofdmenu's getoond:

- 1.1:SYNTHESIS
  - 1.1.1:bewegingsvectoren creeren.
  - 1.1.2:bewegingsvectoren verwijderen.
  - 1.1.3:elementen creeren.
  - 1.1.4:elementen verwijderen.
  - 1.1.5:animeren.
  
- 1.2:CREATE
  - 1.2.1:element
  - 1.2.2:elementenpaar
  - 1.2.3:veer
  - 1.2.4:demper
  - 1.2.5:analysepunt
  - 1.2.6:kracht
  - 1.2.7:torsiekoppel
  - 1.2.8:begincondities
  - 1.2.9:ingående bewegingen
  
- 1.3:VERIFY/EDIT
  - 1.3.1:veranderen
  - 1.3.2:verifiëren
  - 1.3.3:listen
  - 1.3.4:display parameters
  - 1.3.5:kleur/font/dichtheid
  - 1.3.6:verplaatsen van entiteiten naar een andere layer
  
- 1.4:ANALYSIS
  - UG Analysis is het enige bruikbare analysepakket
  
- 1.5:REVIEW RESULTS
  - Resultaten kunnen opnieuw zichtbaar worden gemaakt door middel van animatie. Dit kan alleen als de rekenresultaten tevoren in een requestfile (.REQ) zijn opgeslagen.
  
- 1.6:DELETE
  - afzonderlijke entiteiten kunnen worden verwijderd.

## 1.1 SYNTHESE

### Wat kan de ontwerper met het synthesepakket?

Het pakket maakt het mogelijk om aan de hand van een aantal standen van het koppelvlak in het x-y-coördinatensysteem een vierstangenmechanisme te creëren, bestaande uit twee gesteldraaipunten, een in- en uitgaande schakel, een driehoekig koppelvlak en twee bewegende draaipunten. Onderstaand is een voorbeeld van een mechanisme met een dergelijke structuur getekend.



### Hoe gaat synthese in zijn werk, wat doet de ontwerper, wat doet het systeem?

De ontwerper moet de gewenste posities en orientaties van het koppelvlak aangeven. Minimaal 2 en maximaal 5 standen kunnen worden aangegeven. Heeft hij dit gedaan dan moeten de in- en uitgaande schakel worden gedefinieerd. Daarbij heeft de ontwerper een aantal vrijheidsgraden, afhankelijk van het aantal voorgeschreven koppelvlakstanden. Het systeem berekent nu met behulp van coördinatentelling hoeveel ontwerp vrijheidsgraden de ontwerper over heeft. Hoe meer koppelvlakstanden hij voorschrijft, des te minder vrijheidsgraden blijven er over.

### Hoe worden koppelvlakstanden vastgelegd? Motionvectors.

De posities en oriëntaties van het koppelvlak worden gerepresenteert door motionvectors. Motionvectors worden voorgesteld door vectorpijlen waarvan de positie van de oorsprong en de richting van de pijl de stand van het koppelvlak vastleggen. De lengte van de motionvectors is onbetekend. De motionvectors

komen automatisch in het x-y-vlak van het WCS liggen. Het is dus het handigste wanneer eerst het tekenbord gereed wordt gemaakt voor SYNTHESIS, dus wanneer het TOP-view als workview wordt gekozen.

#### Het construeren van het mechanisme.

Nadat de gewenste motionvectors zijn vastgelegd kunnen de aandrijf- en volgschakel worden geconstrueerd. De eerst-gecreëerde schakel wordt de aandrijvende, de tweede wordt de volgschakel, echter deze configuratie kan nog worden veranderd met SWITCH INPUT LINK. Wanneer de constructeur tevreden is met de twee schakels kan hij dit met ACCEPT LINKS aangeven. Het driehoekig koppelvlak wordt dan automatisch geconstrueerd.

#### Ontwerpvrijheidsgraden bij het creëren van de schakels.

Heeft de ontwerper de koppelvlakstanden vastgelegd, dan heeft hij afhankelijk van het aantal standen de volgende ontwerpvrijheidsgraden over:

aantal gecreëerde motionvectors	2	3	4	5
aantal ontwerpvrijheidsgraden	6	4	2	*

- \* Er zijn geen ontwerpvrijheidsgraden meer. De constructeur heeft kans op 0, 2 of 4 schakels. Bij de laatste mogelijkheid moet hij een combinatie maken van de aangeboden schakels.

Zie Appendix A voor berekening van de vrijheidsgraden en achtergrondinformatie over het SYNTHESIS pakket.

Hieronder volgt het SYNTHESIS hoofdmenu met vervolgens een beschrijving van alle items.

- 1] MECHANISM SYNTHESIS
  - CHOOSE METHOD
  - 1 CREATE MOTIONVECTORS
  - 2 DELETE MOTIONVECTORS
  - 3 CREATE LINKS
  - 4 DELETE LINKS
  - 5 ANIMATE
  - 6 FOUR-BAR PROPERTIES

#### 1.1.1 CREATE MOTIONVECTORS

Motionvectors kunnen willekeurig in het x-y-vlak worden vastgelegd. Dit gebeurt door het vastleggen van de plaats van de oorsprong en de oriëntatie (rotatie) van de vector. Dit laatste kan worden bewerkstelligd door met de muis een indicatie te geven van de richting van de vector of door de hoek op te geven die de vector met de positieve x-as maakt.

#### 1.1.2 DELETE MOTIONVECTORS

De bewegingsvectoren kunnen afzonderlijk worden verwijderd.

#### 1.1.3 CREATE LINKS

Het construeren van de schakels gebeurt aan de hand van 2, 3, 4 of 5 vlakstanden. In geval van 2,3 of 4 koppelvlakstanden moet men beginnen met het kiezen van het eerste bewegende draaipunt. Daarna wordt het eerste gesteldraaipunt vastgelegd, vervolgens het tweede bewegende draaipunt en als laatste het tweede gesteldraaipunt. Is men nu niet tevreden met de geconstrueerde schakels dan kan men door middel van het opnieuw selecteren van CREATE LINKS een willekeurige schakel hersynthetiseren. Het scherm laat zien:

RESYNTHESIZE LINK: SELECT LINK.

#### SYNTHESE AAN DE HAND VAN 2 KOPPELVLAKESTANDEN

Twee motionvectors moeten worden gedefinieerd, waarna de ontwerper 6 vrijheidsgraden over heeft. Zie voor nadere beschrijving Appendix A achterin dit verslag.

Eerst moet het bewegende draaipunt van de aandrijvende schakel worden vastgelegd. Dit betekent een reductie van het aantal vrijheidsgraden met twee. Er is nu nog 1 vrijheidsgraad over voor het kiezen van het gesteldraaipunt van deze schakel. De lijn waarop dit punt moet worden gekozen wordt zichtbaar. Het generic point-menu geeft weer verschillende mogelijkheden voor het aangeven van dit punt. Wordt het punt niet precies op de aangegeven lijn gekozen, dan wordt het op die lijn geprojecteerd over de kortste afstand.

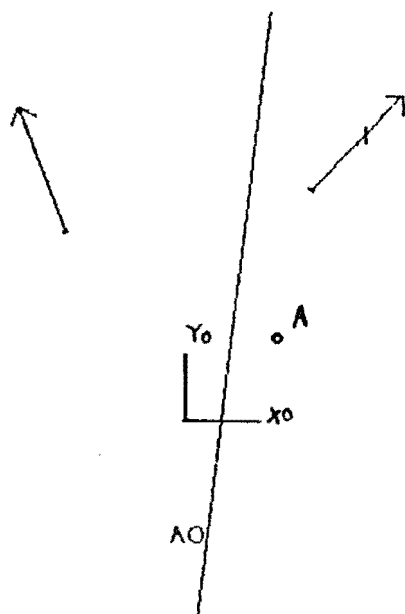


fig. punt A is gekozen, de lijn waarop A0 moet liggen wordt zichtbaar gemaakt.

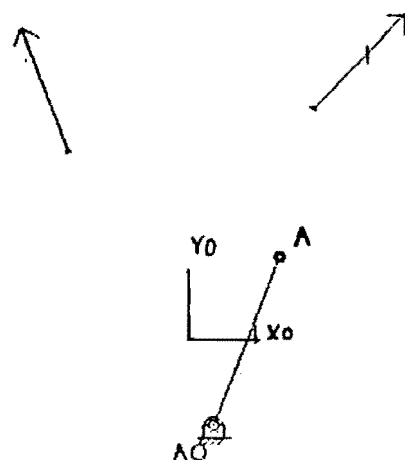
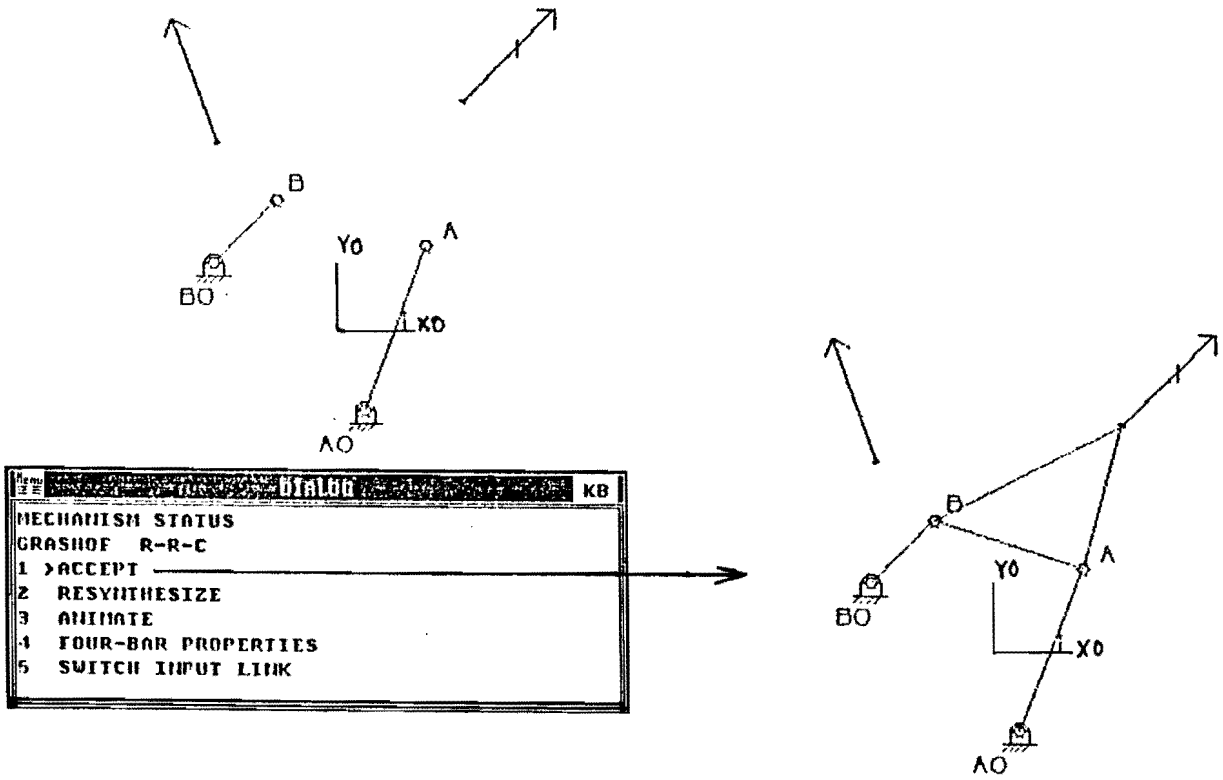


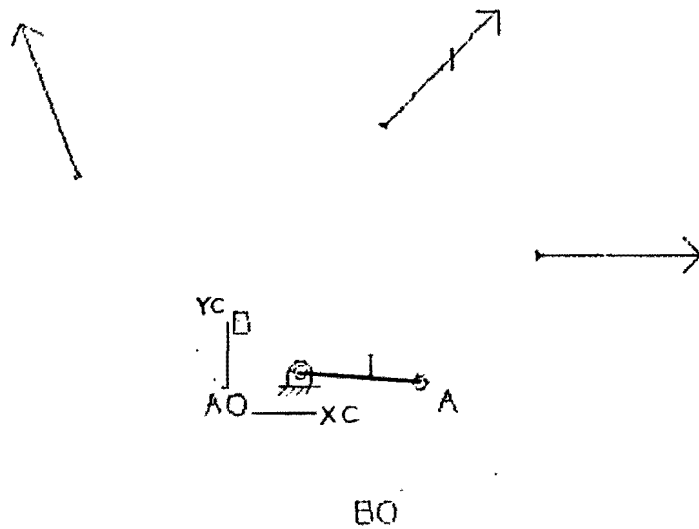
fig. de plaats van A0 is inmiddels gekozen.

De andere 3 vrijheidsgraden worden benut voor de volgschakel. Deze wordt op dezelfde manier geconstrueerd zoals zojuist beschreven voor de aandrijvende schakel. Wanneer aandrijvende- en volgschakel beiden geconstrueerd zijn vraagt het systeem of je de schakels accepteert ( zie figuur op de volgende bladzijde en het erbij getoonde menu ). Zo ja, dan wordt het mechanisme geconstrueerd zoals het rechter plaatje laat zien.

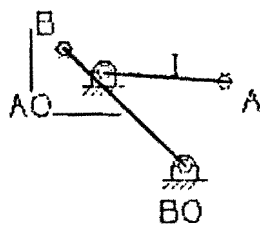
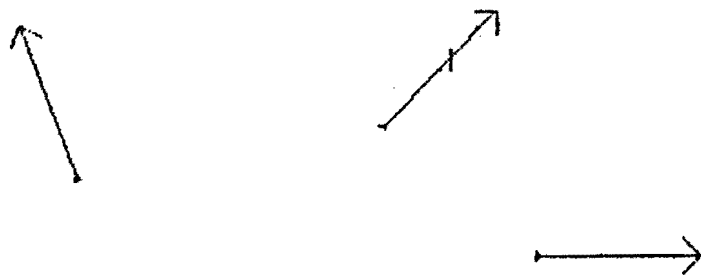


### SYNTHESE AAN DE HAND VAN 3 KOPPELVLAKSTANDEN

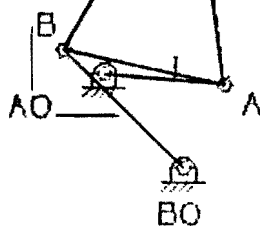
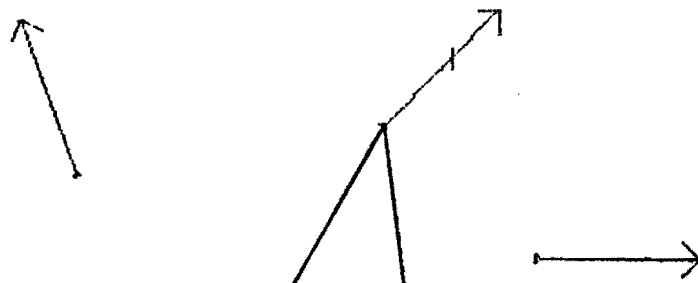
Wanneer 3 bewegingsvectoren zijn vastgelegd heeft de ontwerper nog 4 vrijheidsgraden over. Hij is vrij in het kiezen van de bewegende draaipunten van aandrijvende- en volgschakel maar als deze gekozen zijn liggen de gesteldraaipunten onmiddellijk vast en daarmee het hele mechanisme.





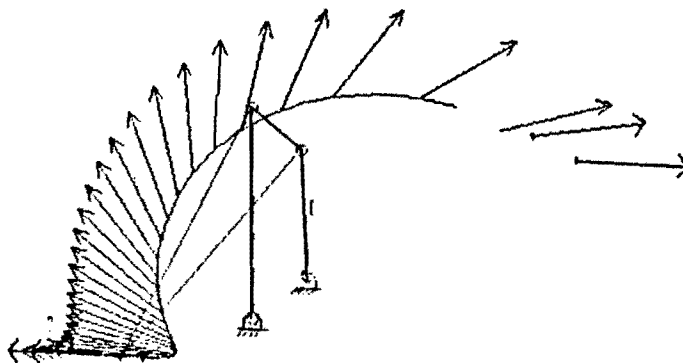
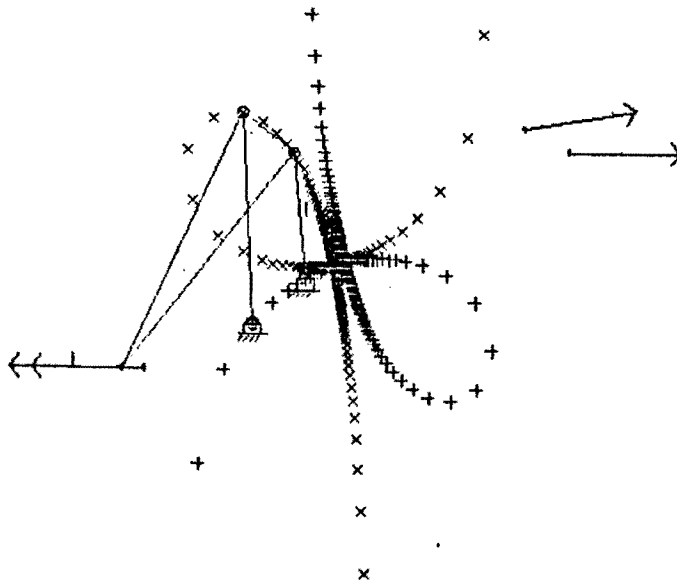


Menu	<b>DIALOG</b>	KB
<b>MECHANISM STATUS</b>		
<b>CLASS 4 R-R-R</b>		
1	>ACCEPT	
2	RESYNTHESIZE	
3	ANIMATE	
4	FOUR-BAR PROPERTIES	
5	SWITCH INPUT LINK	



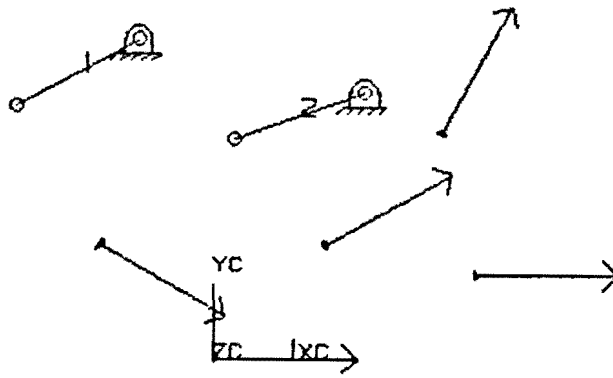
## SYNTHESE AAN DE HAND VAN 4 KOPPELVLAKSTANDEN

Wanneer 4 bewegingsvectoren worden vastgelegd tekent het systeem de 2 polenkrommen. Deze worden aangegeven in magenta en wit. De magentakleurige lijn wordt gevormd door x-punten die de plaatsen voorstellen waar de bewegende draaipunten moeten worden gekozen. De witte lijn wordt gevormd door +-punten die de plaatsen voorstellen waar de gesteldraaipunten komen. Bij een bepaald gekozen bewegend draaipunt van de magenta lijn hoort vast een gesteldraaipunt van de witte lijn. De constructeur heeft in dit geval 2 ontwerpvrijheidsgraden, bestaande uit de keuze van 2 bewegende draaipunten op de magenta lijn. Is zo'n draaipunt gekozen dan wordt automatisch de schakel geconstrueerd.



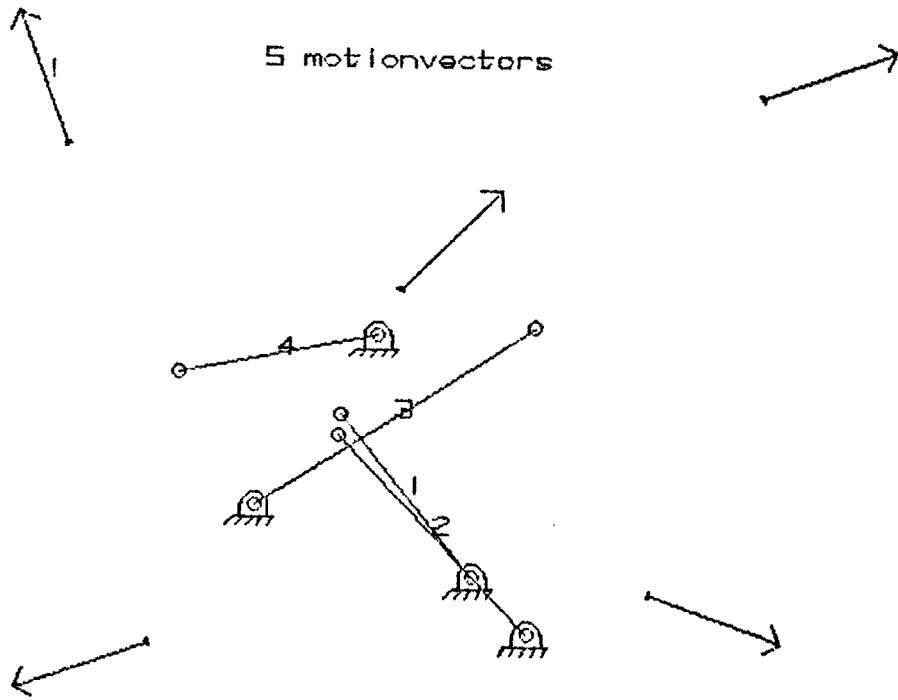
## SYNTHESE AAN DE HAND VAN 5 KOPPELVLAKESTANDEN

Wanneer 5 vlakstanden worden vastgelegd worden als het ware de polenkrommen berekend voor 4 van de 5 standen gesneden met de polenkrommen behorende bij 4 andere van de 5 standen. Het resultaat hiervan is 0, 4 of 8 reële snijpunten waardoor 0, 2 of 4 schakels kunnen worden gecreëerd. In geval van 2 schakels is er maar een mechanisme mogelijk. Door verwisseling van in- en uitgaande schakel krijg je twee keuzemogelijkheden.



Menu		DIALOG		KB
1	CLASS 1	R-R-R	CROS	
2	CLASS 1	R-R-R	CROS	

In het geval dat er 4 schakels worden getoond, zijn er 6 verschillende mechanismen mogelijk en door verwisseling van in- en uitgaande schakel levert dit 12 keuzemogelijkheden.



CREATE LINKS				
CHOOSE PAIR				
1	1-2	CLASS 4	R-R-R	CROS
2	1-3	CLASS 4	R-R-R	CROS
3	1-4	CLASS 1	R-R-R	CROS
4	2-3	GRASHOF	R-C-R	CROS
5	2-4	CLASS 1	R-R-R	CROS
6	3-4	CLASS 3	R-R-R	CROS
7	2-1	CLASS 2	R-R-R	CROS
8	3-1	CLASS 2	R-R-R	CROS
9	4-1	CLASS 1	R-R-R	CROS
10	3-2	GRASHOF	R-C-R	CROS
11	4-2	CLASS 1	R-R-R	CROS
12	4-3	CLASS 3	R-R-R	CROS

1 >ANIMATE AGAIN: het mechanisme voert dezelfde beweging opnieuw uit. Hoe vaker dit wordt herhaald hoe sneller het mechanisme de beweging doorloopt.

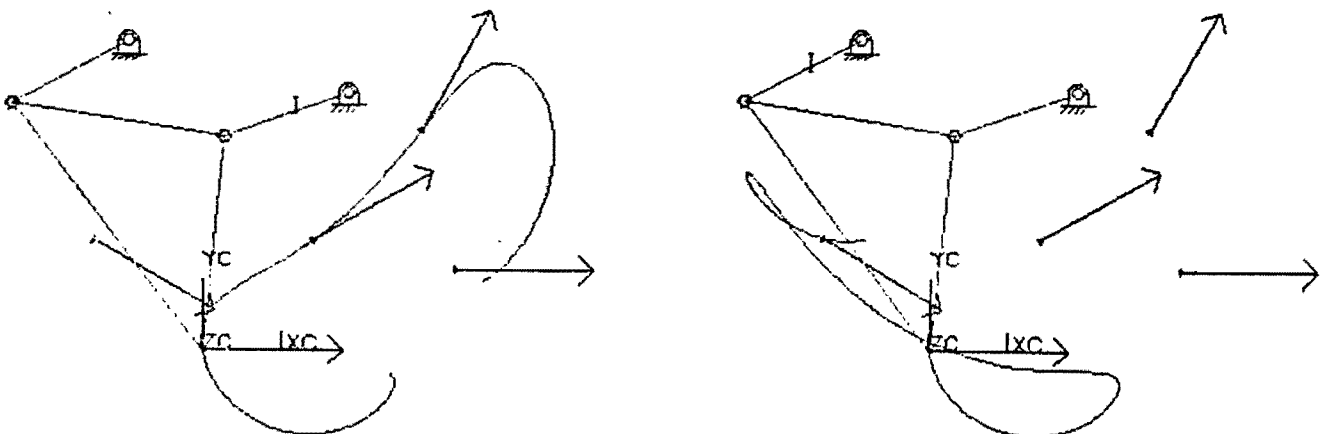
2 >CHANGE PARAMETERS: de volgende parameters kunnen worden veranderd:

#### ANIMATION PARAMETERS

- 1 TYPE - SWEEP of DYNAMIC
- 2 DIRECTION - CCW of CW
- 3 LIMITS
- 4 COLOR
- 5 BODY - ON/OFF
- 6 MECHANISM - ON/OFF
- 7 COUPLER CURVE - ON/OFF

- 1 TYPE: SWEEP: alle mechanisme-standen blijven zichtbaar op het scherm.  
DYNAMIC: na weergave verdwijnt de betreffende stand weer.
- 2 DIRECTION: de richting waarin de beweging wordt doorlopen.
- 3 LIMITS: het aantal keren dat de beweging wordt doorlopen.
- 4 COLOR: de kleur waarin de beweging wordt weergegeven.
- 5 BODY: het wel of niet zichtbaar zijn van de eerste motionvector bij iedere stap.
- 6 MECHANISM: wel of niet zichtbaar zijn van het mechanisme bij iedere stap.
- 7 COUPLER CURVE: wel of niet zichtbaar zijn van de koppelkromme.

3 >SWITCH INPUT LINK: doorgaans zal een ander deel van de koppelkromme worden doorlopen. Hieronder is daarvan een voorbeeld gegeven.



4 >FOUR-BAR PROPERTIES: biedt de constructeur een lijst met gegevens over het mechanisme zoals hieronder staat afgebeeld.

```
FOUR-BAR PROPERTIES
TYPE      :GRASHOF R-R-C
MOBILITY: CROSSED FOUR-BAR NEEDED
LENGTH  FRAME LINK      19.445
LENGTH  INPUT LINK      20.206
LENGTH  COUPLER LINK    27.827
LENGTH  FOLLOWER LINK    10.051
INPT ANG AT DSN POS     3.847
INPT ANG AT LIMIT 1     1.012
INPT ANG AT LIMIT 2    93.386
INPT ANG AT CHNG-PT 1   NONE
INPT ANG AT CHNG-PT 2   NONE
MIN POWER TRNSM ANG     .000
INPT ANG AT MIN TRANS   1.012
```

Aan TYPE en MOBILITY kan men zien welke de aard van de beweging is die aandrijf- koppel- en volgschakel kunnen maken.

Zo betekent R-C-R dat de aandrijfschakel en volgschakel niet helemaal rond kunnen (R van rocker) en dat de koppelstang wel een volledige omwenteling kan maken (C van circular).

De lengte van de schakels wordt gegeven, met behulp van deze gegevens berekent het systeem ook het type en de beweeglijkheid van het mechanisme en bepaalt of het aan Grashof voldoet.

INPT ANG AT DSN POS is de hoek die de aandrijvende schakel in de ontwerppositie met de positieve x-as maakt.

INPT ANG AT LIMIT 1/2 Indien het mechanisme van het rocker-type is zodat de aandrijvende schakel geen volledige omwenteling kan maken, worden de hoeken aangegeven die deze schakel in de uiterste standen maakt met de positieve x-as.

INPT ANG AT CHNG-PT 1/2 Indien in een bepaalde stand van het mechanisme 2 elementenparen samenvallen wordt de hoek vermeld die de aandrijvende schakel met de positieve x-as in deze stand maakt.

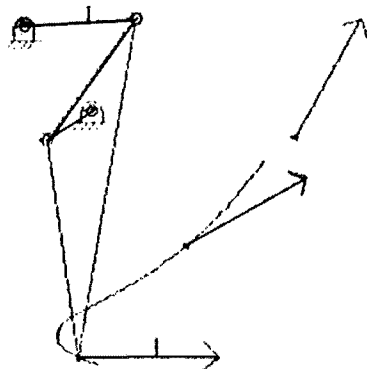
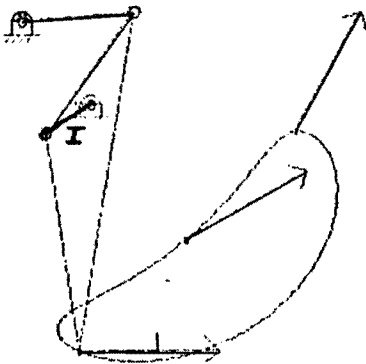
MIN POWER TRANSMISSION ANG is de minimale hoek tussen aandrijf- en koppelschakel die optreedt tijdens de bewegingscyclus van het mechanisme.

INPT ANG AT MIN TRANS is de hoek die de aandrijfschakel maakt met de positieve x-as in de bovengenoemde stand.

BEOORDELING VAN EEN MECHANISME AAN DE HAND VAN FOUR-BAR  
PROPERTIES

In het voorbeeld is aan de hand van 3 koppelvlakstanden (3 motionvectors) een mechanisme geconstrueerd. In het geval de kortste schakel als aandrijvende schakel van de beweging wordt gekozen kan de gehele koppelkromme worden gegenereerd. Indien de andere schakel wordt gekozen zal slechts een klein deel van de koppelkromme kunnen worden doorlopen. In het eerste geval laten de FOUR-BAR PROPERTIES geen limiet zien en een minimale krachtdoorleidingshoek van 13,299 graden, terwijl in het tweede geval twee limieten optreden en er zich een minimale krachtdoorleidingshoek van 0 graden voordoet.

De conclusie kan worden getrokken dat deze stangenvierzijde in de praktijk kan worden gebruikt als de kortste schakel de beweging inleidt. Of het mechanisme geschikt is voor een bepaald karwei kan zo niet worden gezegd. De minimale krachtdoorleidingshoek dient niet te klein te zijn en versnellingen en snelheden die op bepaalde momenten optreden zullen ook hun belang in het geheel hebben.



FOUR-BAR PROPERTIES	
TYPE	: GRASHOF C-R-R
MOBILITY:	
LENGTH FRAME LINK	19.445
LENGTH INPUT LINK	10.051
LENGTH COUPLER LINK	27.827
LENGTH FOLLOWER LINK	20.206
INPT ANG AT DSH POS	214.062
INPT ANG AT LIMIT 1	NONE
INPT ANG AT LIMIT 2	NONE
INPT ANG AT CHNG-PT 1	NONE
INPT ANG AT CHNG-PT 2	NONE
MIN POWER TRANS ANG	13.299
INPT ANG AT MIN TRANS	127.784

FOUR-BAR PROPERTIES	
TYPE	: GRASHOF R-R-C
MOBILITY: CROSSED FOUR-BAR NEEDED	
LENGTH FRAME LINK	19.445
LENGTH INPUT LINK	20.206
LENGTH COUPLER LINK	27.827
LENGTH FOLLOWER LINK	10.051
INPT ANG AT DSH POS	3.847
INPT ANG AT LIMIT 1	1.012
INPT ANG AT LIMIT 2	93.386
INPT ANG AT CHNG-PT 1	NONE
INPT ANG AT CHNG-PT 2	NONE
MIN POWER TRANS ANG	.000
INPT ANG AT MIN TRANS	1.012

## 1.2 CREATE: HET CREEREN VAN EEN MECHANISME

Het create-hoofdmenu ziet er als volgt uit:

CREATE	
CHOOSE TYPE	
1 LINK	schakel
2 JOINT	elementenpaar
3 SPRING	veer
4 DAMPER	demper
5 ANALYSIS POINT	analyse punt
6 FORCE	kracht
7 TORQUE	moment
8 INITIAL CONDITIONS	begincondities
9 MOTION INPUTS	ingående beweging

De ontwerpvolgorde is als volgt: men dient eerst de schakels (de links) van het mechanisme te construeren, daarna de elementenparen (de joints). Dit hangt samen met de entiteitenhiërarchie.

### 1.2.1 CREATE LINKS

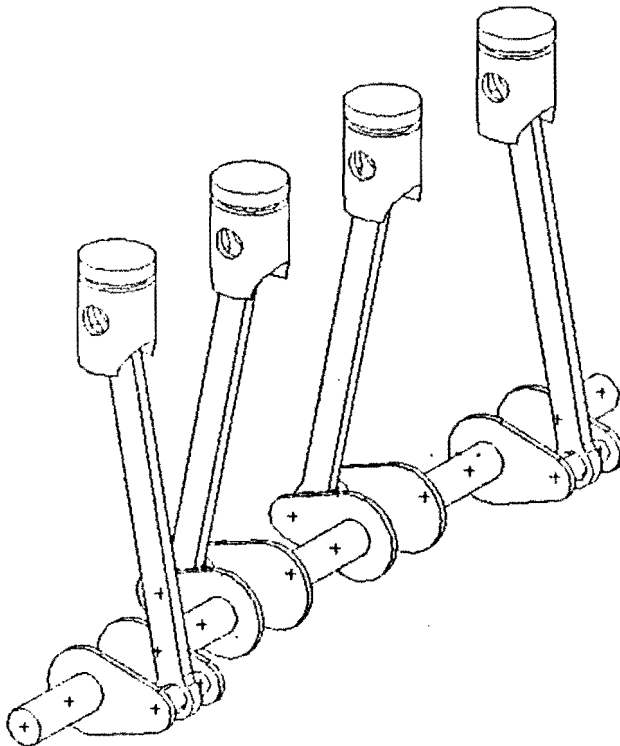
De links zijn de schakels van het mechanisme. Positie en oriëntatie kunnen willekeurig in het x-y-z-assenstelsel worden gekozen. Aan de schakels kunnen gewicht, zwaartepunt en massatraagheidsmoment worden toegekend. Het construeren van schakels kan op twee verschillende manieren geschieden:

#### 1] EXISTING GEOMETRY

Bij het construeren van de schakels kun je gebruik maken van bestaande geometrieën. Deze geometrieën kunnen in de DESIGN-module worden gecreëerd en bestaan dus uit andere entiteiten dan welke beschikbaar zijn in de MECHANISMS-module. (Deze geometrieën kunnen het beste worden gesaved alvorens uit de DESIGN-module over te gaan naar de MECHANISMS-module. Dit om te voorkomen dat de geometrie verloren gaat als het mechanismenprogramma ergens vastloopt.) Alle entiteiten binnen de geometrie die je tot een schakel wilt laten behoren dienen na elkaar te worden geselecteerd met de muis.



Met ENTRY COMPLETE geef je aan dat alle entiteiten voor een bepaalde schakel geselecteerd zijn. Nadat dit voor alle schakels is gebeurd kunnen elementenparen, veren, dempers etc. worden aangebracht. Het rekenpakket van UG Analysis maakt de berekeningen voor de complete geometrieën. Alleen de stations van WPA laten niet toe dat tijdens animatie de hele geometrie meebeweegt, alleen de jointconnectivites voeren de animatie uit. De D2300 stations hebben echter wel die mogelijkheid.



## 2 SKELETON REPRESENTATION

De schakels worden door middel van rechte lijnstukken ingevoerd en kunnen de vorm van een willekeurige polygoon krijgen door de lijnstukken aan elkaar te laten. Het inbrengen van schakels verloopt dus op dezelfde manier als een polygoon in de DESIGN-module met dit verschil dat de schakels niet gesloten hoeven te zijn zoals bij de polygoon. Eerst moet van een schakel het beginpunt worden opgegeven, daarna de hoekpunten en/of het eindpunt. Daarna kunnen gewicht, zwaartepunt en massa traagheidsmoment worden ingevoerd.

### 1.2.2 CREATE JOINT: HET CREËREN VAN ELEMENTENPAREN

Elementenparen kunnen alleen tussen bewegende schakels onderling of tussen schakels en gestel worden aangebracht. Elk elementenpaar wordt door een karakteristiek 3-d plaatje voorgesteld. De beschikbare elementenparen zijn de volgende:

CREATE JOINT	
CHOOSE	
1 REVOLUTE	lijnscharnier
2 SLIDER	rechtgeleiding
3 CYLINDER	cylindergeleiding
4 SCREW	schroefgeleiding
5 UNIVERSAL	kardankoppeling
6 SPHERE	kogelkoppeling
7 PLANAR	vlakgeleiding
8 GEAR	tandwieloverbrenging
9 RACK & PINION	tandwiel-heugelcombinatie

Alleen RACK&PINION kan met UG ANALYSIS niet worden uitgevoerd. Elk elementenpaar heeft een oorsprong en oriëntatie op de schakel waaraan deze wordt gekoppeld. Als een elementenpaar wordt gedefinieerd behoeven alleen de plaats en de translatie- en/of rotatie-as(sen) te worden opgegeven. Er zijn defaultwaarden ingesteld (deze zijn te veranderen met de EDIT-functie) om overige coördinaatassen van de lokale coördinatensystemen vast te leggen.

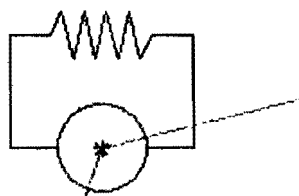
Elementenparen hebben de status van EXISTING POINT.

Hoe de verschillende elementenparen moeten worden ingevoerd en hoe ze geometrisch worden weergegeven is uitvoerig beschreven in APPENDIX D.

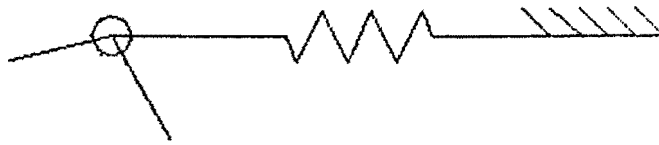
### 1.2.3 SPRING: CREËREN VAN VEREN

Er kunnen rotatie- translatie- en begrensde translatieveren worden gecreëerd.

ROTATIE-veren kunnen alleen aan lijnscharnieren (revolute joints) worden bevestigd. Ze worden als onderstaand afgebeeld.



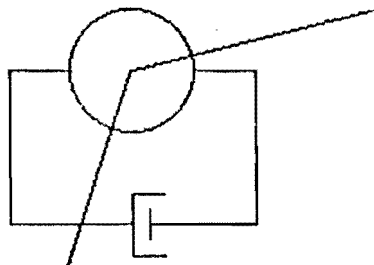
TRANSLATIE-veren kunnen worden bevestigd tussen twee schakels, tussen schakel en gestel of binnen een elementenpaar dat een relatieve translatie tussen twee schakels toelaat. Van deze veren moeten de vrije lengte en de veerstijfheid worden opgegeven.



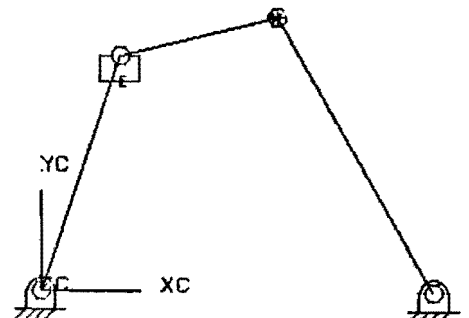
BEGRENSDE TRANSLATIE-veren zijn veren die geen verdere invloed meer hebben op het mechanisme nadat ze een bepaalde lengte hebben bereikt.

#### 1.2.4 DAMPER: CREËREN VAN DEMPERS

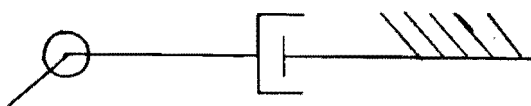
De dempers zijn visceus, de dempingscoëfficiënt moet worden opgegeven alsmede de oorsprong en de bevestiging. Ze kunnen worden aangebracht tussen twee schakels, tussen schakel en gestel of binnen een elementenpaar dat een relatieve translatie tussen twee schakels toelaat. Er zijn twee soorten dempers, ROTATIE- en TRANSLATIE-dempers.



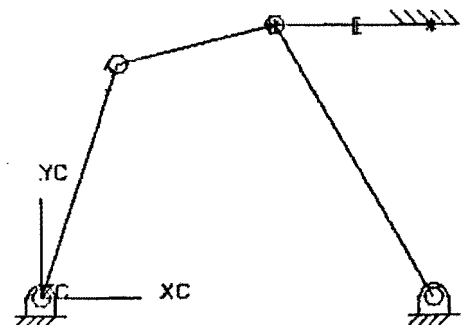
weergave van een rotatiedemper



toepassing in een mechanisme



weergave van een translatiedemper



toepassing in een mechanisme

### 1.2.5 ANALYSEPUNT

Een analysepunt is een punt van interesse waarvan de constructeur analyseresultaten wil bekijken. Het is een punt dat op een bepaalde, gewenste positie in de ruimte kan worden gelegd en vast verbonden is met een schakel. Hierbij mag het punt zowel op als naast de schakel worden geplaatst. De analyseresultaten beschrijven de absolute beweging en de grootheden gelden dus ten opzichte van het globale coördinatensysteem, het WCS.

### 1.2.6 FORCE: AANBRENGEN VAN KRACHTEN

In UG ANALYSIS kunnen alleen constante krachten worden aangebracht en wel tussen 2 willekeurige schakels. Eerst moet de grootte van de kracht worden opgegeven. Daarna moeten de eerste schakel waarop de kracht werkt en het aangrijpingspunt op die schakel worden aangegeven.

```
CREATE FORCE
ENTER MAGNITUDE
1 MAGNITUDE = .0000
```

```
AA ENTER FORCE FUNCTION ( NIET MOGELIJK)
```

```
CREATE FORCE
SELECT FROM LINK
1 NAME = (intoetsen of selecteren met de
          muis)
```

```
CREATE FORCE-STR POINT
CHOOSE METHOD
(generic point)
```

Vervolgens de tweede schakel met het punt waarop de kracht werkt.

```
CREATE FORCE
SELECT TO LINK
1 NAME =
```

```
CREATE FORCE-END POINT
CHOOSE METHOD
(generic point)
```

### 1.2.7 TORQUE: AANBRENGEN VAN MOMENTEN

Momenten kunnen alleen op lijnscharnieren worden aangebracht. Eerst moet de grootte van het moment worden opgegeven waarbij een positief moment tegen de klok in om de z-as van het lijnscharnier werkt.

```
CREATE TORQUE
ENTER MAGNITUDE
1 MAGNITUDE = .0000
```

```
AA ENTER TORQUE FUNCTION (niet mogelijk)
```

```
CREATE TORQUE
SELECT REVOLUTE JOINT
1 NAME =
```

Daarna moet het scharnier worden aangegeven waarop het moment moet aangrijpen.

### 1.2.8 INITIAL CONDITIONS: INVOEREN VAN BEGINCONDITIES

In UG ANALYSIS kunnen alleen begincondities voor bepaalde elementenparen worden voorgeschreven, namelijk voor de lijnscharnieren en de rechtgeleiding.

```
CREATE INITIAL CONDITIONS
CHOOSE TYPE
1 LINK      (niet mogelijk)
2 JOINT
```

```
CREATE INITIAL CONDITIONS
SELECT JOINT
1 NAME =
```

```
JOINT INITIAL CONDITIONS
ENTER VALUES
1 DISPLACEMENT = .0000
2 VELOCITY      = .0000
3 ACCELERATION = .0000
```

Verplaatsing, snelheid en versnelling op tijdstip  $t=0$  moeten worden opgegeven.

### 1.2.9 MOTION INPUTS: VOORSCHRIJVEN VAN EEN INGAANDE BEWEGING

Ingaande bewegingen kunnen alleen voor lijnscharnieren en rechtgeleidingen worden voorgeschreven.

### 1.3 VERIFY/EDIT

#### 1.3.1 EDIT

Met edit verschijnt informatie over een geselecteerde entiteit en de getoonde waarden kunnen nu worden veranderd.

#### 1.3.2 VERIFY

Laat informatie zien over de geselecteerde entiteit. Echter de grootheden kunnen niet worden veranderd.

#### 1.3.3 LIST

Geeft een lijst van informatie over alle entiteiten van een bepaalde te selecteren groep. Bijvoorbeeld een lijst met gegevens van alle schakels van het mechanisme.

#### 1.3.4 DISPLAY PARAMETERS

Met deze actie kan informatie over te selecteren entiteiten naast die entiteiten zichtbaar worden gemaakt op het scherm.

#### 1.3.5 COLOR/FONT/DENSITY

Hiermee kunnen kleur, lijntype en lijndikte worden veranderd voor willekeurig te selecteren entiteiten.

#### 1.3.6 LAYER MOVE

Biedt de mogelijkheid om entiteiten te selecteren die je naar een andere layer wilt verplaatsen. De te verplaatsen entiteiten moeten op het scherm zichtbaar zijn, dan kan de target-layer worden aangegeven. Verplaatsen van entiteiten naar een andere layer kan in geval van ingewikkelde mechanismen het mechanisme een stuk doorzichtiger maken. Indien het complete mechanisme kan worden opgesplitst in deelmechanismen met een graad van vrijheid die elk een afzonderlijke functie in het geheel hebben is dit een oplossing om de deelmechanismen een stuk duidelijker zichtbaar te maken. De deelmechanismen op de verschillende layers kunnen echter niet afzonderlijk worden geanalyseerd, dat kan alleen indien ze in een aparte mechanismefile zijn aangemaakt en ze een eigen naam hebben.

## 1.4 ANALYSE

Wat kan met het analysepakket worden geanalyseerd?

Om te beginnen is op de CAD-stations van WPA alleen het analysepakket UG ANALYSIS aanwezig zodat geen dynamische berekeningen kunnen worden uitgevoerd. Het systeem kan 2-d en 3-d mechanismen met 1 of meer graden van vrijheid analyseren. Deze moeten bestaan uit starre schakels in "closed-loop"-configuraties. Aan de schakels kunnen gewicht, zwaartepunt en traagheidsmoment (dat anders berekend zou moeten worden uit de vorm en de verdeling van het gewicht over de entiteit) worden toegekend.

### KINEMATISCHE ANALYSE, AANDRIJVENDE ELEMENTENPAREN.

Voor de kinematische analyse bepaalt de gebruiker de beweging van het mechanisme door de aandrijvende elementenparen aan te geven. De hoedanigheid van de beweging en het aantal berekeningen wordt bepaald door de stapgrootte en het aantal stappen. Wanneer de gebruiker meerdere elementenparen aangeeft doorloopt het mechanisme de verschillende bewegingen behorende bij de aandrijving door de betreffende elementenparen na elkaar. Terwijl één aandrijvende as beweegt worden de andere in hun beginstand gefixeerd. De bewegingen worden afgewerkt in de volgorde waarin de aandrijvende elementenparen zijn aangegeven.

### GRADEN VAN VRIJHEID

Het aantal ingaande assen hangt samen met het aantal graden van vrijheid. Indien er meer graden van vrijheid zijn dan ingaande assen dan wordt automatisch het teveel aan graden van vrijheid opgelegd, willekeurig door het systeem gekozen. Als er meer aandrijvende assen dan graden van vrijheid zijn kan analyse alleen in de beginstand van de beweging worden uitgevoerd en levert dus geen rekenresultaten.

Het aantal graden van vrijheid dat de computer voor het mechanisme berekent is mede afhankelijk van de SYSTEM TOLERANCE. De SYSTEM TOLERANCE is een bepaalde tolerantiewaarde aan de hand

waarvan het pakket bepaalt of de opgestelde vergelijkingen afhankelijk of onafhankelijk zijn. Indien de tolerantiewaarde te groot wordt gekozen kan het systeem concluderen dat een bepaald mechanisme dat een graad van vrijheid heeft, twee graden van vrijheid heeft. Wanneer een bepaald mechanisme goed werkt en het heeft precies een vrijheidsgraad dan kan de SYSTEM TOLERANCE veel kleiner dan de ingestelde defaultwaarde worden gekozen. De resultaten kunnen daarmee ook nauwkeuriger worden omdat de speling in de elementenparen daarmee wordt verkleind.

Welke grootheden kunnen worden berekend voor de entiteiten? Deze worden in het ANALYSIS RESULTS-menu aangeboden:

1] displacement:

alle verplaatsingen worden uitgegeven als relatieve verplaatsingen van een 2e link t.o.v. de 1e in het absoluut coördinatensysteem. De grootte van de verplaatsingen alswel de componenten in het carthesisch- en poolcoördinatenstelsel kunnen worden geanalyseerd.

De hoekverdraaiingen die kunnen worden opgevraagd zijn Eulerhoeken:

psi = rotatie om de z-as van het eerste lokale coördinatensysteem van het elementenpaar.

thêta = rotatie om de nieuwe x-as.

phi = rotatie om de nieuwe z-as.

De verplaatsingen die kunnen worden berekend voor de verschillende entiteiten staan in een tabel in de officiële handleiding.

2] velocity:

de snelheden die het systeem berekend zijn de relatieve snelheden van de 2e link t.o.v. de 1e in het absolute coördinatensysteem. De componenten zijn dezelfde als bovengenoemd.

3] acceleration:

evenals de snelheden.



#### 4] force:

Krachten kunnen worden aangebracht tussen twee schakels van het actieve mechanisme. In UG Analysis kunnen alleen constante krachten worden aangebracht. Bij de analyse kunnen de grootte, de x-,y- en z-component worden berekend van reactiekrachten op alle elementenparen.

#### 5] torque:

Momenten kunnen alleen op lijnscharnieren worden aangebracht. De grootte en de component om de x-,y- en z-as kunnen worden geanalyseerd.

6] time: De tijd wordt gewoonlijk op de x-as uitgezet.

#### Voor welke entiteiten kunnen deze grootheden worden berekend?

1:revolute	lijnscharnier
2:slider	rechtgeleiding
3:cylinder	cilindergeleiding
4:screw	schroefgeleiding
5:universal	kardankoppeling
6:sphere	kogelkoppeling
7:planar	vlakgeleiding
8:gear	tandwielset
9:rack&pinion	tandwiel-heugelcombinatie( niet mogelijk)
10:analysispoint	analysepunt
11:trans spring	translatieveer
12:trans damper	translatiedemper

#### Welke vormen van output kent het systeem?

Het CONTROLER-MENU genaamd ANALYSIS RESULTS/Choose funktion laat zien wat zichtbaar kan worden gemaakt:

- 1 x-as selecteer hetgeen op de x-as moet worden uitgezet
- 2 y-as selecteer hetgeen op de y-as moet worden uitgezet
- 3 select van welke entiteiten moeten de resultaten worden entities berekend.
- 4 graph grafiek, dit kan alleen indien de punten 1 t/m 3 zijn ingevuld.
- 5 animate animeren, de jointconnectivites voeren de beweging op het scherm uit.
- 6 tabulate de rekenresultaten worden getabelleerd.
- 7 plot een plotfile moet worden aangemaakt alvorens te kunnen plotten. Over de gang van zaken wordt geen gewag gemaakt in de handleiding.

## SPECIALE GEVALLEN

Rekenkundige problemen kunnen optreden tijdens de analyse wanneer het mechanisme een aantal kritieke standen kan innemen.

Dit is onder meer het geval:

- (1) Indien niet aan Grashof is voldaan: aan het einde van de beweging.
- (2) Bij een blokkering of dood einde.
- (3) Indien een punt van onzekerheid zich voordoet, indien meer mogelijke bewegingsrichtingen zich aandienen.

### 1.5 REVIEW RESULTS

Wanneer de analyse is uitgevoerd kan een resultatenfile worden aangemaakt. Als dit gebeurd is kunnen later de resultaten opnieuw worden ingelezen vanaf de centrale VAX en vervolgens worden getoond zonder dat de analyse helemaal opnieuw dient te worden uitgevoerd. Dit laatste kost namelijk in sommige gevallen, zoals bij complexere 3-d mechanismen behoorlijk veel rekentijd.

Het systeem vraagt de gebruiker bij het verlaten van de analysemodule of de resultaten gesaved moeten worden en stelt zelf de naam van de resultatenfile voor: [mechanisme-naam.REQ] Dit duidt erop dat het een request-file is, dus blijft herkenbaar als een resultatenfile. De ontwerper kan zelf, indien gewenst een andere naam invoeren.

### 1.6 DELETE: Het verwijderen van entiteiten.

De entiteiten uit het onderstaand menu kunnen afzonderlijk worden verwijderd.

```
DELETE
1 LINK
2 JOINT
3 SPRING
4 DAMPER
5 ANALYSIS POINT
6 FORCE
7 TORQUE
8 INITIAL CONDITIONS
9 MOTION INPUTS
10 MOTION VECTORS
```

De opties uit het 1 DESIGN-hoofdmenu zijn in het voorafgaande behandeld. De andere opties uit het HIGH-LEVEL-menu vergen minder uitleg. Ze liggen voor de hand en zijn gemakkelijk om mee te werken. Een korte toelichting op deze opties is onderstaand weergegeven.

```
HIGH-LEVEL MENU
MECHANISM DESIGN
CHOOSE FUNCTION
1 DESIGN
2 VERIFY/EDIT
3 DELETE
4 TRANSFORM
5 BLANK/UNBLANK
6 PLOT
```

#### 2: VERIFY/EDIT

- 2.1: lijst van alle mechanisme verbindingen
- 2.2: kleur/font/dichtheid
- 2.3: verplaatsen naar andere layer
- 2.4: mechanismenaam veranderen

#### 3: DELETE

het nu geselecteerde mechanisme wordt in zijn geheel verwijderd, ook de .REQ- en de ANL.-files

#### 4: TRANSFORM

het 'transformations'menu uit de Unigraphics-design-module verschijnt, alle handelingen hebben nu betrekking op het gehele mechanisme.

#### 5: BLANK/UNBLANK

wel of niet zichtbaar zijn van het mechanisme op het scherm.

#### 6: PLOT

Een plotfile moet worden aangemaakt. Dit staat niet beschreven in de Mc Auto handleiding en dient nog te worden uitgezocht.

## DISCUSSIE

Tijdens het werken met het mechanismepakket wordt duidelijk dat het systeem niet altijd in de gaten heeft dat een bepaald mechanisme in werkelijkheid niet de beweging kan uitvoeren die het pakket suggereert. Zo is er gebleken dat bepaalde mechanismen waarvan de ingaande schakel in werkelijkheid geen hele omwenteling kan maken, met het systeem worden geanimeerd alsof die schakel wel een hele omwenteling kan maken. Dit kan gebeuren bij een bepaalde waarde van de stapgrootte en waarbij het mechanisme wel twee opeenvolgende standen kan innemen maar dat beweging tussen deze standen niet mogelijk is.

Het syntheseprogramma maakt het mogelijk om aan de hand van een aantal motionvectors die de plaats en hoekverdraaiing van het koppelvlak representeren, het bijbehorende mechanisme te ontwerpen. De ontwerper van het mechanisme wil natuurlijk zoveel mogelijk vrijheidsgraden bij het ontwerpen. De opdrachtgever daarentegen wil natuurlijk zoveel mogelijk standen van het koppelvlak vastleggen en snelheden, versnellingen en minimale krachtdoorleidingshoek voorschrijven.

Beiden zullen dus een compromis moeten sluiten.

Bij het omgaan met het synthesispakket betekent dit dat de ontwerper meer motionvectors in zal moeten voeren waardoor hij/zij minder keuzemogelijkheden over houdt voor zijn/haar ontwerp, met als gevolg de mogelijkheid dat de in de geconstrueerde mechanismen optredende snelheden, versnellingen en/of de minimale krachtdoorleidingshoek niet gunstig zijn. Indien snelheden, versnellingen of krachtdoorleidingshoek belangrijk zijn, moet aan de ontwerper meer vrijheid worden gegeven voor wat betreft het aantal standen van het koppelvlak zodat minder motionvectors behoeven te worden ingevoerd en dus meer ontwerprijheidsgraden overblijven.

Tijdens het werken met synthese blijkt vaak dat een bepaald geconstrueerd mechanisme slechts een gedeelte van de baan kan doorlopen en niet alle ingevoerde standen worden ingenomen. Dit is een rechtstreeks gevolg van het feit dat de diskrete kinematica te werk gaat op basis van een aantal diskrete standen,

waarbij niet vereist wordt van het mechanisme dat het bij beweging van een van te voren aangegeven ingaande schakel in alle standen terecht kan komen.

Zo zal in het geval dat 5 vlakstanden worden opgegeven bijna altijd minder dan die 5 standen tijdens de beweging worden doorlopen wanneer een bepaalde aandrijvende schakel een volledige omwenteling maakt. Bij verwisseling van aandrijvende- en volgschakel zal een aantal andere standen worden doorlopen. Indien 4 mogelijke schakels worden getoond en daaruit een combinatie van 2 schakels moet worden geselecteerd zullen bij de keuze van een andere combinatie ook een aantal andere standen de momentane standen van de beweging zijn. Dit is geen gebrek van de mechanismenmodule maar een gevolg van de beperkingen van de rekenmethode (de diskrete kinematika). Hierbij ontbreekt alle informatie over de baan, alleen aan de hand van diskrete, momentane standen wordt er gerekend.

## CONCLUSIES EN AANBEVELINGEN

De mogelijkheden van het pakket zijn in het verslag uitgebreid aan de orde gekomen. Kort samengevat kunnen met het pakket mechanismen worden geconstrueerd en geanalyseerd.

Het pakket is erg gebruiksvriendelijk en dus kan er redelijk snel mee worden gewerkt.

Over de SYNTHESMODULE kan worden gezegd dat het de regels van de diskrete kinematika goed hanteert. Dit kan worden afgeleid uit het in de juiste gevallen verschijnen van de juiste mogelijkheden zoals daar zijn: het in geval van 5 koppelvlakstanden geven van 0, 1 of 6 mogelijke stangenvierzijden. Dit komt goed overeen met de theorie.

De module werkt snel en de analyseresultaten, dus de four-bar properties en de animatie worden zeer snel na het construeren uitgevoerd.

Tijdens het werken met UG-ANALYSIS kom je erachter dat er gemakkelijk mechanismen en configuraties te bedenken zijn waarmee het pakket slecht raad weet of waarbij de uitgegeven resultaten goed geïnterpreteerd moeten worden omdat ze misleidend zijn. Zo is het mogelijk mechanismen te construeren die in een zogenaamde kritieke stand terecht kunnen komen tijdens de beweging. Zie Appendix B.

Het pakket heeft een eigen wijze om deze uitzonderlijke mechanismen, zoals een volledig strekbaar mechanisme, te laten bewegen. De achtergrond hiervan is praktisch van een minder belang omdat zulke mechanismen in de praktijk ook problemen zouden geven in de kritieke standen.

Het systeem kan veel informatie verschaffen over een geconstrueerd mechanisme. Een kleine greep: lengten van schakels, hoeken waaronder de schakels staan in kritieke standen, welke joints aan een bepaalde schakel gekoppeld zijn, of een mechanisme aan Grashof voldoet en welk type mechanisme het is, gebaseerd op de indeling zoals beschreven in Appendix B.

Een ervaren ontwerper heeft zodoende een veelheid aan informatie over het mechanisme en kan de waarde van het mechanisme daaruit herleiden.

De ontwerper kan ook misleid worden door de resultaten.

Het kan zijn dat een bepaalde koppelkromme wordt gegenereerd die in feite met de gekozen configuratie van aandrijvende schakel, aantal stappen en stapgrootte niet bereikt kan worden. Het systeem kan stappen overslaan en een aantal stappen verder bekijken of het mechanisme dan wel de beweging kan afmaken. Er wordt dan een koppelkromme getekend die alleen bereikt zou kunnen worden indien aandrijvende en volgschakel met de hand in de getekende standen worden geplaatst. Wanneer het rekenpakket dit precies wel en niet doet en waarom is een heel gepuzzel om uit te vinden. In de meeste gevallen geeft het systeem wel degelijk praktisch aanvaardbare resultaten te zien en dus moet men erop alert zijn dat er zich voor de praktijk onbruikbare, onmogelijke resultaten kunnen aandienen. Dit laatste geeft aan dat het duidelijk voordelen heeft wanneer de ontwerper verstand heeft van mechanismen. Om zinnig te kunnen omgaan met de Synthesemodule is het noodzakelijk dat hij/zij de regels van de diskrete kinematika beheerst en het een en ander weet van de leer der mechanismen. Mijn visie is dan ook dat het in de meeste gevallen niet zo zal zijn dat iemand per definitie een geslaagd mechanismen-ontwerper is als hij/zij goed met het pakket kan omgaan. Er is kennis van mechanismen nodig om goed te kunnen construeren en de resultaten van de analyse goed te kunnen interpreteren. Hoe beter de ontwerper thuis is in het mechanismenvak, hoe efficiënter met het pakket kan worden gewerkt en des te vruchtbaarder zijn de uitkomsten.

Vele regels uit de leer der mechanismen kent het systeem niet, zoals de Stelling van Roberts. Het zou prettig zijn als na het construeren van een mechanisme met een druk op de knop de andere twee cognates geconstrueerd zouden kunnen worden.

Al werkende met het systeem waarbij je modelleert, vereenvoudigt, mechanismen construeert en analyseert ervaar je al snel dat de mogelijkheden vrij beperkt zijn. Zo kan UG Analysis geen dynamische berekeningen uitvoeren en rekent alleen met starre schakels, kan doorbuiging en trillingen welke zich in de praktijk voordoen niet simuleren. De schrijver heeft echter weinig ervaring met andere mechanismepakketten en kan zodoende slecht een vergelijking maken. Deze mogelijkheid zou nog meer inzicht in het ontwerpen van mechanismen met behulp van een werkstation verschaffen en is dus aanbevelenswaardig.

## Literatuur

- [1] Bulten H.A.,  
"diskrete kinematika", onderdeel van mechanismen A  
Eindhoven: collegediktaat 4637 TUE, 1988
  
- [2] Dijksman E.A.,  
"Motion Geometry of mechanisms",  
Cambridge: Cambridge University Press, 1976.
  
- [3] Erkelens J.,  
"Bedrijfsmechanisatie 1", collegediktaat 482, THE, 1967.
  
- [4] Hartenberg R.S., Denavit J.,  
"Kinematic Synthesis of linkages" Mc Graw-Hill, New York,  
1964, p. 215-295
  
- [5] Mikkers P.C.,  
"Grondbeginselen van de toegepaste kinematika",  
collegediktaat 4521 THE juli 1982
  
- [6] "Mechanisms Operational Description", Mc Donnell Douglas  
Manufacturing Information Systems Company, januari 1985



Diskrete kinematica:

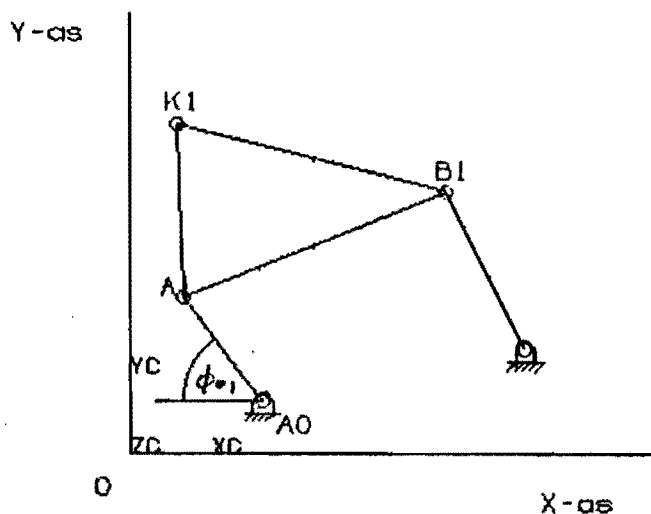
De leer van de diskrete kinematica is geschikt om, gegeven een aantal afzonderlijke standen van een bewegend vlak, het mechanisme te construeren waarmee deze standen worden doorlopen. Het synthesepakket vereist dat er 2 tot 5 koppelvlakstanden worden voorgeschreven. Het aantal ontwerprijheidsgraden dat daarna overblijft voor de ontwerper is afhankelijk van het aantal voorgeschreven standen en kan worden berekend met coördinatentelling. Daarbij wordt het aantal beschrijvende coördinaten vergeleken met het aantal voorgeschreven coördinaten:

$$v = b - g$$

Voor een vierstangenmechanisme zoals in de figuur getekend gelden de volgende beschrijvende coördinaten ingeval van 1 stand:

( b )

A0	2
B0	2
A0A	1
AB	1
B0B	1
$\phi_{01}$	1
K	2



Voor iedere extra stand die het mechanisme inneemt is een beschrijvende coördinaat meer nodig.

Voor een tweede stand is namelijk de hoekverdraaiing van aandrijvende schakel A0A van belang, deze noemen we  $\phi_{12}$ .

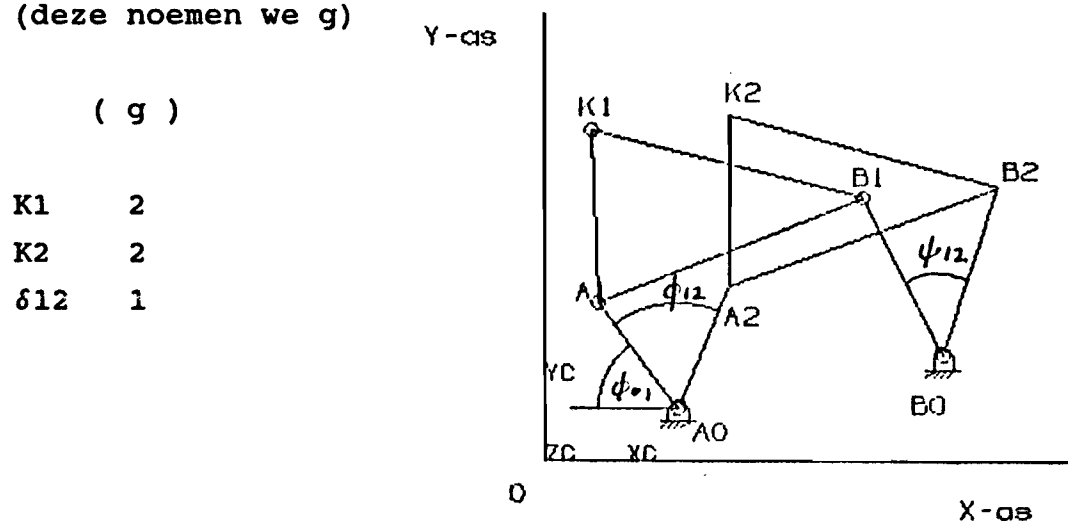
Voor 2 standen geldt dus:  $b=11$  als gevolg van  $\phi_{12}$

Voor 3 standen  $b=12$  als gevolg van  $\phi_{23}$

Voor 4 standen  $b=13$  als gevolg van  $\phi_{34}$

Voor 5 standen  $b=14$  als gevolg van  $\phi_{45}$

Door het invoeren van 2 motionvectors en daarmee 2 koppelvlakstanden worden de volgende coördinaten voorgeschreven:  
(deze noemen we g)



$\delta_{12}$  is de hoekverdraaiing van het koppelvlak.

Voor iedere bijkomende n-de stand worden weer 3 extra coördinaten voorgeschreven, namelijk 2 voor  $K_n$  en 1 voor  $\delta_{n-1,n}$ .

We kunnen nu de volgende tabel opstellen voor het aantal ontwerp-vrijheidsgraden:

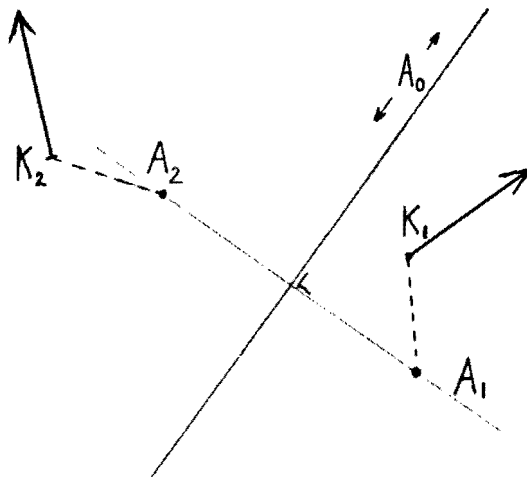
aantal motionvectors= aantal vlakstanden	( b )	( g )	( v=b-g )
2	11	5	6
3	12	8	4
4	13	11	2
5	14	14	0

Er zijn meerdere mogelijkheden om een mechanisme te synthetiseren. Wanneer alleen de hoekverdraaiingen van aandrijvende en volgschakel worden voorgeschreven wordt volgens een andere procedure gehandeld om te construeren dan wanneer er een aantal koppelvlakstanden wordt voorgeschreven.

Nu geldt voor het laatste geval dat de ontwerprocedure afhankelijk is van het aantal voorgeschreven koppelvlakstanden. Hieronder volgt een uitleg van de verschillende procedures waarbij het systeem de keuze laat uit 2,3,4 of 5 koppelvlakstanden.

### 2 motionvectors; 2 koppelvlakstanden

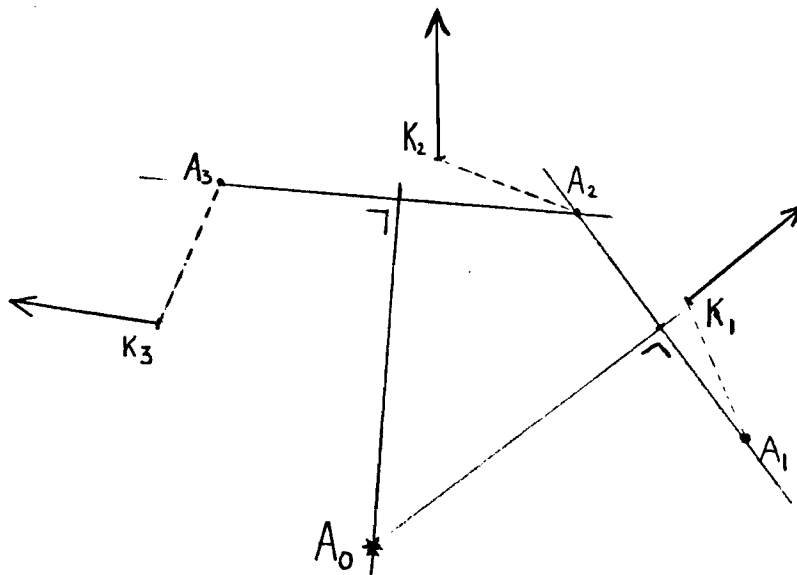
Zoals uit de tabel op de vorige pagina kan worden afgelezen heeft de ontwerper 6 ontwerpvrijheidsgraden. De helft hiervan wordt benut voor het ontwerpen van de aandrijvende schakel, de andere helft voor de volgschakel. Indien A is vastgelegd hebben we 2 vrijheidsgraden benut, namelijk de x- en y-coördinaat. Uit onderstaande figuur wordt duidelijk dat na het kiezen van de plaats van A, de lijn vastligt waarop A0 gekozen moet worden. Voor de keuze van A0 heeft de ontwerper dus nog één ontwerpvrijheidsgraad over en selecteert nu een punt op de lijn.



Hetzelfde moet worden gedaan voor B0B. Wanneer dit is gebeurd ligt het gehele mechanisme vast. Het systeem tekent na acceptatie van de geconstrueerde schakels automatisch het driehoekig koppelvlak A1B1K1.

### 3 motionvectors; 3 koppelvlakstanden

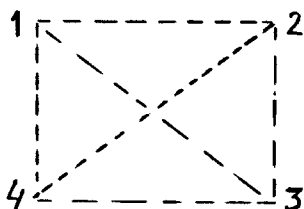
De ontwerper heeft nu conform de tabel 4 ontwerpvrijheidsgraden. 2 voor A0A en 2 voor B0B. Wordt A1 gekozen dan ligt A0 onmiddellijk vast. Zie onderstaande figuur. A0 is namelijk het snijpunt van de middelloodlijnen van A1A2 en A2A3.



Evenzo wordt B0B geconstrueerd en daarmee is het mechanisme dan volledig bepaald. Het systeem construeert het driehoekig koppelvlak A1B1K1 na acceptatie van de schakels.

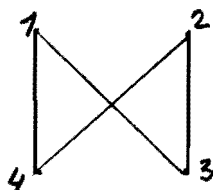
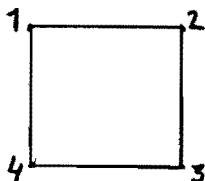
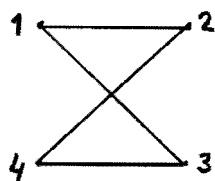
### 4 motionvectors; 4 koppelvlakstanden

In geval van 4 vlakstanden bestaan er 6 virtuele polen zoals onderstaande figuur duidelijk maakt.



De stippellijnen stellen de polen voor. De virtuele pool  $P_{ij}$  wordt voorgesteld door lijnstuk  $\overline{ij}$ .

Met de 6 virtuele polen kunnen 4 pooldriehoeken en 3 poolvierhoeken worden gevormd.



De 3 poolvierhoeken  
zijn hier getekend

Er kunnen punten worden bepaald die de overstaande poolvierhoekszijden onder gelijke hoeken zien. Deze punten vormen tezamen de polenkromme  $k$ . Dit is tevens de middelpuntskromme ( zie [1] ) en wordt gevormd door de punten waaruit  $A_0$  en  $B_0$  zullen worden gekozen. Maken we gebruik van de relatie tussen middelpunt en baanpunt dan kan elk punt van de middelpuntskromme worden omgezet in een punt van de cirkelligingskromme. Deze kromme bestaat uit de verzameling punten  $A$  en  $B$ , de bewegende draaipunten van de stangenvierzijde. Deze cirkelligingskromme wordt door de mechanismenmodule in magentakleur op het scherm weergegeven.  $A$  en  $B$  dienen we dus te selecteren op deze kromme.  $A_0$  en  $B_0$ , behorend tot de middelpuntskromme, horen vast bij  $A$  en  $B$  en worden door het systeem aangegeven. Na acceptatie door de ontwerper wordt het koppelvlak door het syteem getekend.

#### 5 motionvectors; 5 koppelvlakstanden.

Voor 4 van de 5 standen kunnen middelpuntskromme en cirkelligingskromme worden geconstrueerd. Dit kan evenzo worden gedaan voor een andere combinatie van 4 standen. We krijgen op deze manier 4 krommen die elkaar wel of niet snijden. De polenkrommen zijn derde-graads polynomen en door 2 derde-graads polynomen met elkaar te snijden krijgen we reële en imaginaire snijpunten. Indien de polenkrommen reële snijpunten hebben is een mechanisme mogelijk.

2 reële snijpunten leveren 2 schakels en dus 1 mechanisme.

4 reële snijpunten leveren 4 schakels waarmee 6 verschillende mechanismen kunnen worden geconstrueerd.

Zo hebben we dus kans op 0, 1 of 6 mechanismen bij het construeren aan de hand van 5 vlakstanden.

Aanwijzingen en foutmeldingen in het synthesepakket.

All points out of workview:

De punten die de polenkrommen vormen ( dit is het geval bij 4 vlakstanden ) zijn niet zichtbaar, vallen buiten het scherm. Herzie het aanzicht van motionvectors.

Cannot animate; mechanism not a four-bar:

Animatie binnen het synthesepakket kan alleen plaatsvinden voor vlakke vier-stangenmechanismen met de eerder beschreven structuur.

Cannot synthesize:

Tijdens ingang naar het synthesepakket bestaat er een ander mechanisme dan een vlak vier-stangenmechanisme met de eerder genoemde structuur.

Cannot synthesize; all joints are colinear:

Zoals hierboven beschreven, geen mechanisme met de genoemde structuur.

Cannot synthesize; mechanism is not in synthesis plane:

Het mechanisme ligt niet in het x-y-vlak.

Cannot synthesize; mechanism is not planar:

Het mechanisme ligt niet in het x-y-vlak.

Illegal link to synthesize:

De geselecteerde koppelstang om te hersynthetiseren is niet goed aangegeven. De cursor dichterbij in- of uitgaande schakel plaatsen.

Mechanism not a four-bar:

Synthese accepteert alleen vlakke vierstangenmechanismen.

Mechanism not complete; delete or complete links:

De gesynthetiseerde mechanismen kunnen niet half worden weggelaten.

No possible mechanism:

de synthese was niet in staat om een mechanisme te vinden dat de gewenste standen kan innemen. Zie volgende bladzijde voor een uitvoerige behandeling van deze melding.

Too few motion vectors:

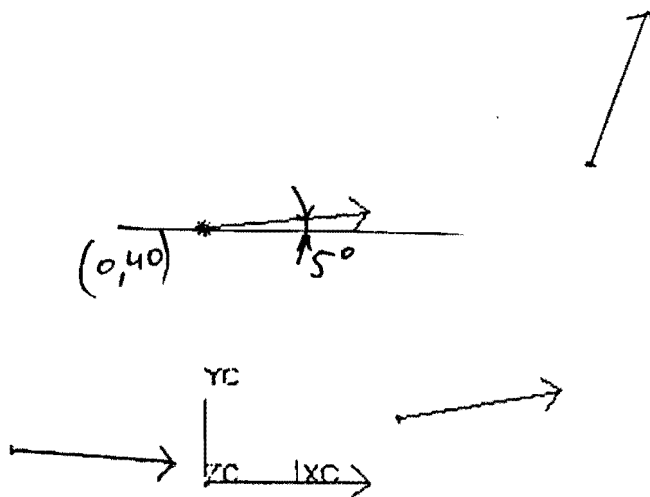
Tenminste 2 motionvectors moeten worden ingevoerd om een mechanisme te kunnen creëren.

UITLEG BIJ DE MELDING: "NO POSSIBLE MECHANISM".

Zoals in de foutmeldingen vermeld staat betekent deze melding dat de synthese niet in staat was om het mechanisme te vinden dat de gewenste standen kan innemen. Zoals te zien is in onderstaande figuur hebben de polenkrommen niet de gewenste snijpunten indien de volgende 5 motionvectors worden ingevoerd:

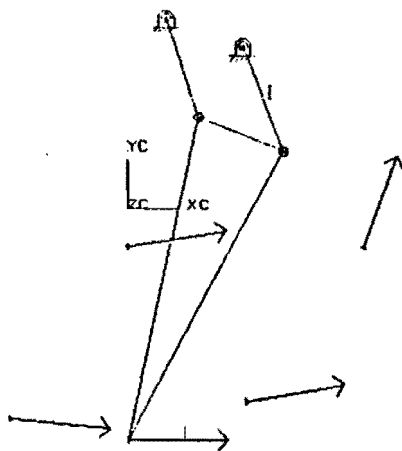
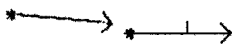
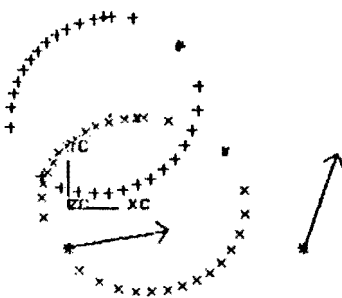
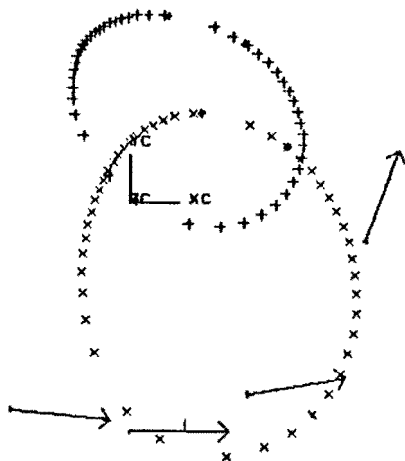
vector1	:	(0,0,0)	hoek 0
vector2	:	(-30,5,0)	-5
vector3	:	(30,10,0)	10
vector4	:	(60,60,0)	70
vector5	:	(0,40,0)	5

Er is geen mechanisme mogelijk. Wordt in plaats van motionvector5 de vector in (0,50,0) onder een hoek van 10 gekozen, dan is er wel een mechanisme mogelijk omdat nu de beide p-krommen wel reële snijpunten hebben die tot een diskreet aantal oplossingen leiden. In het voorbeeld zoals hier gekozen en waarvan de resultaten te zien zijn op de volgende bladzijde was precies één mechanisme mogelijk. Door verwisseling van aandrijvende- en volgschakel biedt het systeem twee keuzemogelijkheden.



NO POSSIBLE MECHANISM





MELDINGEN VAN KLASSEINDELINGEN VAN VIERSTANGENMECHANISMEN

Onderstaand is een vierstangenmechanisme getekend waarvan de schakels benoemd zijn als zijnde 1 tot en met 4.

- schakel 1 = aan de vaste wereld
- schakel 2 = ingaande schakel
- schakel 3 = koppelstang
- schakel 4 = volgschakel

We stellen voorts dat

- S = de kortste schakel
- L = de langste schakel
- P&Q = de overige schakels

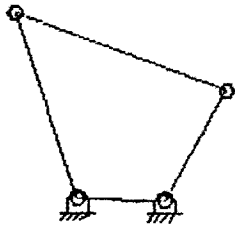
Het systeem deelt nu de vierstangenmechanismen in klassen in zoals in onderstaande situaties beschreven.

GRASHOF VIERSTANGENMECHANISMEN

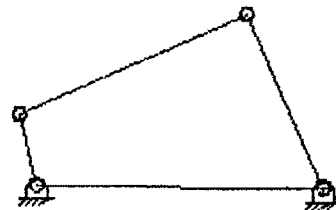
$$S+L < P+Q$$

- GRASHOF C-C-C
- GRASHOF C-R-R
- GRASHOF R-C-R
- GRASHOF R-R-C

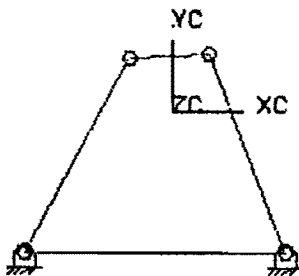
- S=1
- S=2
- S=3
- S=4



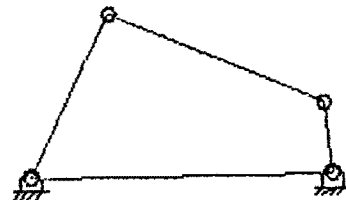
GRASHOF C-C-C



GRASHOF C-R-R



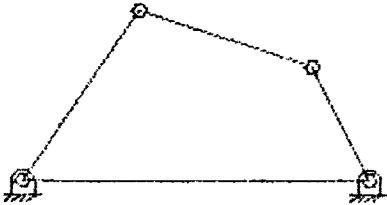
GRASHOF R-C-R



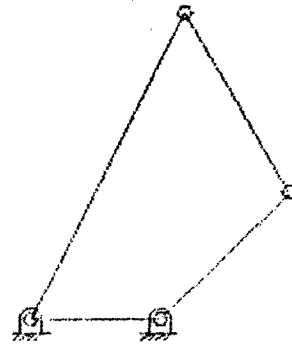
GRASHOF R-R-C

VIERSTANGENMECHANISMEN DIE NIET AAN GRASHOF VOLDOEN

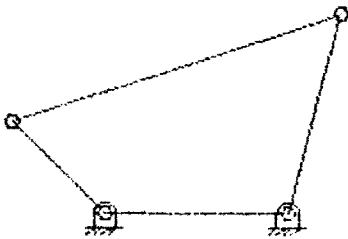
$S+L > P+Q$



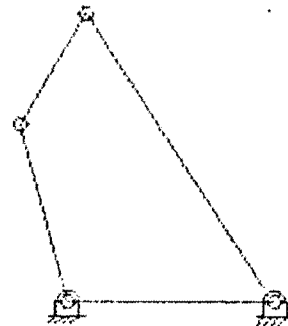
CLASS 1 R-R-R L=1



CLASS 2 R-R-R L=2



CLASS 3 R-R-R L=3

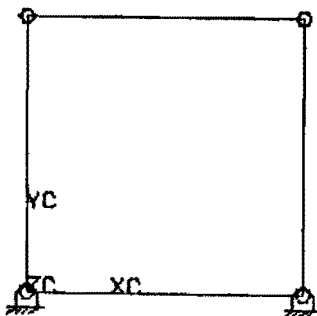


CLASS 4 R-R-R L=4

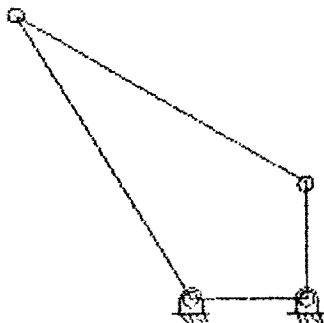
VIERSTANGENMECHANISMEN MET EEN KRITIEK-PUNT

$S+L = P+Q$

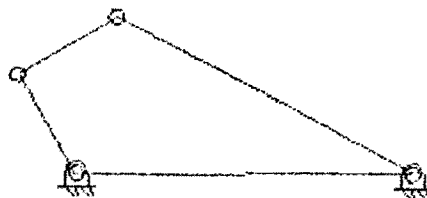
TRIPLE CHANGE-POINT C-C-C 1=2=3=4



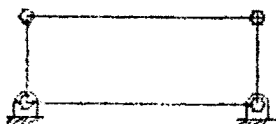
DOUBLE CHANGE-POINT D-C-C-C  
 1=4 2=3 L=2 OF 3



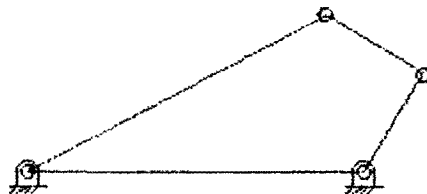
DOUBLE CHANGE-POINT C-C-R  
 1=4 2=3 L=1 OF 4



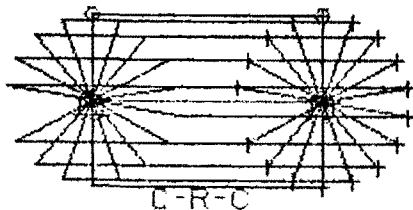
DOUBLE CHANGE-POINT C-R-C  
 1=3 2=4



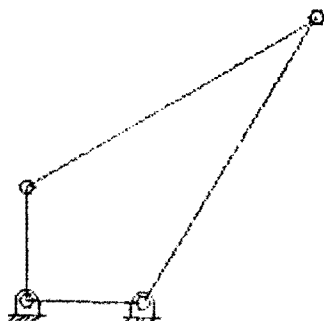
DOUBLE CHANGE-POINT R-C-C  
 1=2 3=4 S=3 OF 4



R-C-C

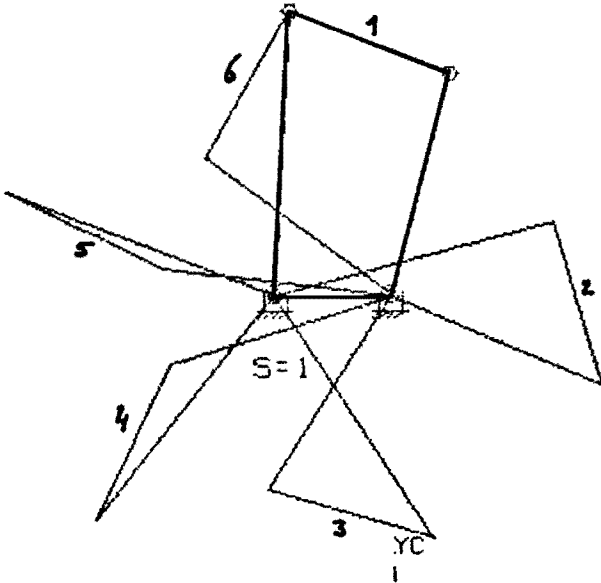


DOUBLE CHANGE-POINT C-C-C  
 1=2 3=4 S=1 OF 2

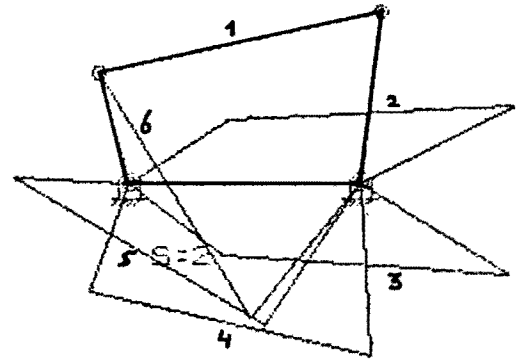


ALS  $S+L=P+Q$  EN GEEN VAN BOVENSTAANDE SITUATIES IS HET GEVAL, DAN GELDEN DE VOLGENDE MOGELIJKHEDEN:

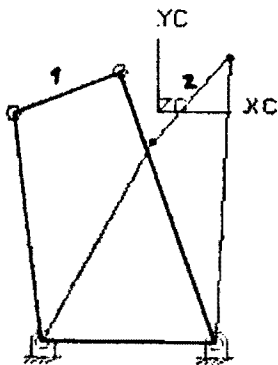
CHANGE-POINT C-C-C S=1



CHANGE-POINT C-R-R S=2

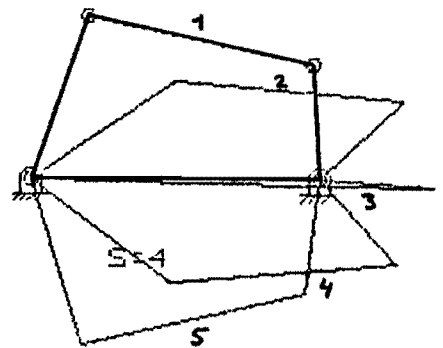


CHANGE-POINT R-C-R S=3



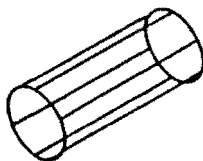
S=3

CHANGE-POINT R-R-C S=4

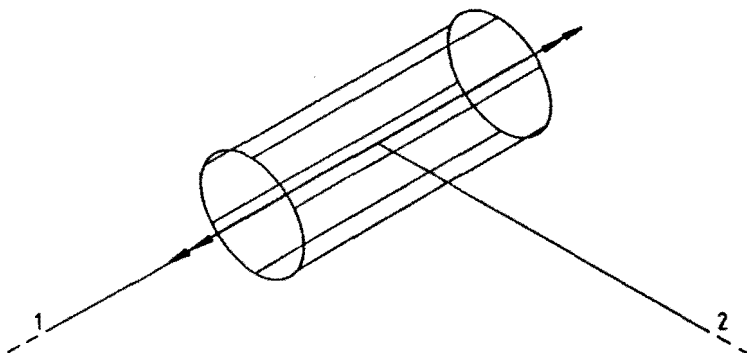


1: SCHARNIERPUNT

symbol:



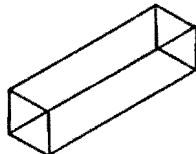
- beweging: rotatie om een as
- vrijheidsgraden: 1 (1 Rotatie)
- verplichtingen: - z-as is de rotatie-as  
 - de eindpunten van de schakels moeten samenvallen  
 - de rotatie-assen van de schakels moeten samenvallen
- oriëntatie: - alleen de rotatie-as dient vastgelegd te worden  
 - mogelijkheden voor vastleggen rotatie-as:  
 - VECTOR FROM FIRST JOINT ORIGIN  
 - EXISTING JOINT ORIENTATION  
 - SPECIFY CSYS



- opmerkingen: - de rotatie-as wordt vastgelegd door twee punten, waarvan één het JOINT ORIGIN, of door de oriëntatie over te nemen van een al bestaand elementenpaar (SCHARNIERPUNT, PRISMAGELEIDING, CILINDERGELEIDING of SCHROEFGELEIDING), of door de oriëntatie over te nemen van een coördinatenstelsel
- bij de keuze VECTOR FROM FIRST JOINT ORIGIN wordt de rotatie-as vastgelegd door de lijn tussen het nu gevraagde punt en de JOINT ORIGIN
- de rotatie-as hoeft niet met één van de schakels samen te vallen

## 2: PRISMAGELEIDING

symbol:



beweging: translatie langs een as

vrijheidsgraden: 1 (1 Translatie)

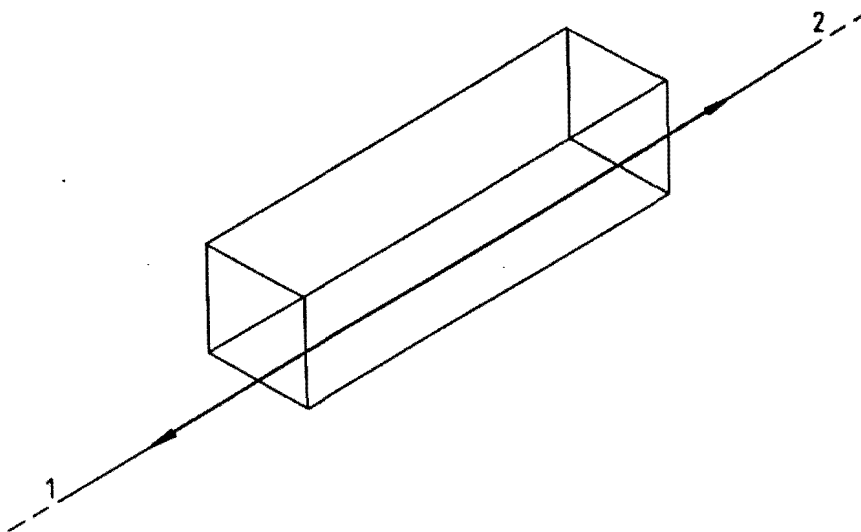
verplichtingen: - de z-as is de translatie-as  
- als de eindpunten van de schakels niet samenvallen, dan bepalen zij de translatie-as (z-as)  
- de translatie-assen van de schakels moeten samenvallen

oriëntatie: - alleen de translatie-as dient vastgelegd te worden

- mogelijkheden:

- PREVIOUS ORIGIN: - zelfde menu als onder SCHARNIERPUNT

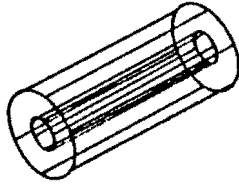
- GENERIC POINT (komt overeen met PREVIOUS ORIGIN - VECTOR FROM FIRST JOINT ORIGIN)



opmerkingen: - de translatie-as wordt vastgelegd door twee punten, waarvan één het JOINT ORIGIN, of door de oriëntatie over te nemen van een al bestaand elementenpaar (SCHARNIERPUNT, PRISMAGELEIDING, CILINDERGELEIDING of SCHROEFGELEIDING), of door de oriëntatie over te nemen van een coördinatenstelsel  
- zie voor het vast leggen van het tweede punt de opmerking bij SCHARNIERPUNT  
- de translatie-as hoeft niet met één van de schakels samen te vallen

### 3: CYLINDERGELEIDING

symbool:



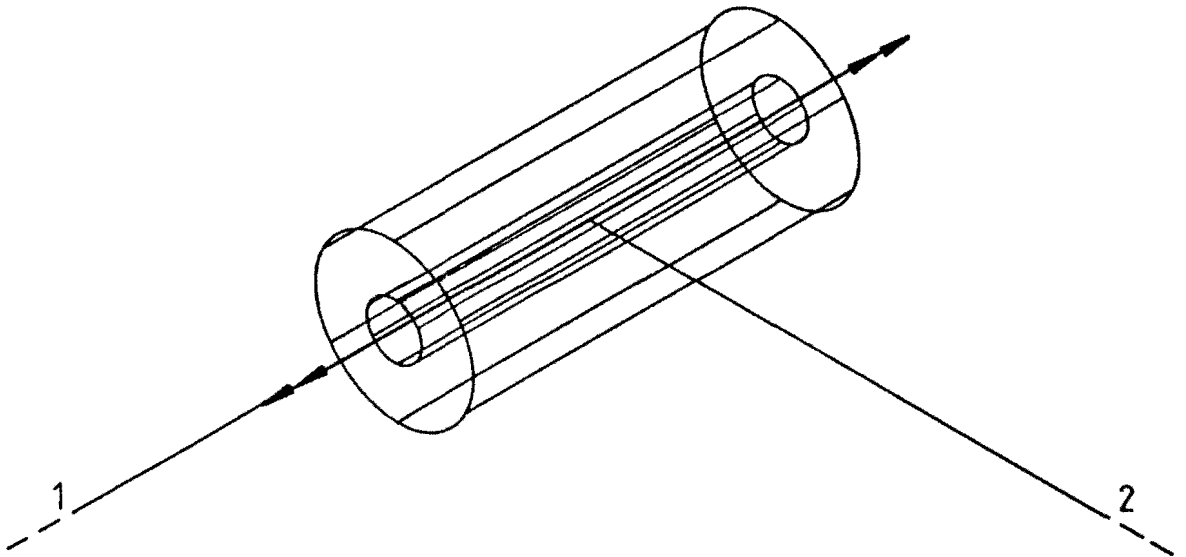
beweging: rotatie om, en translatie langs een as

vrijheidsgraden: 2 (1 Rotatie + 1 Translatie)

verplichtingen:

- de rotatie- en translatie-as is de z-as
- als de eindpunten van de schakels niet samenvallen, dan bepalen zij de rotatie- en translatie-as (z-as)
- de rotatie- en translatie-assen van de schakels moeten samenvallen

oriëntatie: - zie PRISMAGELEIDING, translatie-as is nu translatie- plus rotatie-as



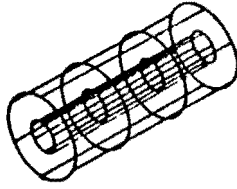
opmerkingen:

- zie opmerkingen bij PRISMAGELEIDING, translatie-as is nu translatie- plus rotatie-as
- de translatie- en rotatie-as hoeft niet samen te vallen met één van de schakels



#### 4: SCHROEFGELEIDING

symbool:

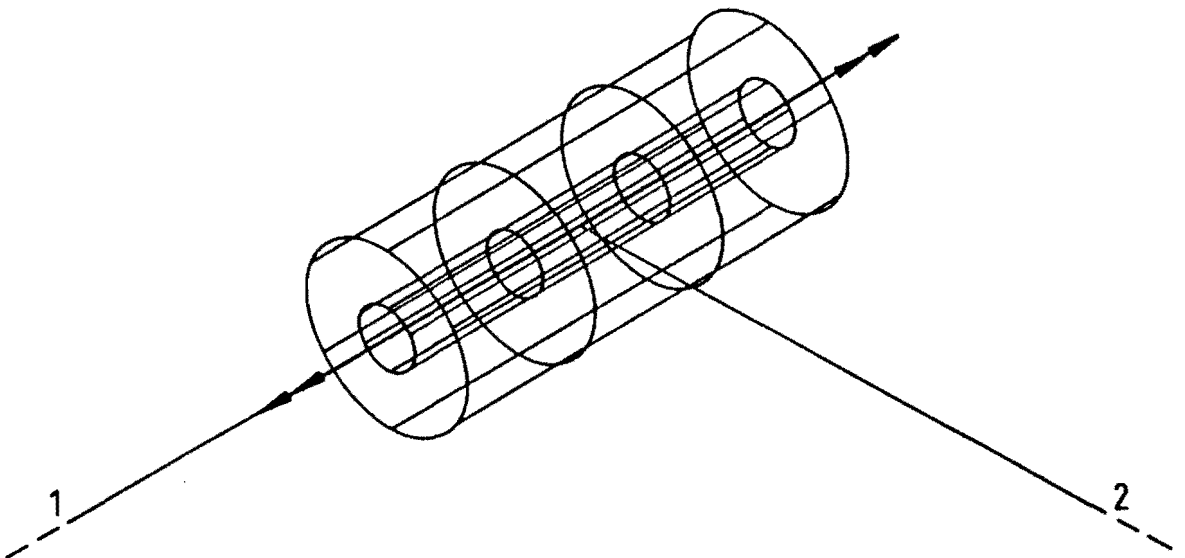


beweging: gekoppelde rotatie om, en translatie langs een as

vrijheidsgraden: 1 (1 gekoppelde Rotatie en Translatie)

- verplichtingen:
- de schroefgeleiding heeft een parameter die de translatie behorende bij een volle rotatie definieert
  - de rotatie- en translatie-as is de z-as
  - als de eindpunten van de schakels niet samenvallen, dan bepalen zij de rotatie- en translatie-as (z-as)
  - de rotatie- en translatie-assen van de schakels moeten samenvallen

oriëntatie: - zie PRISMAGELEIDING, translatie-as is nu translatie- plus rotatie-as

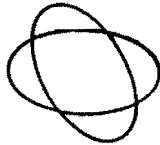


- opmerkingen:
- zie opmerkingen bij PRISMAGELEIDING, translatie-as is nu translatie- plus rotatie-as
  - de translatie- en rotatie-as hoeft niet

samen te vallen met één van de schakels

## 5: CARDANKOPPELING

symbool:



beweging: rotatie om twee loodrecht op elkaar staande assen

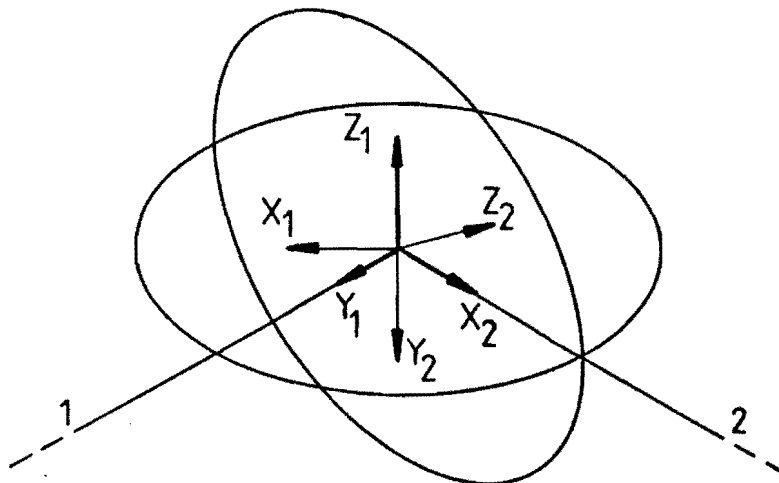
vrijheidsgraden: 2 (2 Rotaties)

verplichtingen:

- de rotatie-assen zijn de z-assen van de element-oriëntatie op iedere schakel
- de eindpunten van de schakels moeten samenvallen
- de z-assen van ieder element die het elementenpaar vormen moeten loodrecht op elkaar staan

oriëntatie:

- de richtingen van  $Y_1$ ,  $X_2$  en  $Z_1$  dienen vastgelegd te worden

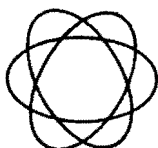


opmerkingen:

- bij een foutieve ingave van de richting van  $Z_1$  kan de richting van  $Z_1$  op wens door het pakket bepaald worden (loodrecht op  $Y_1$ )
- de  $Y_1$ - en  $X_2$ -as hoeven niet samen te vallen met de schakels

## 6: KOGELKOPPELING

symbool:



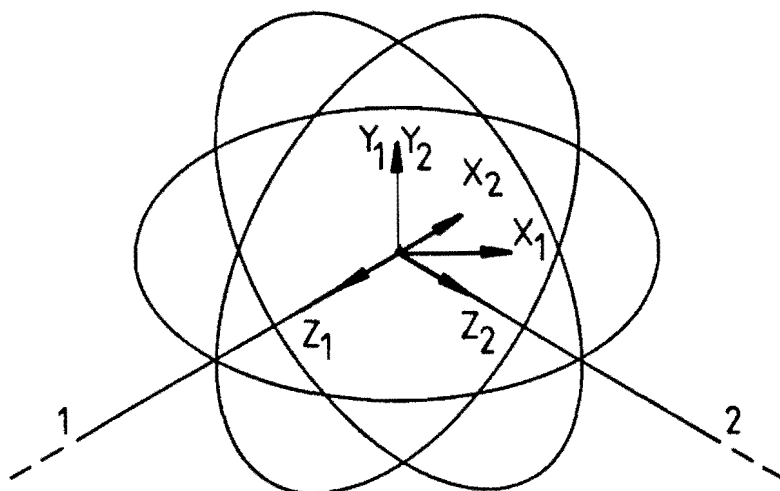
beweging: rotatie om drie loodrecht op elkaar staande assen

vrijheidsgraden: 3 (3 Rotaties)

verplichtingen: - de eindpunten van de schakels moeten samenvallen

- de z-assen van de elementen die het elementenpaar vormen mogen tijdens de analyse niet evenwijdig vallen

oriëntatie: - de richting van  $X_1$ ,  $Z_1$ ,  $X_2$  en  $Z_2$  dienen te worden vastgelegd



opmerkingen: - bij foutieve ingave van de richtingen van  $X_1$  en  $X_2$  kunnen de richtingen van  $X_1$  en  $X_2$  op gelijke wijze als bij de CAR-DANKOPPELING door het pakket zelf worden vastgelegd

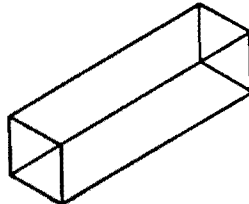
- bij het creëren van een KOGELKOPPELING zijn al standaardwaarden voor de richtingen van  $X_1$ ,  $Z_1$ ,  $X_2$  en  $Z_2$  aanwezig, deze zijn:

	X	Y	Z
$X_1$	1	0	0
$Z_1$	0	0	1
$X_2$	1	0	0
$Z_2$	0	1	0

- van deze standaardwaarden kan altijd gebruik gemaakt worden, behalve in het geval dat er een rotatie om de X-as over (bijna) plus of min  $90^\circ$  plaats vindt, dan zouden namelijk de Z-assen tijdens de analyse samenvallen, en treden er numerieke instabiliteiten op
- de  $Z_1$ - en  $Z_2$ -assen hoeven niet samen te vallen met de schakels
- in een ander aanzicht kan een kogelkoppeling er soms uitzien als een cardan-koppeling

## 7: VLAKGELEIDING

symbool:



beweging:

translatie langs twee loodrecht op elkaar staande assen en rotatie om de as loodrecht op deze assen

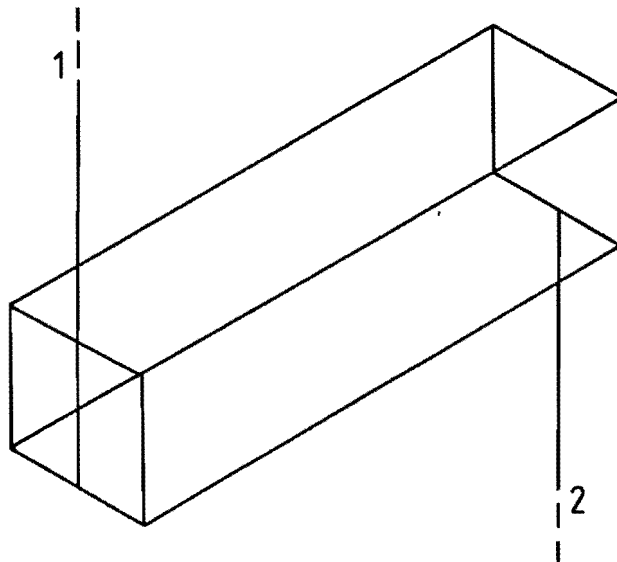
vrijheidsgraden: 3 (1 Rotatie + 2 Translaties)

verplichtingen: - de X-Y-vlakken van de elementen die het elementenpaar vormen moeten parallel liggen

- de eindpunten van de schakels mogen tijdens de analyse niet samenvallen

oriëntatie:

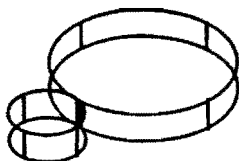
- alleen de twee ORIGINS van de twee schakels dienen vastgelegd te worden



- opmerkingen:
- de symbolen van VLAKGELEIDING en PRISMA-GELEIDING zijn gelijk, het verschil is te zien in de ligging van de schakels t.o.v. het symbool
  - de ORIGINS mogen samenvallen, maar dit kan numerieke problemen opleveren
  - de X-Y-vlakken hoeven niet loodrecht op de schakels te staan

#### 8: TANDWIELOVERBRENGING

symbool:



beweging: rotatie om parallelle assen

vrijheidsgraden: 1

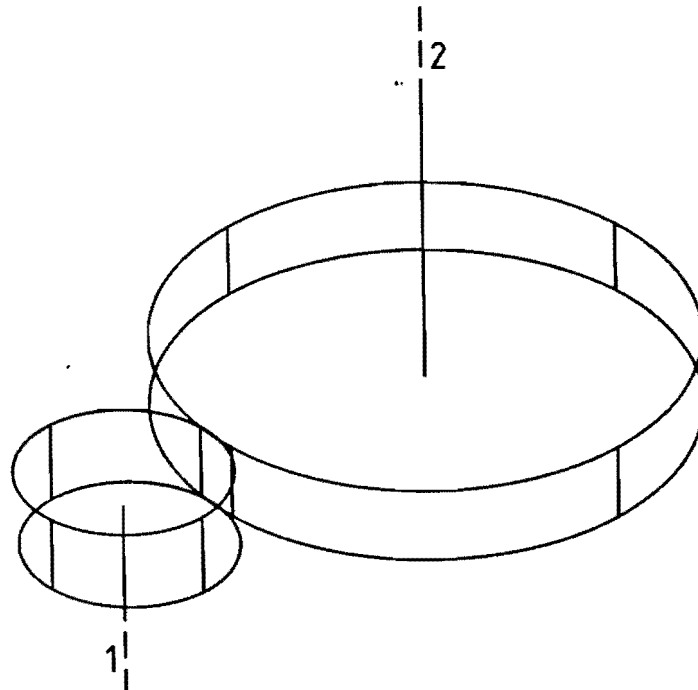
verplichtingen: - de rotatie-assen, de z-assen van de elementen die het elementenpaar vormen,

moeten parallel liggen

- de x-as van ieder element moet gedurende de analyse tenminste één maal samenvallen met de lijn door de eindpunten van de schakels
- de tandwieloverbrenging heeft een parameter die de overbrengverhouding definiëert

oriëntatie:

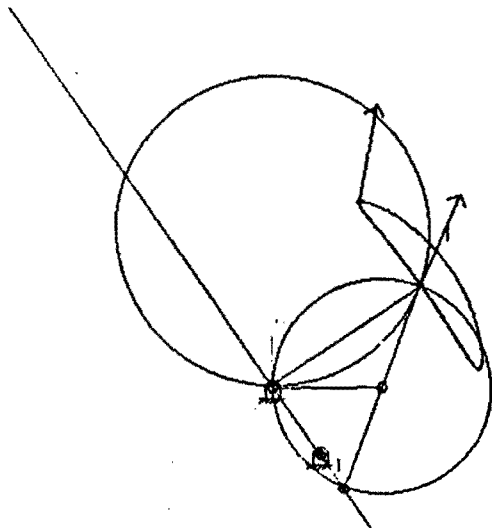
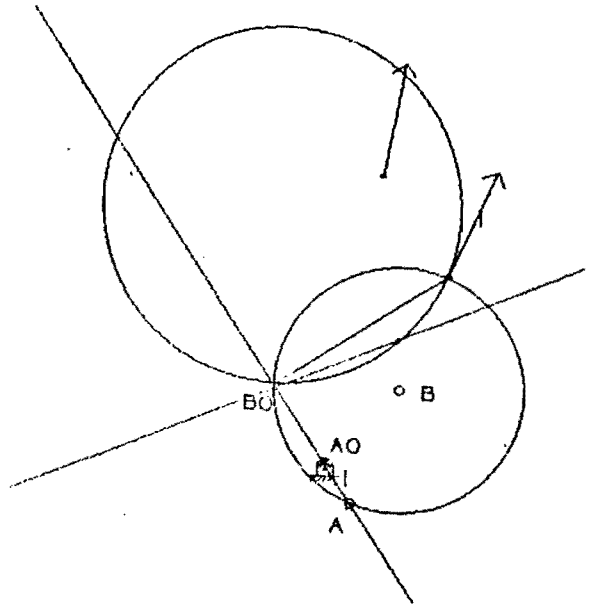
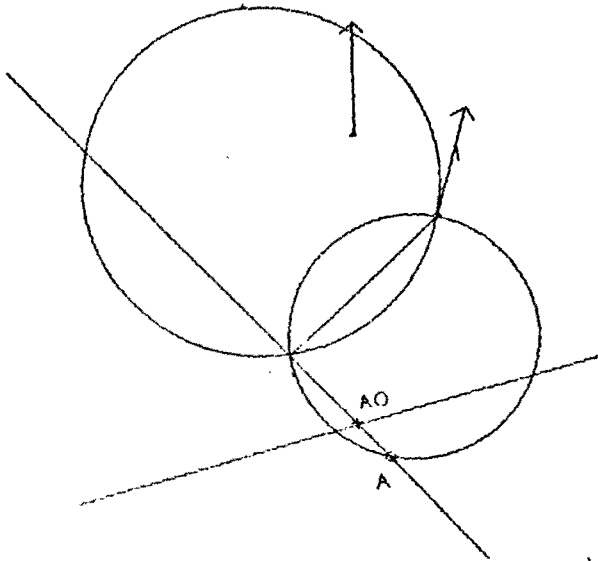
- de twee ORIGINS van de twee schakels moeten vastgelgd worden plus een as loodrecht op de lijn tussen de twee ORIGINS, "gear axis"



opmerkingen:

- de ORIGINS mogen niet samenvallen
- de Z-assen hoeven niet samen te vallen met de schakels
- overbrengverhouding  $> 1$  :aan de eerst aangeduide schakel komt het grootste tandwiel
- overbrengverhouding  $> 0$  :beide tandwielen hebben uitwendige vertanding
- overbrengverhouding  $< 0$  :één tandwiel heeft inwendige vertanding, de andere uitwendige vertanding







OEFENVOORBEELD SYNTHESIS/ 3 KOPPELVLAKSTANDEN  
Robert's rechtgeleidingsmechanisme

COMMENTAAR      Eerst moeten 3 cirkels en 2 lijnen worden gecreeerd.  
 3 cirkels:      M1 (0,73,0) straal r1=16  
                   M2 (0,65,0)            r2=24  
                   M3 (0,44.5,0)           r3=44.5  
 2lijnen:        L1 door (0,89,0) hoek -64  
                   L2 door (0,89,0) hoek 64  
 Nu FILE/TERM en overgaan naar het mechanismepakket

MENU            HIGH-LEVEL

KEUZE           1:SYNTHESIS

KEUZE           1:MOTIONVECTORS

COMMENTAAR    1e motionvector in (0,0,0) hoek -90  
 2e motionvector in (0,-28.5,0) -90  
 3e motionvector in (41.3,4.5,0) -57.5

MENU            Kiezen van het eerste bewegende draaipunt A  
 GENERIC POINT

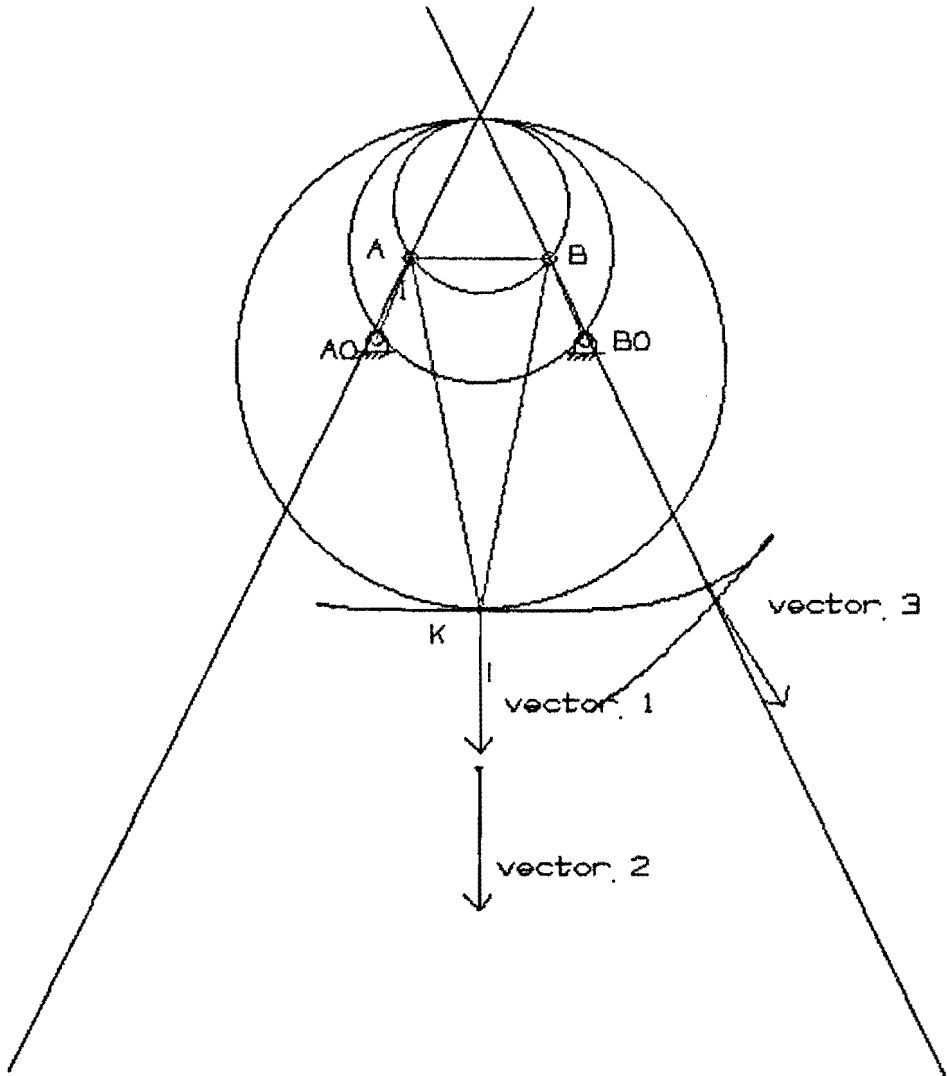
KEUZE           7:INTERSECTIONPOINT

COMMENTAAR    snijpunt van cirkel 1 met lijn 2  
 Kiezen van het tweede bewegende draaipunt B  
 snijpunt van cirkel 1 met lijn 1

KEUZE           ACCEPT LINKS

MENU            Hoofdmenu SYNTHESIS

KEUZE           5:ANIMATE



OEFENVOORBEELD SYNTHESIS/ 4 KOPPELVLAKESTANDEN

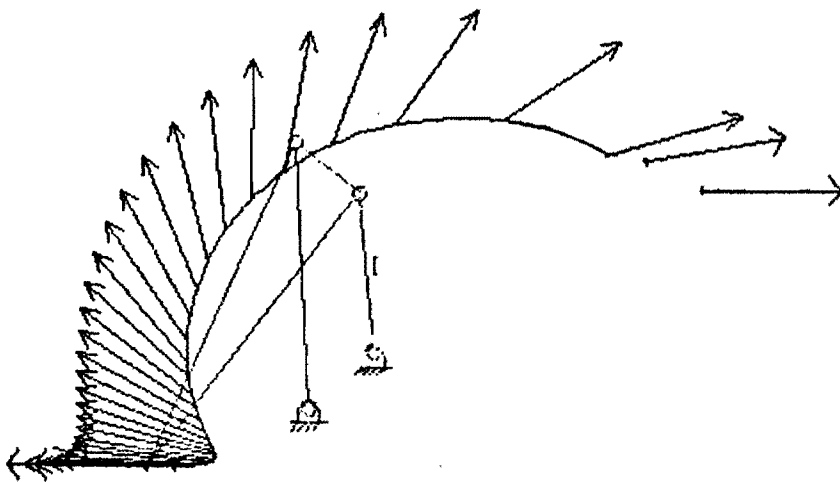
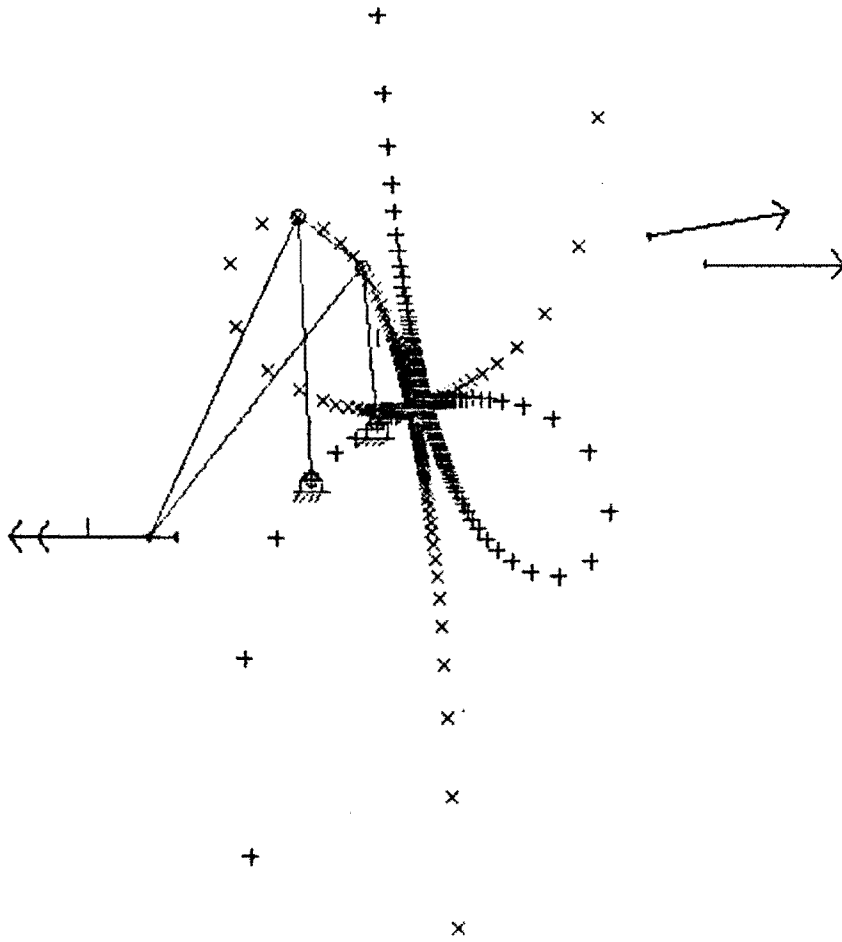
Overzetmechanisme

Willekeurig voorbeeld:

In een fabriek waar halffabrikaten voor de gloeidraadjes voor lampen geproduceerd worden, moeten wolfram staven worden overgezet van de oven in een wals. Hierbij worden 4 standen voorgeschreven zoals in onderstaande gegevens vermeld.

```
COMMENTAAR      Eerst moeten de 4 motionvectors worden gecreeerd.
MENU            SYNTHESIS
KEUZE          1:CREATE MOTIONVECTORS
MENU            GENERIC POINT
KEUZE          3:WORKCOORDINATES
                vector1: (-50,0,0) ENTER ANGLE      180
                vector2: (-45,0,0)                   180
                vector3: (40,55,0)                    5
                vector4: (50,50,0)                    0
                ENTRY COMPLETE
MENU            SYNTHESIS
KEUZE          3:CREATE LINKS
MENU            GENERIC POINT
KEUZE          3:WORKCOORDINATES
                link1: 1e bewegende draaipunt in (-25,50,0)
                link2: 2e bewegende draaipunt in (-10,50,0)
```

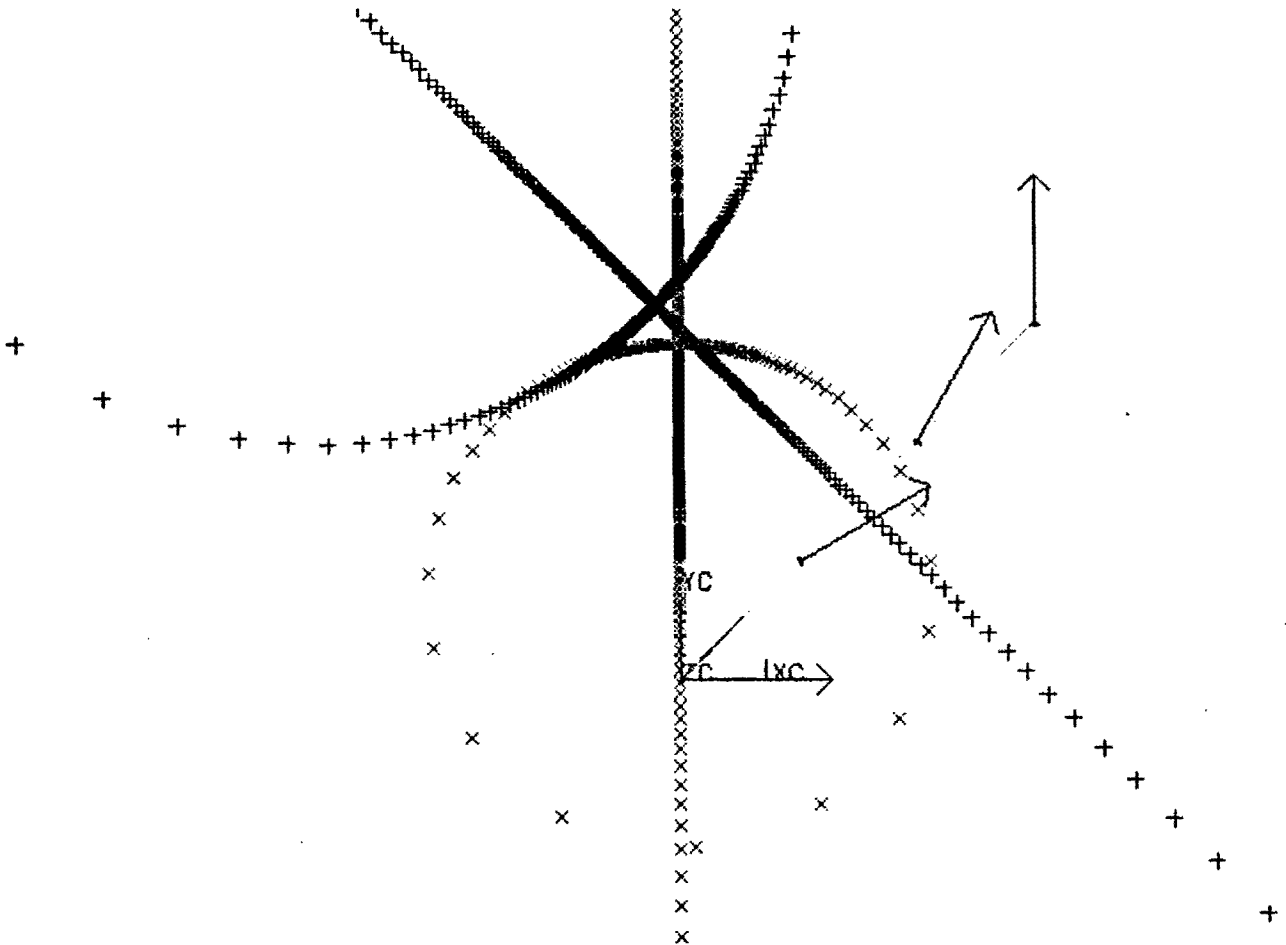
Op de volgende bladzijde zijn de polenkrommen aangegeven waarop de bewegende- en gesteldraaipunten moeten worden gekozen, alsmede het mechanisme dat ontstaat als volgens bovenstaande omschrijving de motionvectors en schakels worden ingevoerd. Het tweede plaatje laat de koppelkromme zien die ontstaat wanneer de beweging wordt ingezet. Zoals uit het plaatje duidelijk blijkt, is het niet mogelijk de gehele beweging te voltooien. Bij keuze van een van de gecreeerde schakels als ingaande aandrijvende schakel zal slechts een gedeelte van de totale koppelkromme kunnen worden doorlopen.



OEFENVOORBEELD SYNTHESE/ 4 KOPPELVLAKSTANDEN

In dit voorbeeld liggen de oorsprongpunten van de motionvectors op een rechte lijn.

COMMENTAAR We beginnen met het definiëren van vier motion-  
vectors.  
MENU hoofdmenu MECHANISM SYNTHESIS  
KEUZE 1: CREATE MOTIONVECTORS  
MENU GENERIC POINT  
KEUZE 3: WORKCOORDINATES:  
vector1: (0,0,0) hoek 0  
vector2: (20,20,0) 30  
vector3: (40,40,0) 60  
vector4: (60,60,0) 90  
KEUZE ACCEPT MOTIONVECTORS  
MENU hoofdmenu MECHANISM SYNTHESIS  
KEUZE 3: CREATE LINKS  
COMMENTAAR De polenkrommen worden getekend zoals onderstaand  
weergegeven.  
Kies nu naar eigen inzicht de bewegende  
draaipunten.



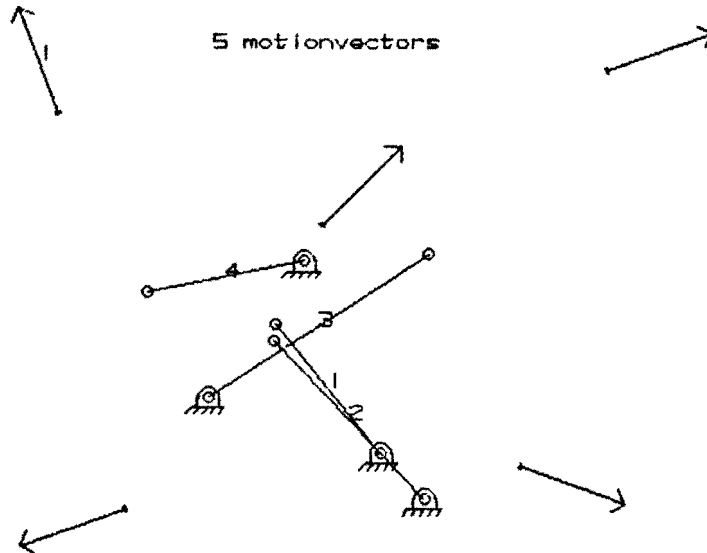
BIJLAGE 1 h

OEFENVOORBEELD SYNTHESE / 5 KOPPELVLAKSTANDEN

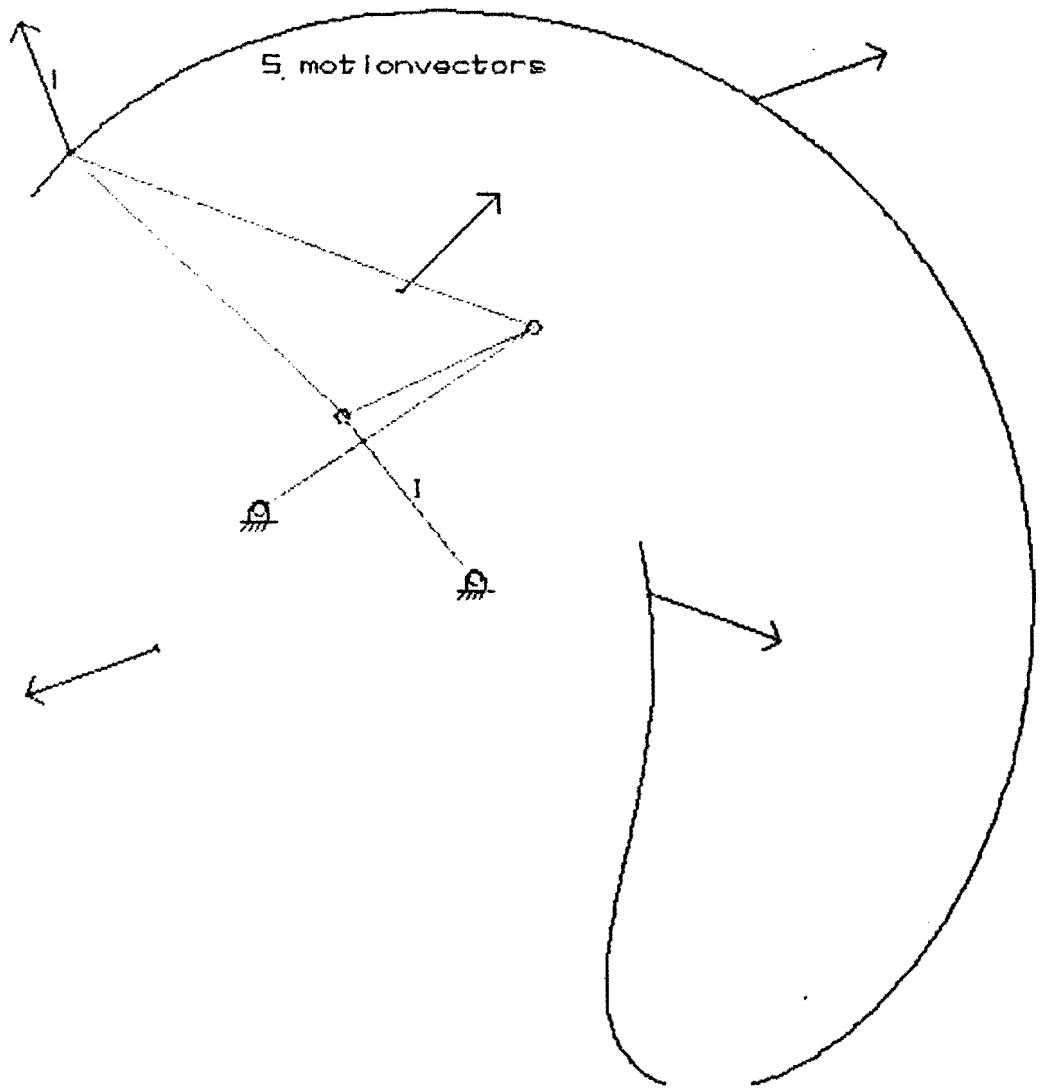
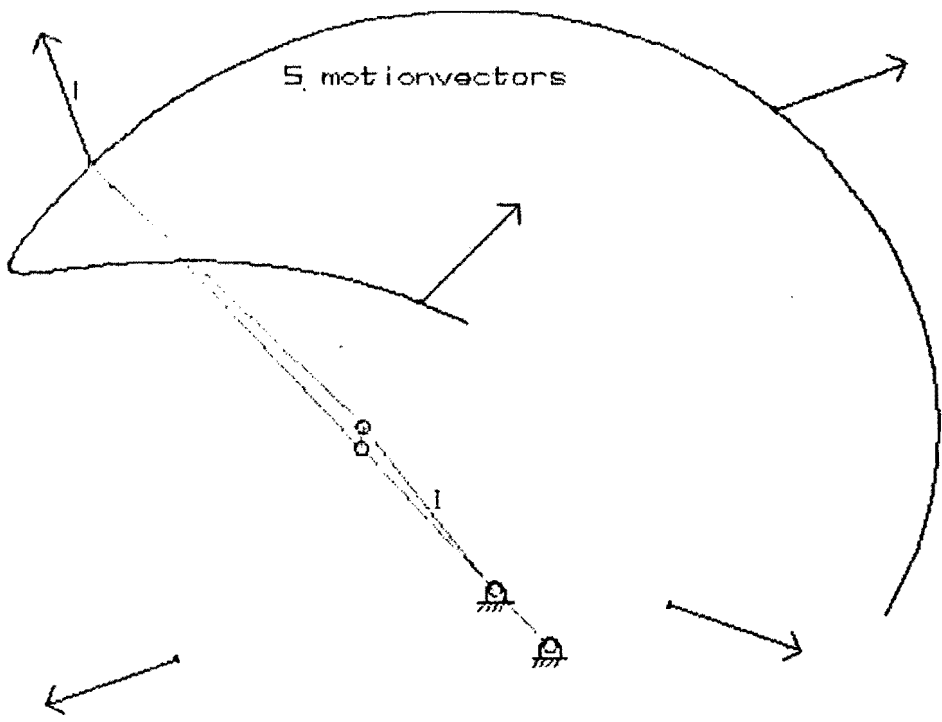
In dit voorbeeld treden 4 schakels op waarmee in 6 verschillende mechanismen kunnen worden geconstrueerd.

Door verwisseling van aandrijvende- en volgschakel zijn nog eens 6 keuzemogelijkheden voorhanden, in totaal dus 12 mogelijkheden.

COMMENTAAR	5 motionvectors worden vastgelegd.
MENU	SYNTHESE hoofdmenu
KEUZE	1: CREATE MOTIONVECTORS
MENU	GENERIC POINT
KEUZE	3: WORKCOORDINATES
	vector 1: (-50,55,0)          hoek:110
	vector 2: (-35,-35,0)          200
	vector 3: (55,-25,0)          -20
	vector 4: (75,65,0)          20
	vector 5: (10,30,0)          45



CREATE LINKS					
CHOOSE PAIR					
1	1-2	CLASS 4	R-R-R		CROS
2	1-3	CLASS 4	R-R-R		CROS
3	1-4	CLASS 1	R-R-R		CROS
4	2-3	GRASHOF	R-C-R		CROS
5	2-4	CLASS 1	R-R-R		CROS
6	3-4	CLASS 3	R-R-R		CROS
7	2-1	CLASS 2	R-R-R		CROS
8	3-1	CLASS 2	R-R-R		CROS
9	4-1	CLASS 1	R-R-R		CROS
10	3-2	GRASHOF	R-C-R		CROS
11	4-2	CLASS 1	R-R-R		CROS
12	4-3	CLASS 3	R-R-R		CROS



---

BIJLAGE 2 a

---

CREATE MECHANISM/2-D OEFENVOORBEELD VAN DE TOEPASSING VAN LIJNSCHARNIEREN EN DE RECHTGELEIDING.

COMMENTAAR       Eerst gaan we de schakels creëren, daarna de  
                  elementenparen aanbrengen.

MENU             hoofdmenu CREATE

KEUZE            1:LINK

                  2:SKELETON REPRESENTATION

MENU             GENERIC POINT voor het kiezen van het startpunt  
                  van de eerste schakel

KEUZE            3:WORKCOORDINATES

                  link1 POS 1:   startpunt (-50,0,0)  
                                  POS 2:   eindpunt (-50,10,0)

                  link2 POS 1:   (-50,10,0) POS 2: (-25,40,0)

                  link3 POS 1:   (-25,40,0) POS 2: (0,0,0)

                  link4 POS 1:   CONTROL POINT van link 3  
                                  POS 2:   (20,70,0)

                  link5 POS 1:   (20,60,0) POS 2: (20,80,0)

MENU             hoofdmenu CREATE

KEUZE            2:JOINT

MENU             JOINTMENU

KEUZE            1:REVOLUTE

                  SELECT LINK 1

MENU             SELECT JOINT ORIGIN

KEUZE            3:WORKCOORDS: (-30,0,0)

KEUZE            AA FIXED REVOLUTE? 1:YES

MENU             CHOOSE AXIS OF REVOLUTION

KEUZE            3:SPECIFY CSYS:       5:WCS        ENTRY COMPLETE

MENU             JOINTMENU

KEUZE            1:REVOLUTE

                  select link 1: select joint origin: in (-50,10,0)

                  select link 2

MENU             CHOOSE AXIS OF REVOLUTION

KEUZE            3:SPECIFY CSYS:       5:WCS        ENTRY COMPLETE

                  verder zoals boven beschreven.

                  aan link2, joint origin in punt (-25,40,0) en aan

                  link 3.

                  aan link3, joint origin in punt (0,0,0) en vast

                  aan het gestel.

                  aan link 3, joint origin in CONTROL POINT (midden

                  van link 3).

                  aan link 4, joint origin in (20,70,0) en aan link5

MENU             JOINTMENU

KEUZE            2:SLIDER

                  aan link 5, joint origin in (20,70,0) en vast aan

                  het gestel. Dit wordt aangegeven in AA: FIXED

                  SLIDER.

                  1:vector from first joint origin:

                  3:workcoordinates: (20,0,0) ENTRY COMPLETE

                  REJECT, REJECT

MENU             hoofdmenu CREATE

KEUZE            5:ANALYSIS POINT

                  SELECT LINK 4: ENDPOINT (dit is (20,70,0))

                  entry complete: reject

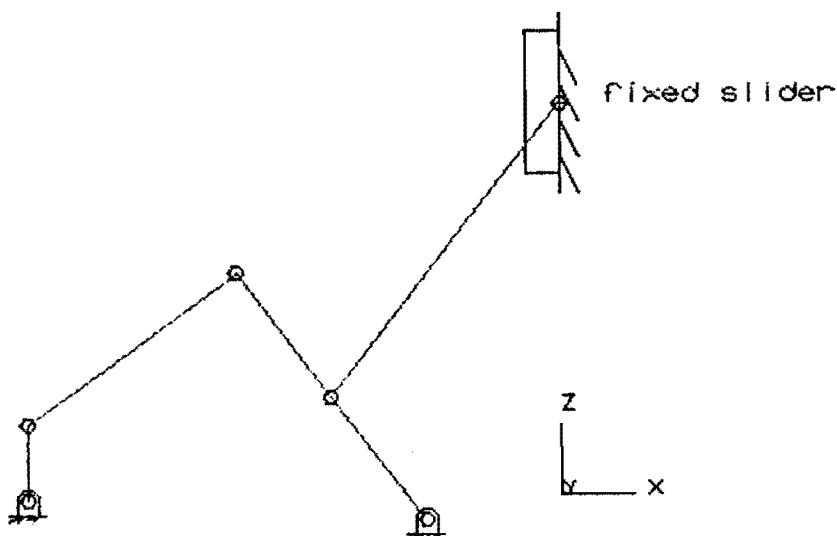


BIJLAGE 2 b

MENU hoofdmenu CREATE  
KEUZE 8: INITIAL CONDITIONS voor revolute 1 in (-30,0,0)  
velocity = 10: REJECT, REJECT, REJECT

MENU hoofdmenu DESIGN/ANALYZE MECHANISM  
KEUZE 4: ANALYSIS: 1: UG ANALYSIS: ENTRY COMPLETE  
1: INTERACTIVE: driver joint aanpikken:  
INCREMENT: 10  
NUMERICAL STEPS: 36  
ENTRY COMPLETE: ENTRY COMPLETE

MENU ANALYSIS RESULTS  
KEUZE 1: X-AS: 6: TIME ENTRY COMPLETE  
2: Y-AS: 3: ACCELERATION: 3: Y-COMP.  
3: SELECT ENT. 2: Y-AS, pick nu met de muis  
de analysepunten aan.  
4: GRAPH, de resultaten worden in grafiek  
uitgezet  
5: ANIMATE, animatie van het mechanisme.



CREATE MECHANISM/3-DIMENSIONAAL OEFENVOORBEELD VAN DE TOEPASSING VAN LIJNSCHARNIEREN, DE CARDANKOPPELING EN DE CYLINDERGELEIDING.

COMMENTAAR Eerst gaan we de schakels creëren, daarna de elementenparen aanbrengen.

MENU hoofdmenu CREATE  
KEUZE 1: LINK: 2: SKELETON REPRESENTATION  
MENU GENERIC POINT voor het kiezen van het startpunt  
KEUZE 3: WORKCOORDINATES:

link1 startpunt positie 1: (0,60,0)  
positie 2: (0,50,0)  
positie 3: (0,45,30)  
eindpunt: positie 4: (0,40,30)

link2 startpunt positie 1: (0,40,30)  
eindpunt positie 2: (0,20,60)

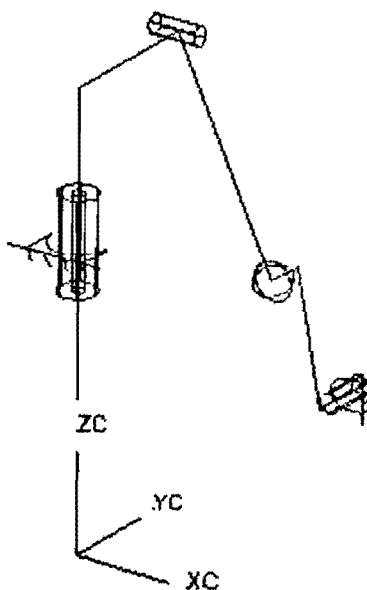
link3 startpunt positie 1: (0,20,60)  
positie 2: (0,0,60)  
eindpunt positie 3: (0,0,20)

---

BIJLAGE 2 c

---

MENU hoofdmenu CREATE  
KEUZE 2:JOINT  
MENU JOINTMENU  
KEUZE 1:REVOLUTE  
select link1: aanpicken met de muis  
select joint origin  
MENU GENERIC POINT  
KEUZE 5:END POINT: aanpicken bij het punt(0,60,0)  
AA: FIXED REVOLUTE  
MENU CHOOSE AXIS OF REVOLUTION  
1:VECTOR FROM FIRST JOINT ORIGIN  
3:WORKCOORDINATES (0,0,0)  
MENU JOINTMENU  
KEUZE 5:UNIVERSAL  
select link 1, select joint origin, select link2  
COMMENTAAR Y1 kun je kiezen in het verlengde van link2  
X2 kun je kiezen in de richting (0,45,30)  
MENU JOINTMENU  
KEUZE 1:REVOLUTE  
tussen link 2 en 3 in punt (0,20,60)  
MENU CHOOSE AXIS OF REVOLUTION  
1:vector from first joint origin  
3:workcoordinates (20,20,60)  
MENU JOINTMENU  
KEUZE 3:CYLINDER  
tussen link 3 en het gestel.  
JOINT ORIGIN kiezen in het CONTROL POINT van link3



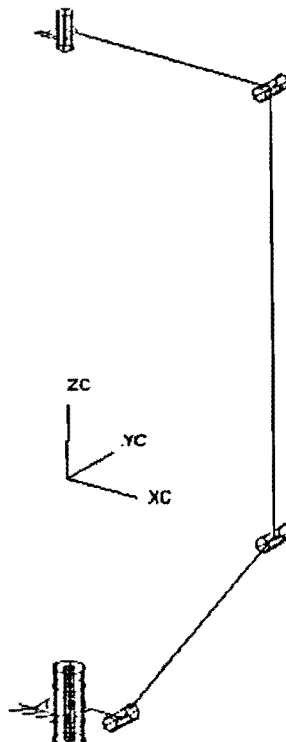
CREATE MECHANISM/3-D OEFENVOORBEELD VAN DE TOEPASSING VAN LIJNSCHARNIEREN EN EEN SCHROEFGELEIDING.

COMMENTAAR           Eerst worden de vier schakels geconstrueerd, daarna worden de lijnscharnieren en de schroefgeleiding aangebracht.

MENU                   hoofdmenu CREATE  
KEUZE                 1:LINK  
                       link1 startpunt (0,0,60) eindpunt (30,0,60)  
                       link2 startpunt (30,0,60) eindpunt (30,0,0)  
                       link3 startpunt (30,0,0) eindpunt (10,0,-30)  
                       link4 startpunt (10,0,-30) eindpunt (0,0,-30)

MENU                   hoofdmenu CREATE  
KEUZE                 2:JOINT  
MENU                  JOINTMENU  
KEUZE                 1:REVOLUTE  
                       lijnscharnier 1: aan link 1, joint origin in punt (0,0,60) en vast aan het gestel( aan te geven met AA: fixed rev.)  
                       aan link 1, joint origin in (30,0,60) en aan link2  
                       aan link 2, joint origin in (30,0,0) en aan link 3  
                       aan link 3, joint origin in (10,0,-30) aan link 4

MENU                  JOINTMENU  
KEUZE                 4:SCREW  
                       aan link 4, joint origin in (0,0,-30)  
                       AA: FIXED SCREW, vast aan het gestel.



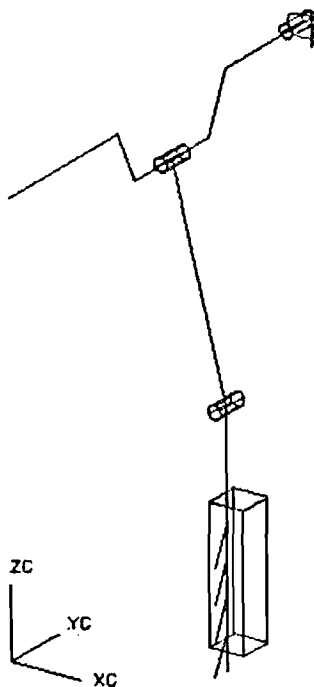
CREATE MECHANISM/3-D OEFENVOORBEELD VAN EEN TOEPASSING VAN LIJNSCHARNIEREN, EEN FIXED-SLIDER OFWEL RECHTGELEIDING VAST AAN HET GESTEL EN EEN SPHERE OFWEL KOGELKOPPELING.

COMMENTAAR De kogelkoppeling is in dit voorbeeld niet direct noodzakelijk en kan ook door een lijnscharnier worden vervangen. Het is alleen bedoeld om het invoeren te oefenen.

MENU hoofdmenu CREATE  
 KEUZE 1:LINK  
 link1: startpunt (0,50,80) tussenpunten:(0,40,80) (0,35,70) (0,25,70) (0,20,80) eindpunt (0,0,80)  
 link2: startpunt (0,30,70) eindpunt (20,30,40)  
 link3: startpunt (20,30,40) eindpunt (20,30,0)

MENU hoofdmenu CREATE  
 KEUZE 2:JOINT  
 MENU JOINTMENU  
 KEUZE 1:REVOLUTE  
 lijnscharnier 1 aan link 1 in (0,50,80) vast aan het gestel.  
 lijnscharnier 2 aan link 1 in (0,30,70) aan link2  
 lijnscharnier 3 aan link 2 in (20,30,40) en link 3

MENU JOINTMENU  
 KEUZE 2:SLIDER  
 aan link 3, joint origin in CONTROL POINT van link 3 en vast aan het gestel.



voorbeeld van lijnscharnieren en een rechtgeleiding toegepast in een krukstangmechanisme

CREATE MECHANISM/2-D OEFENVOORBEELD VAN DE TOEPASSING VAN LIJNSCHARNIEREN EN TANDWIELOVERBRENGING.

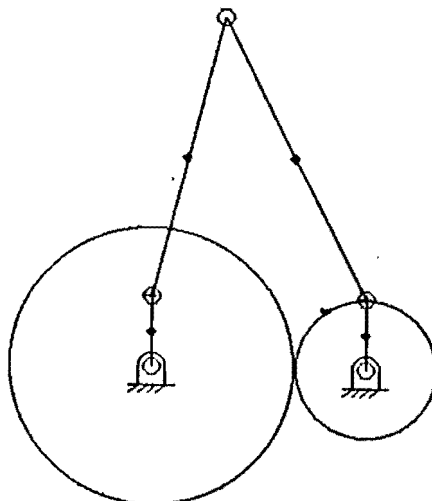
COMMENTAAR            Tandwielen kunnen niet los in de ruimte worden geplaatst maar moeten aan schakels bevestigd worden. Daarom creëren we eerst een mechanisme met 2 vrijheidsgraden van beweging en koppelen daarna de tandwieloverbrenging om zodoende de tweede vrijheidsgraad op te leggen.

MENU                    hoofdmenu CREATE  
 KEUZE                  1:LINK  
                           link 1: startpunt (-30,0,0) eindpunt (-30,10,0)  
                           weight                    :10  
                           center of gravity        :control point van link 1  
                           inertia                    :Izz=50  
                           link 2: startpunt (-30,10,0) eindpunt (-20,50,0)  
                           vul zelf waarden voor weight,c.o.g.,inertia in.  
                           link 3: startpunt (-20,50,0) eindpunt (0,10,0)  
                           link 4: startpunt (0,10,0) eindpunt (0,0,0)

MENU                    hoofdmenu CREATE  
 KEUZE                  2:JOINT  
 MENU                    JOINTMENU  
                           1:REVOLUTE  
                           aan link 1 in (-30,0,0) AA:FIXED REV.  
                           aan link 1 in (-30,10,0) en aan link 2  
                           aan link 2 in (-20,50,0) en aan link 3  
                           aan link 3 in (0,10,0) en aan link 4  
                           aan link 4 in (0,0,0) AA: FIXED REV.

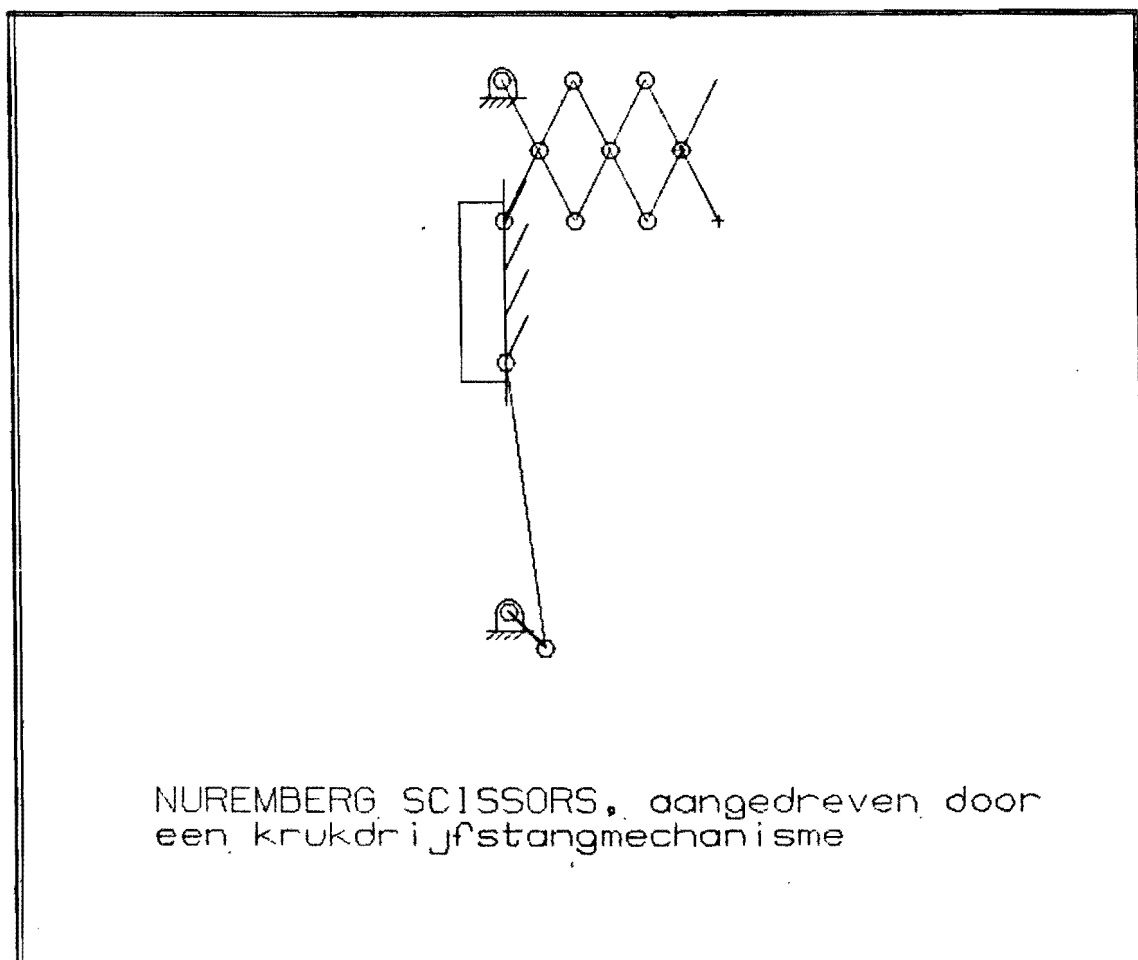
MENU                    JOINTMENU  
 KEUZE                  8:GEAR  
                           DEFINE GEAR PARAMETER 1>gear ratio: 2.000  
                           select link1  
                           joint origin in (-30,0,0)  
                           select link 4  
                           joint origin in (0,0,0)  
                           CHOOSE AXIS OF REVOLUTION  
                           3:SPECIFY CSYS:            5:WCS            REJECT

COMMENTAAR            Nu moeten analysepunten en initial conditions nog worden gecreeerd, daarna kan analyse worden uitgevoerd.



NUREMBERG-SCISSORS MECHANISME

Een voorbeeld van een mechanisme waarvan het gegeven punt A een rechtlijnige beweging uitvoert is het Nuremberg-Scissors mechanisme dat in onderstaande configuratie is voorzien van een kruk-drijf-stangmechanisme om de beweging in te leiden.



EXACTE RECHTGELEIDINGSMECHANISMEN

---

EEN SYMMETRISCH ACHTSTANGENMECHANISME

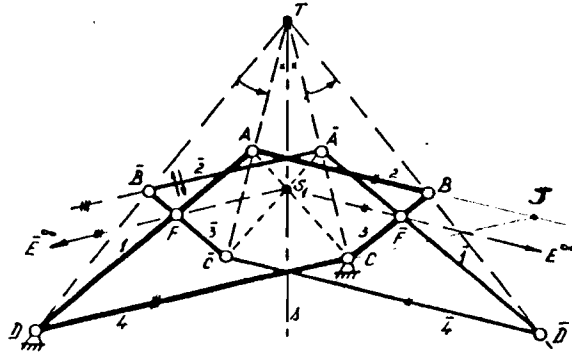
Volgens Grübler (  $v=3*(n-1)-\Sigma b$  ) heeft een 8-stangen-mechanisme met 10 draaipunten precies 1 graad van vrijheid( $v=1$ ).

Het mechanisme getoond in onderstaande figuur is een lijnsymmetrisch mechanisme en kan als zodanig ook een symmetrische beweging uitvoeren. Kiezen we zoals in de figuur is aangegeven, D en C als gestel-draaipunten, dan zal  $\overline{AB}$  een planparallele beweging t.o.v. het vaste gestel uitvoeren, en wel loodrecht op de lijn door D en C. Het feit dat de relatieve pool van  $\overline{AB}$  t.o.v. gestel DC in het oneindige ligt en blijft ligt hieraan ten grondslag.

Een bijkomende eigenschap van dit mechanisme is dat het niet in alle standen een eenduidige gedwongen beweging uitvoert.

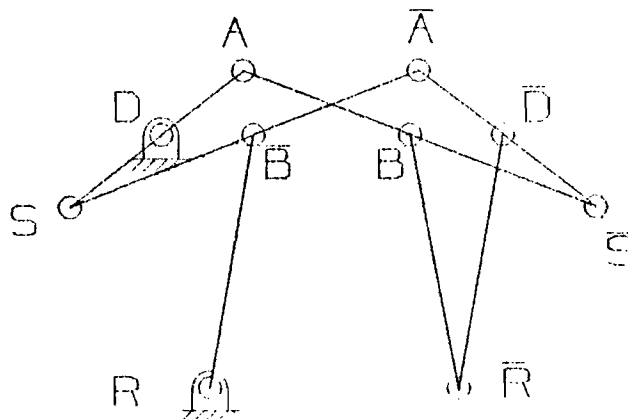
In een bepaalde stand van het mechanisme ligt namelijk de pool J als snijpunt van de lijnen door AB en DC, op één lijn met F en  $\overline{F}$ . J is de pool van de relatieve beweging van CB t.o.v. DA maar is tevens de pool van de beweging van  $\overline{FB}$  t.o.v. FA in de denkbeeldige stangenvierzijde  $\overline{ABFF}$ . Dat betekent dat  $\overline{FF}$  momentaan niet van lengte verandert. We kunnen in de getekende stand dus een stang  $\overline{FF}$  aanbrengen. Houden we  $\overline{FF}$  even vast als zijnde het gestel (tevens de punten A,B,C,D vast aan het gestel) dan kan de stangenvierzijde  $\overline{ABCD}$  momentaan bewegen met vrijheidsgraad  $v=1$ . Op dit moment kan bij dit 8-stangenmechanisme een asymmetrische beweging worden ingezet. Al na geringe beweging zal de pool van de beweging van CB t.o.v. DA niet meer samenvallen met de pool van de beweging van  $\overline{FB}$  t.o.v. FA waarmee het genoemde geval dat beide 4-stangenmechanismen onafhankelijk van elkaar kunnen bewegen niet meer geldt en er dus enkel een eenduidige gedwongen beweging kan plaatsvinden (nu echter asymmetrisch).

Het mechanisme-pakket houdt ook rekening met deze eigenschap en kan deze beweging ook laten zien:  $\overline{AB}$  beweegt dan niet meer zoals boven beschreven.



Evenals van het mechanisme van boven afgebeelde figuur is het doel van dat van onderstaande figuur een planparallele beweging van de stang  $\overline{BR}$  te genereren.  $\overline{BR}$  blijft vanuit de stand getekend in de figuur // aan de lijn door de gestelpunten en beweegt loodrecht hierop. Dat het mechanisme deze eigenschap bezit, ligt ten grondslag aan het feit dat de pool C van de rel. beweging van de stang BR t.o.v. DR in het oneindige ligt en daar gedurende de beweging van het mechanisme blijft.

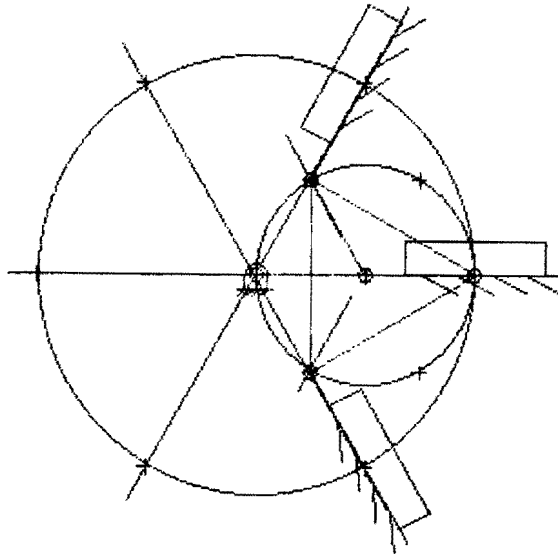
Voor het mechanisme in onderstaande figuur geldt eveneens dat er standen zijn waarin meerdere polen samenvallen. In de gestrekte stand (zoals onderaan op deze pagina getekend) liggen  $S, A, \overline{B}, \overline{A}, B, \overline{D}, D$  en  $\overline{S}$  op een lijn en kan een asymmetrische beweging worden ingezet. De stang BR voert een planparallele beweging uit t.o.v. het gestel DR.





DE EQUIVALENTE TANDWIELOVERBRENGING

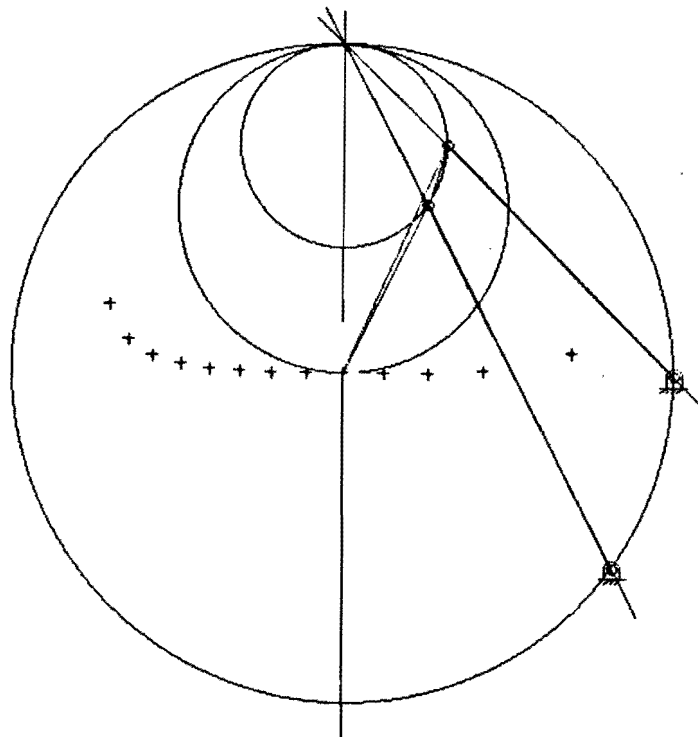
Zoals in [2] "MOTION GEOMETRY OF MECHANISMS" op bladzijde beschreven wordt voeren alle punten liggend op de kleinste cirkel in onderstaande figuur een rechte lijnige beweging uit en wikkelt deze cirkel zich af binnen de grotere cirkel. Deze beweging wordt ook wel de epicycloïdale beweging genoemd.



Equivalent gear-wheel transmission  
would be 2:1  
[2] dr. E. A. Dijkman, Motion Geometry  
of Mechanisms

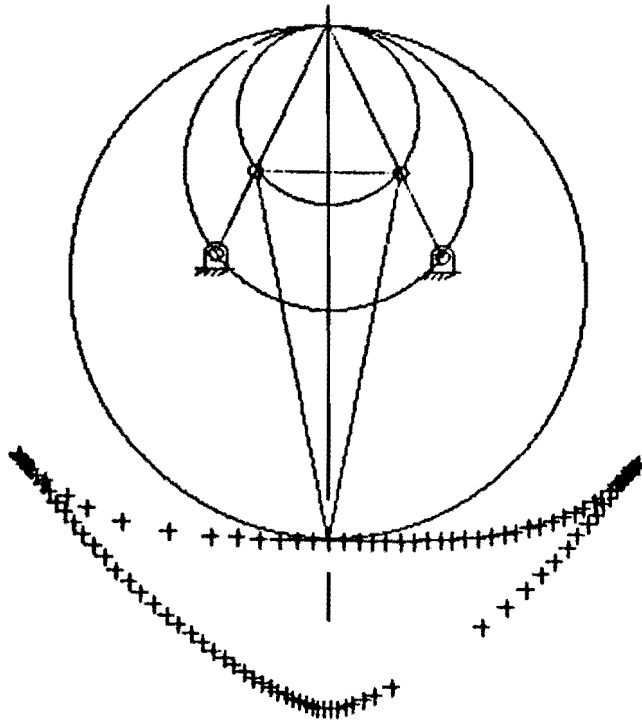
BENADERDE RECHTGELEIDINGSMECHANISMEN IN DE VOORSTELLING VAN VIER-STANGENMECHANISMEN.

In de eerste figuur is de LEVEL-LUFFING JIB CRANE te zien welke wordt beschreven in [2] Motion Geometry of Mechanisms. In de getekende stand is AB parallel aan A0B0.



level-luffing jib crane  
partname jib-crane

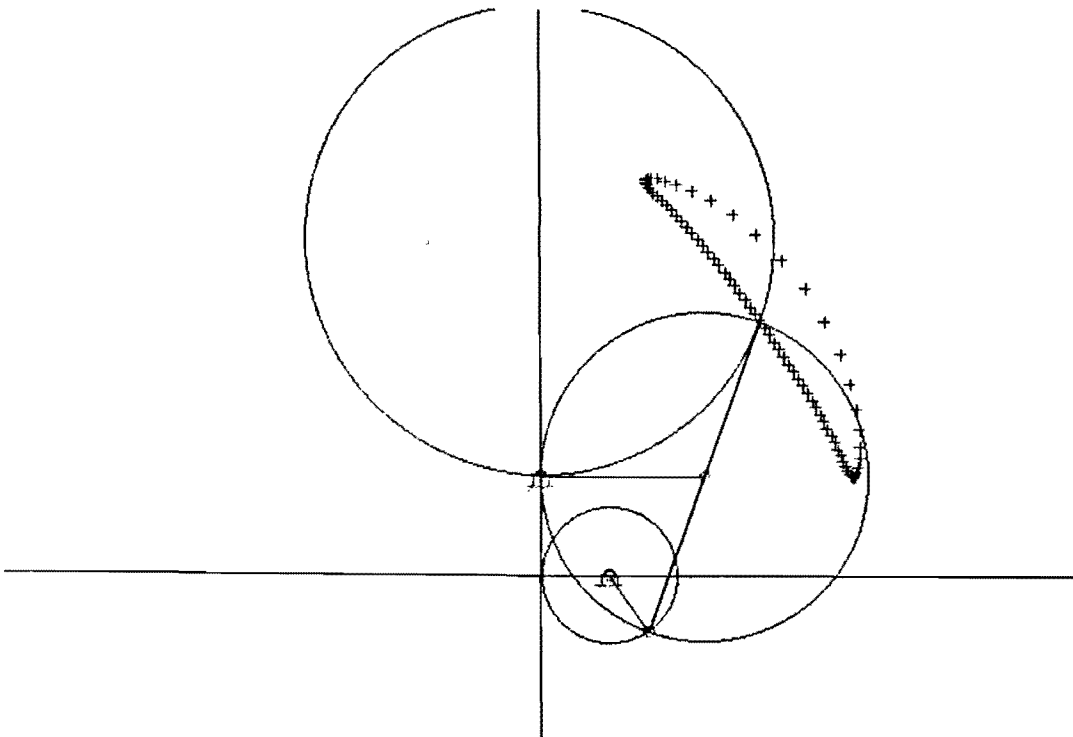
Een ander benaderde rechtgeleiding wordt gegenereerd door het rechtgeleidings-mechanisme van Roberts.



Roberts rechtgeleidingsmechanisme  
partname Roberts1

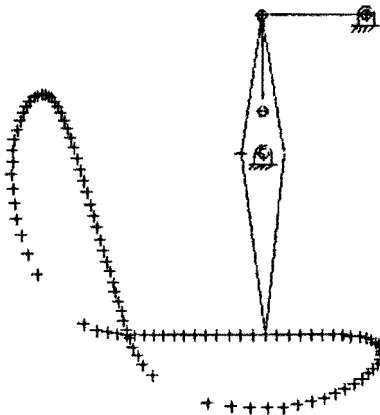
HET LAMBDA-MECHANISME

Onderstaand mechanisme is geconstrueerd door Chebyshev en genereert een symmetrische koppelkromme waarvan een gedeelte een benaderde rechte baan beschrijft.

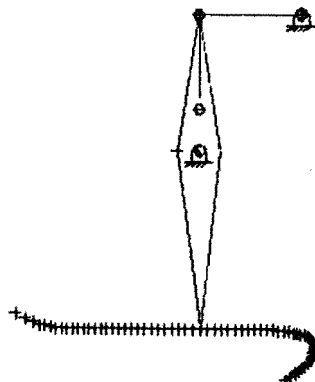


HET RECHTGELEIDINGSMECHANISME VAN EVANS

Het is heel moeilijk om het mechanisme de volledige koppelkromme te laten beschrijven. Dit wordt door het mechanismepakket alleen uitgevoerd wanneer een bepaalde waarde voor het aantal stappen en de stapgrootte wordt gekozen en indien de afmetingen van het mechanisme correct zijn. Indien dit niet het geval is zal het gedeelte zoals in de tweede figuur zichtbaar is, worden gegenereerd.



Rechtgeleidingsmechanisme van EVANS



---

DE STELLING VAN ROBERTS

---

In de leer der mechanismen kunnen met de stelling van Roberts de verzwagerde mechanismen van een vierstangenmechanisme worden bepaald. Het mechanismepakket kent de stelling van Roberts niet en kan geen verzwagerde mechanismen vinden. Kunstmatig kunnen de verzwagerde mechanismen toch worden gevonden met behulp van een aantal handelingen die ter beschikking staan in de DESIGN-module. De lengten van de schakels kunnen met het diagram van Caley worden bepaald zoals dat op de volgende bladzijde geconstrueerd is.

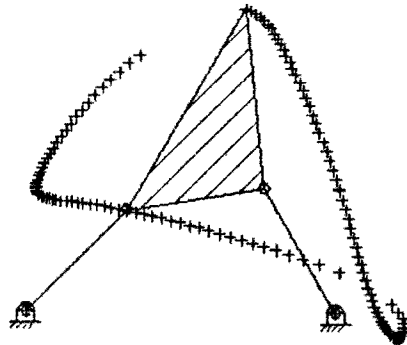
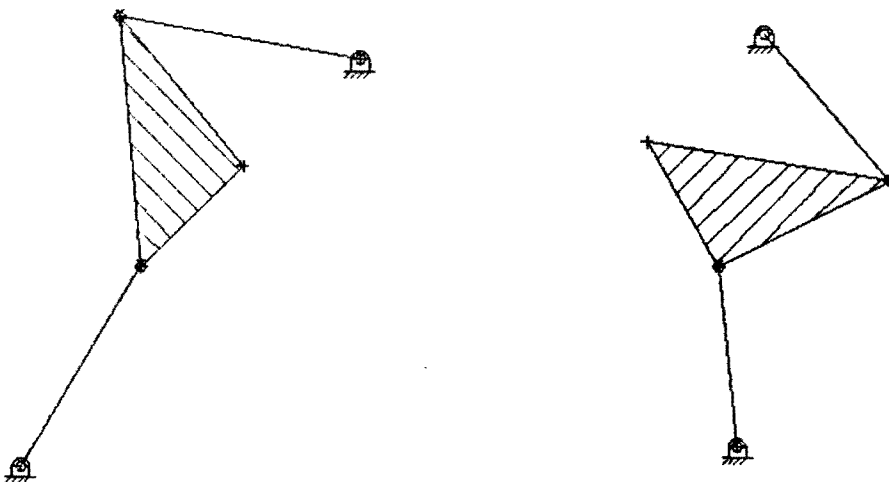


fig. initial four-bar linkage  
generating a coupler-curve



De verzwagerde mechanismen van  
bovenstaand voorbeeld.

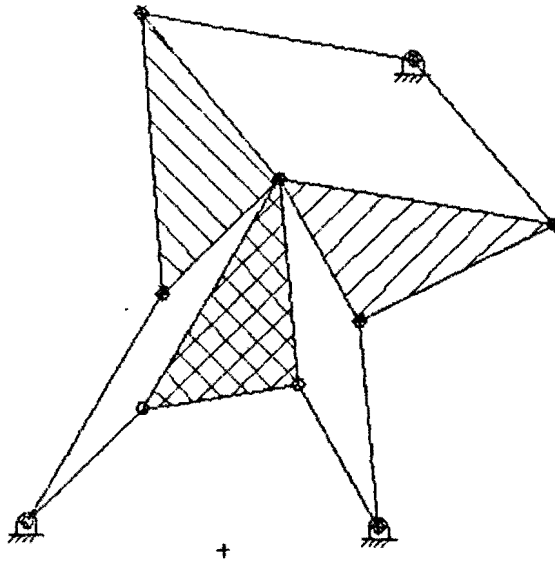
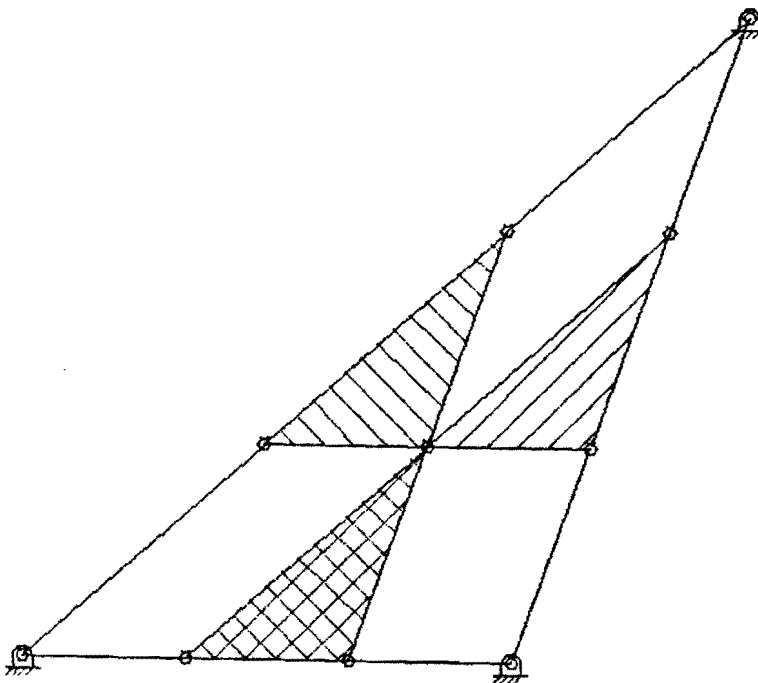


Fig. De stelling van Roberts  
De twee cognates zijn geconstrueerd.



Caley's plan for determining the  
lengths of cognate links

## DE NAAIMACHINE GEMODELLEERD MET HET MECHANISMENPAKKET

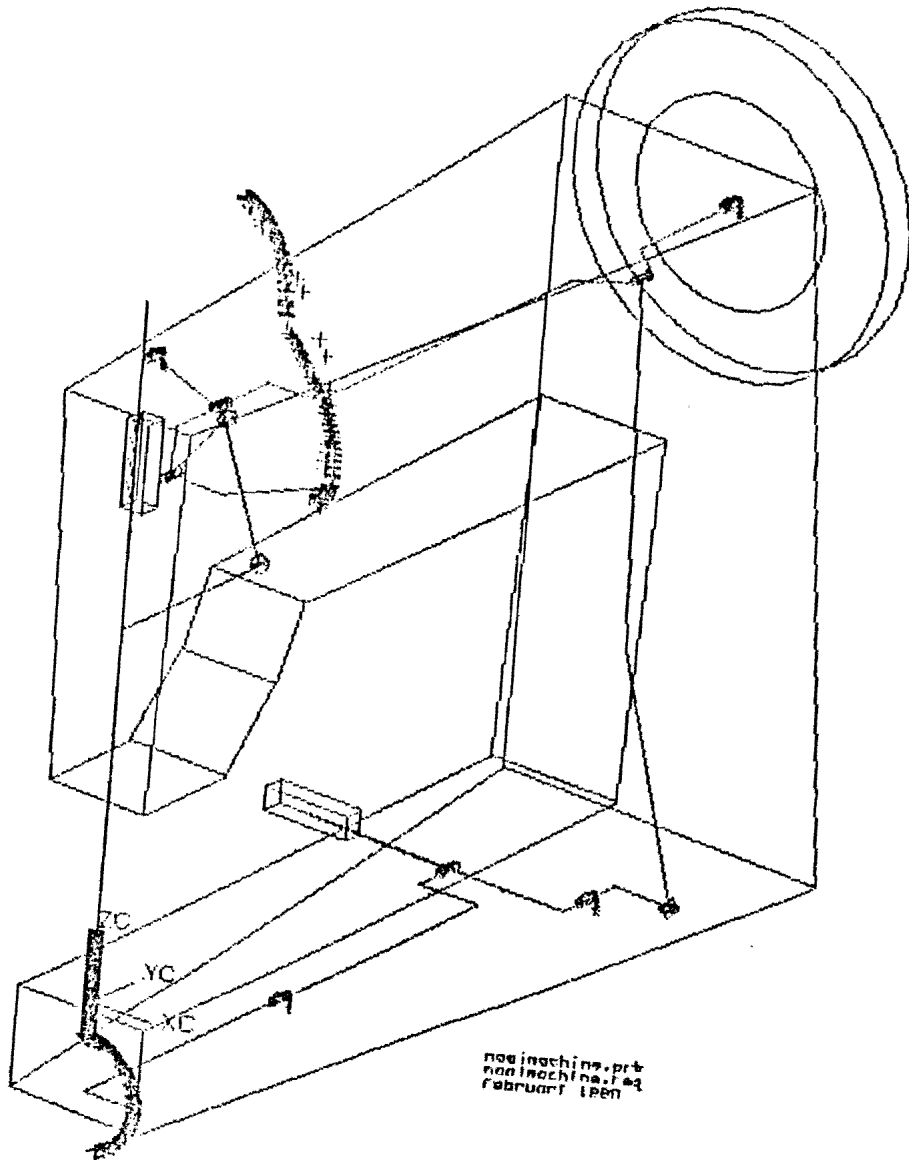
De bedrijfsmechanisatie kent werktuigen met verschillende graad van mechanisatie. Een werktuig van de tweede graad is veelal uitgegroeid tot een machine die door een geschoolde of geoefende operator wordt bediend. Een van deze machines is de naaimachine. Een opengezaagd exemplaar is voorhanden in het laboratorium voor bedrijfsmechanisatie van de faculteit Werktuigbouwkunde van de Technische Universiteit Eindhoven. Iedere naaimachine kan worden gezien als een samenstelling van een aantal deelmechanismen. Men onderscheidt vier hoofdmechanismen en wel het mechanisme voor:

- 1 de loodrecht op- en neergaande naald met de bovendraad.
- 2 de oscillerende grijper met zijn puntvormige bek welke in een lus grijpt.
- 3 de transporteur welke het naaigoed verplaatst.
- 4 de draadhefboom, welke de bovendraad op de juiste wijze laat vieren en aantrekt.

Hoe de verschillende deelmechanismen werken staat uitvoerig beschreven in [3] Erkelens J. "Bedrijfsmechanisatie 1".

De naaimachine uit het laboratorium bedrijfsmechanisatie is gemodelleerd in het mechanismenpakket ingevoerd. Hoofdmechanisme 3 kan niet worden ingevoerd omdat dit mechanisme voorzien is van een nokmechanisme. Nokmechanismen behoren niet tot de mogelijkheden van het mechanismenpakket van McDonnell Douglas.





Onder punt 2 uit het HIGH-LEVEL menu: VERIFY/EDIT vinden we de mogelijkheid om de mechanism-connections te listen.

Deze zijn hieronder op een rijtje gezet. Er wordt weergegeven welke elementenparen, met nummer en naam, aan de op volgorde genoemde schakels zijn gekoppeld.

MECHANISM: NAAMACHINE

NUMBER OF LINKS: 9

LINK: L001

NUMBER OF JOINTS: 2

JOINT: J001

- FIXED REVOLUTE  
- REVOLUTE

JOINT: J002

LINK: L002

NUMBER OF JOINTS: 2

JOINT: J002

- REVOLUTE  
- SLIDER

JOINT: J004

LINK: L003

NUMBER OF JOINTS: 3

JOINT: J004

- SLIDER  
- FIXED REVOLUTE  
- SPHERE

JOINT: J005

JOINT: J006

LINK: L004

NUMBER OF JOINTS: 2

JOINT: J006

- SPHERE  
- REVOLUTE

JOINT: J039

LINK: L009

NUMBER OF JOINTS: 2

JOINT: J014

- FIXED SLIDER

JOINT: J039

- SPHERE

LINK: L010

NUMBER OF JOINTS: 4

JOINT: J032

- FIXED REVOLUTE  
- REVOLUTE  
- REVOLUTE  
- REVOLUTE

JOINT: J033

JOINT: J034

JOINT: J036

LINK: L019

NUMBER OF JOINTS: 2

JOINT: J036

- REVOLUTE  
- SPHERE

JOINT: J030

LINK: L020

NUMBER OF JOINTS: 2

JOINT: J037

- FIXED REVOLUTE  
- SPHERE

JOINT: J030

LINK: L021

NUMBER OF JOINTS: 2

JOINT: J034

- REVOLUTE  
- SPHERE

JOINT: J039

NUMBER OF ANALYSIS POINTS: 3

ATTACHED TO LINK: L009

ATTACHED TO LINK: L001

ATTACHED TO LINK: L019

NUMBER OF SPRINGS: 0

NUMBER OF DAMPERS: 0

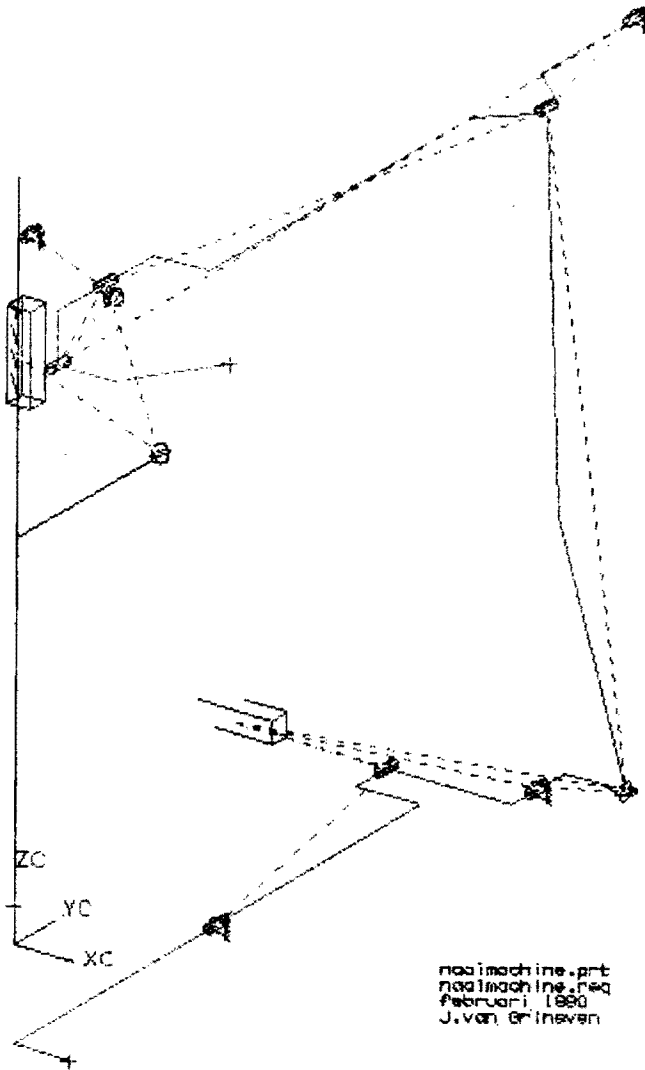
NUMBER OF FORCES: 0

NUMBER OF TORQUES: 0

NUMBER OF MOTION VECTORS: 0

De JOINT-CONNECTIVITIES laten de directe verbindingen zien welke bestaan tussen alle geldige elementenparen.

Tijdens animatie zijn het deze verbindingen welke te zien zijn. Alleen bij de D2300 stations zijn de complete schakels tijdens animatie te zien.



## HET BEWEGINGSDIAGRAM VAN DE NAAIMACHINE

Verplaatsingen (bewegingsdiagram), snelheden en versnellingen zijn uitstekend met het mechanismenpakket weer te geven en komen goed overeen met de grafieken die zijn afgebeeld in het eerder genoemde werk [3]. Het bewegingsdiagram uit [3] is hieronder afgebeeld. Ter vergelijking is op de volgende pagina het bewegingsdiagram geplaatst dat berekend is door de mechanismenmodule.

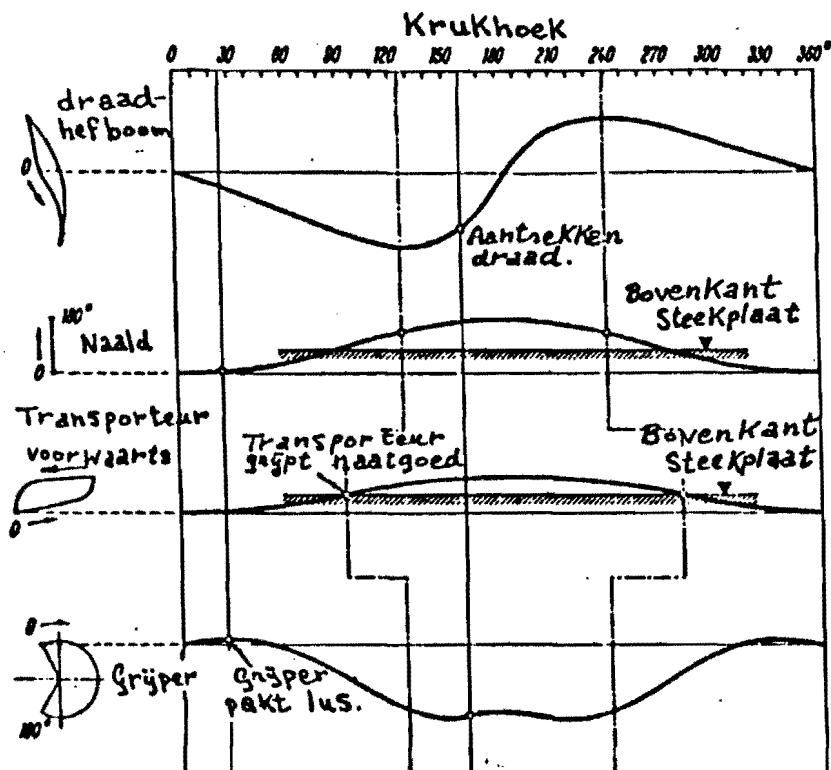
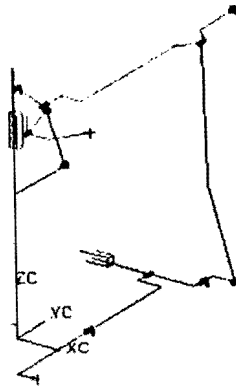


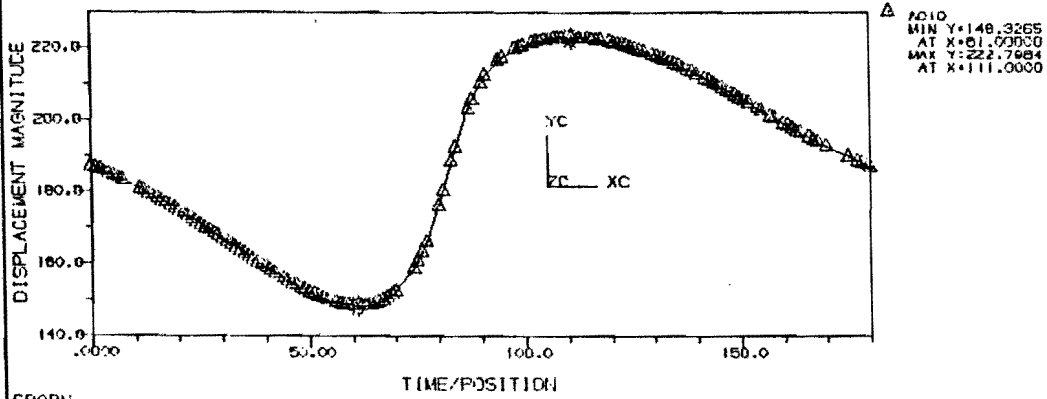
fig. 7-9-1

In figuur 7-9-1 zijn de baankrommen van de vier hoofdmechanismen van een naaimachine weergegeven. Links hiervan zijn de projecties van de krommen op de krukhoek van de hoofdas getekend. Verder is aangegeven, waar de grijper in de lus komt, waar de transporteur het naatgoed beetgrijpt en waar het aantrekken van de draad begint.



MECHGRAP WORK

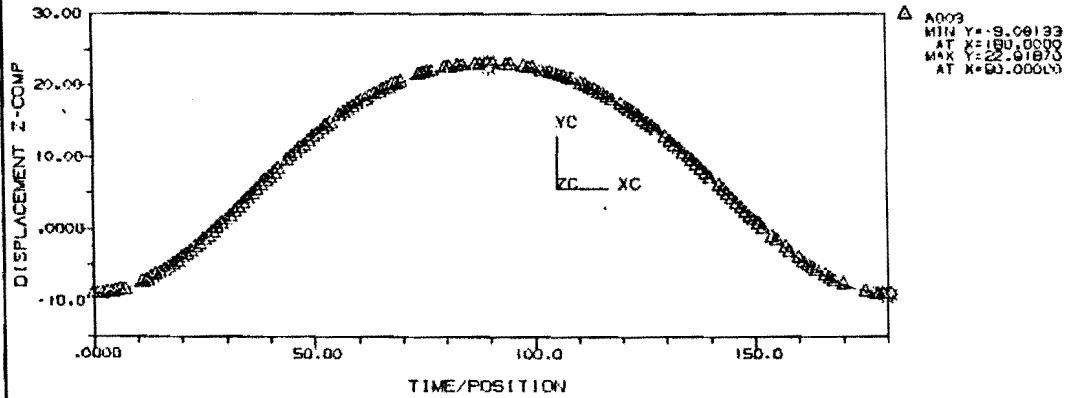
MECHANISM ANALYSIS



GRAPH

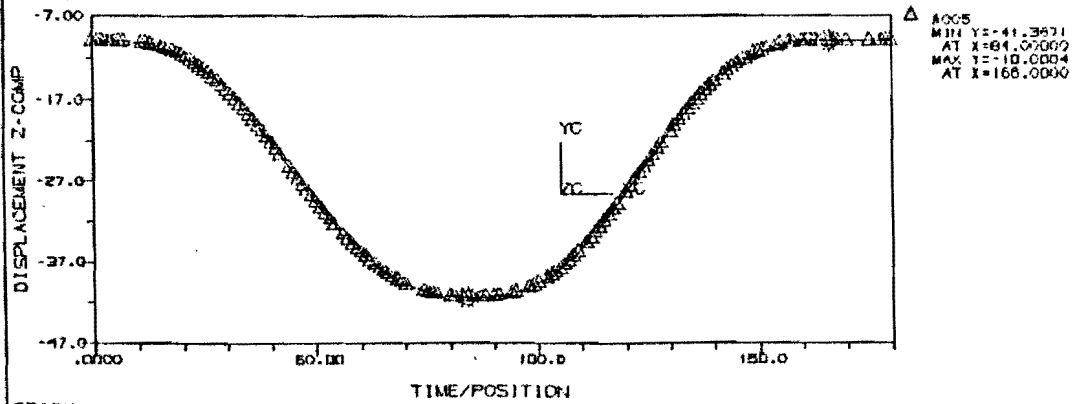
MECHGRAP WORK

MECHANISM ANALYSIS



MECHGRAP WORK

MECHANISM ANALYSIS



GRAPH

## HET DRAADHEFBOOMMECHANISME

Dit mechanisme bestaat uit een stangenvierhoek, waarbij de draadhefboom met de krukschijf aan de ene kant en met een verbindingshefboom aan de andere kant verbonden is.

In figuur 7-12-1 staat dit mechanisme afgebeeld met de baan, welke het draadoog beschrijft. De weg van dit oog is per omwenteling van de hoofdas 150 mm. De grootste snelheid treedt op bij de opwaartse beweging, dus bij het aantrekken van de bovendraad; n.l. 950 cm/sec (tangenciaal). De maximale versnelling is 210.000 cm/sec<sup>2</sup> (tangenciaal). De nominaalversnelling bedraagt 150.000 cm/sec<sup>2</sup>. De versnellingen zijn, evenals bij de voorgaande krommen, vectorieel opgeteld. Zoals blijkt, is de versnelling zeer hoog. Daarom moet de draadhefboom zeer licht geconstrueerd zijn.

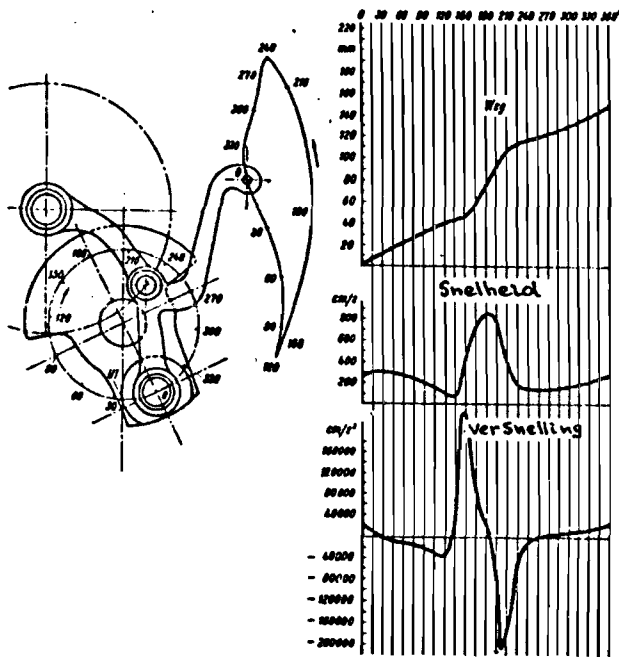
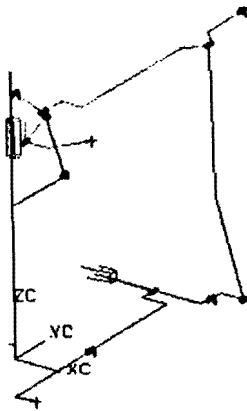


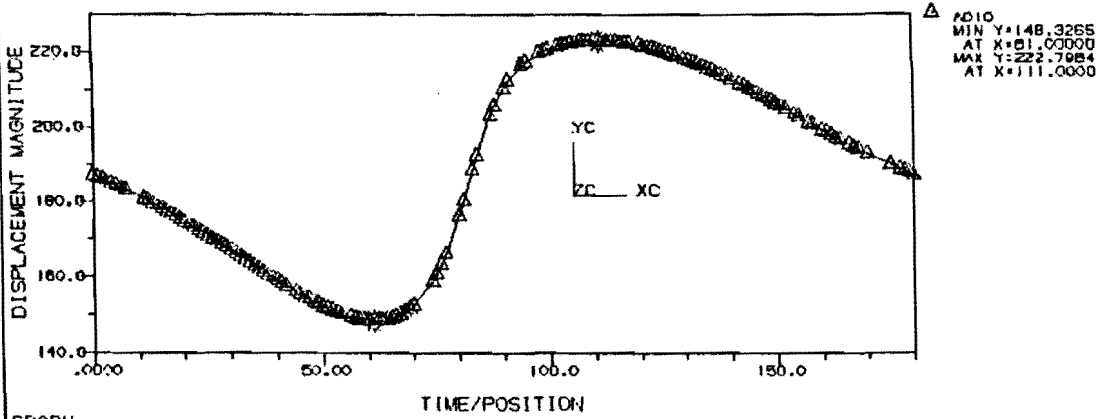
fig. 7-12-1

Op de volgende pagina zijn ter vergelijking de grafieken weergegeven die berekend zijn door de UG-analyse module van het mechanismenpakket. Zoals te zien is komen verloop van de verplaatsing, snelheid en versnelling vrij goed overeen met de bovenstaande grafieken, afkomstig uit [3]. De absolute waarden komen vanzelfsprekend niet overeen omdat de dimensies van het geanalyseerde mechanisme en dat uit [3] totaal verschillend zijn en ook andere waarden voor aandrijvende schakel zijn gekozen.



MECHGRAP WORK

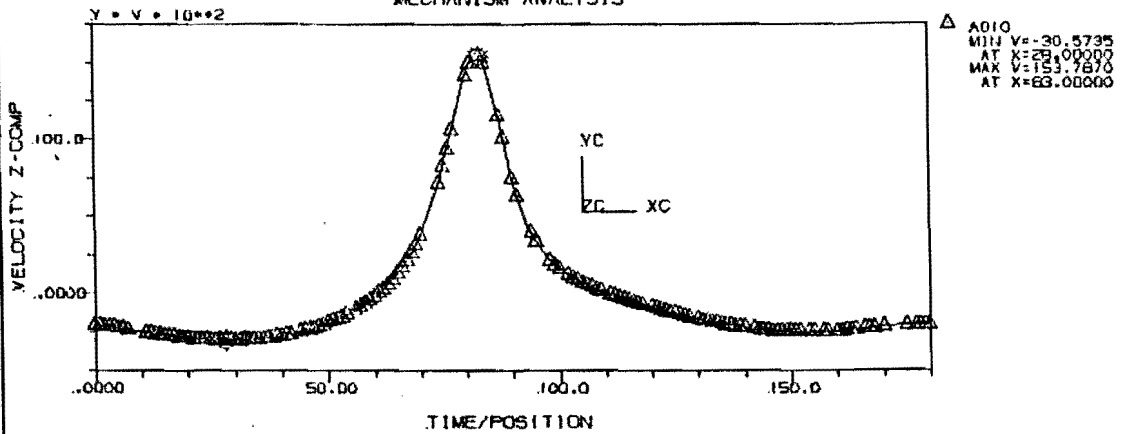
MECHANISM ANALYSIS



GRAPH

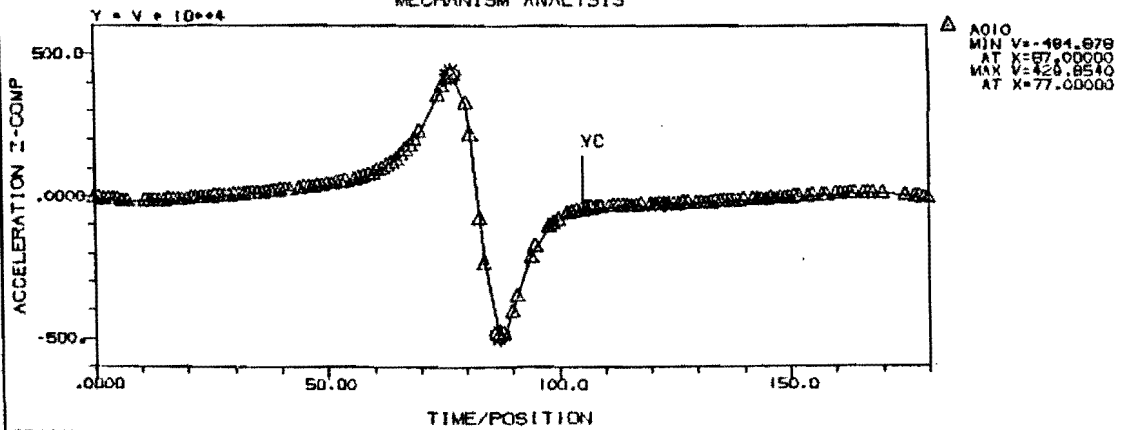
MECHGRAP WORK

MECHANISM ANALYSIS



GRAPH

MECHANISM ANALYSIS



GRAPH

## HET NAALDAANDRIJFMECHANISME

Het mechanisme dat de op- en neergaande beweging van de naald realiseert is een krukdriftstangmechanisme. De kruk wordt gevormd door de bovengelegen hoofdas. Onderstaande grafieken zijn overgenomen uit [3] en laten verplaatsing, snelheid en versnelling van de naaldpunt zien. Op de volgende pagina zijn dezelfde grafieken weergegeven, nu berekend door de mechanismenmodule.

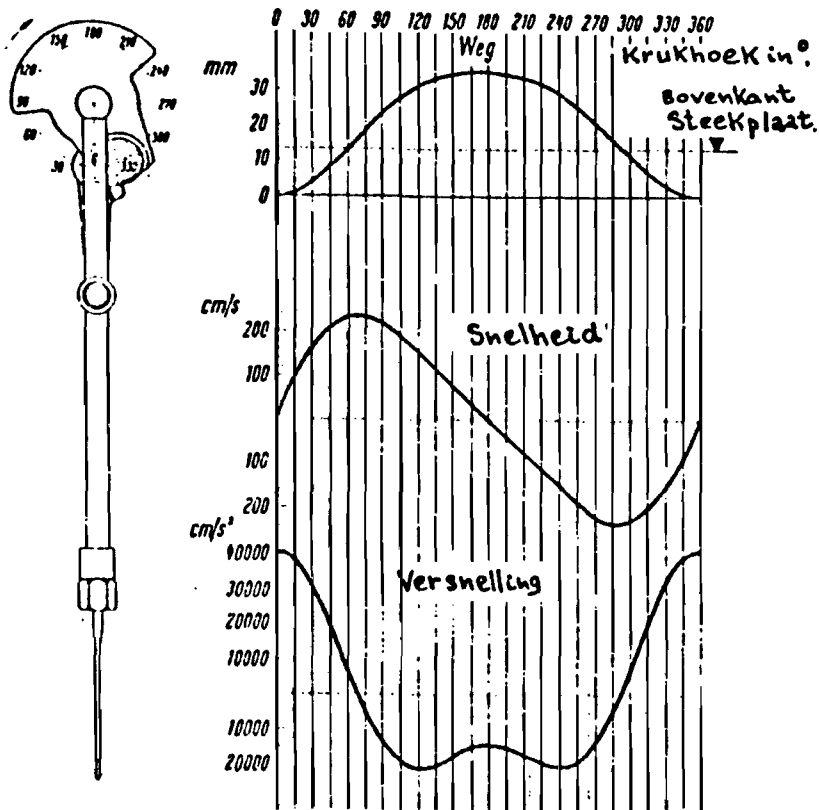
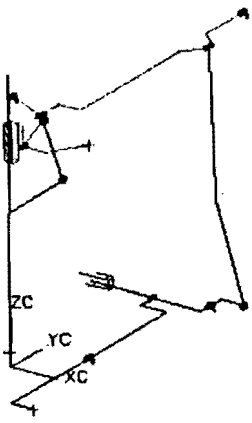


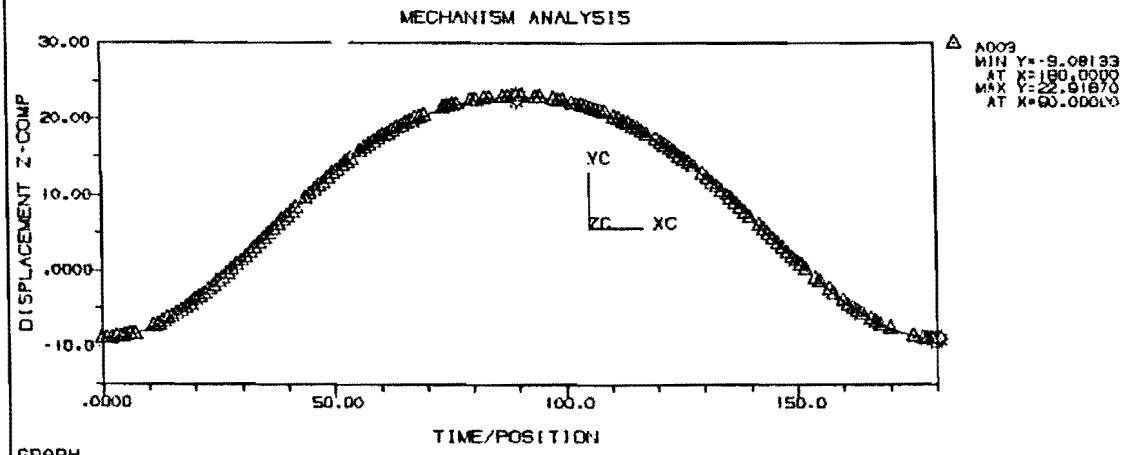
fig. 7-10-1

Uit de grafiek is te zien, dat de grootste snelheid 236 cm/sec is en de grootste versnelling 41000 cm/sec<sup>2</sup> (in onderste omkeerpunt).

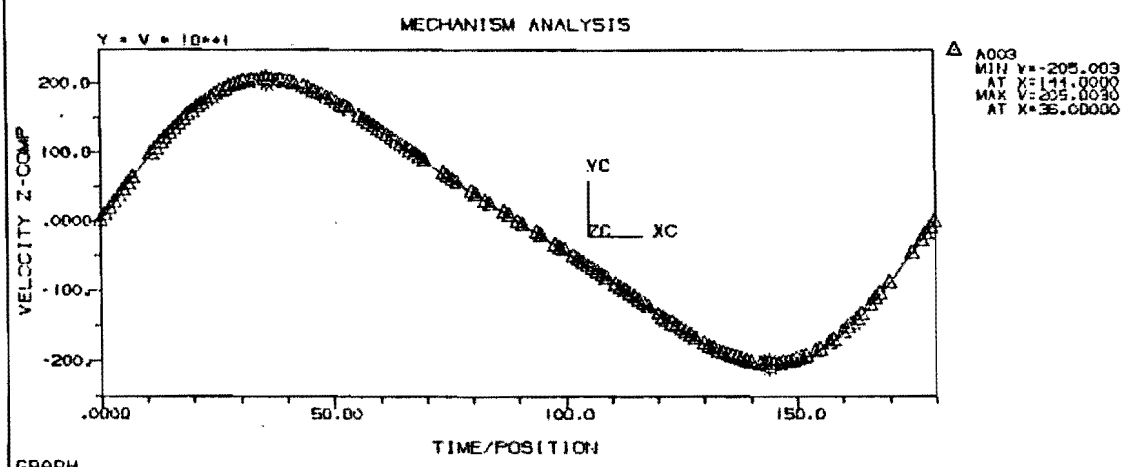




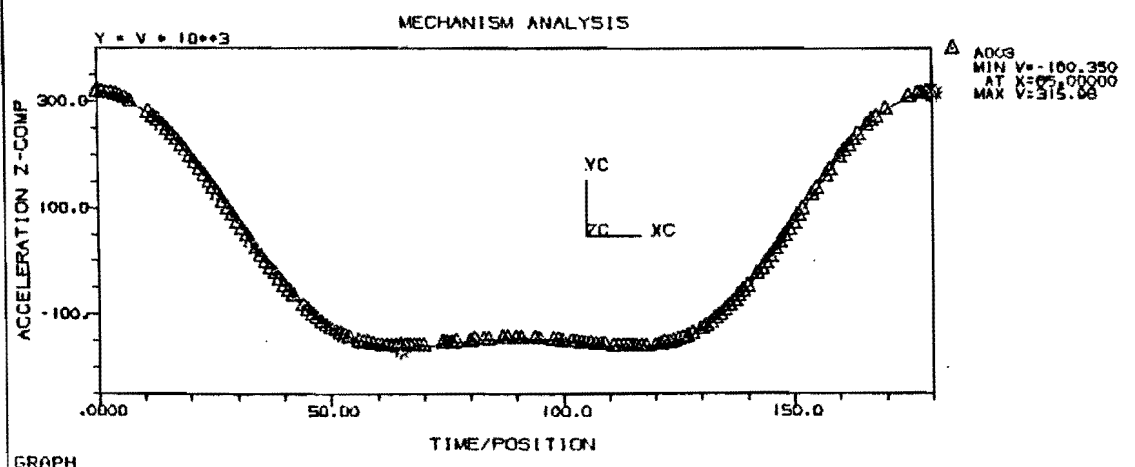
MECHGRAP WORK



GRAPH



GRAPH



GRAPH

## HET GRIJPERMECHANISME

Het grijpermechanisme zorgt ervoor dat de grijperpunt iets meer dan een halve slag maakt en daarna telkens weer omkeert. Daarbij grijpt op een bepaald moment wanneer de naaldpunt op het punt staat naar boven te bewegen, de grijperpunt de ontstane lus in de draad en haalt deze lus om de grijper waardoor de knoop ontstaat. Onderstaand zijn verplaatsing, snelheid en versnelling van de grijperpunt weergegeven. Ter vergelijking zijn op de volgende pagina deze grafieken weergegeven, nu berekend door de mechanismenmodule. Wat direct opvalt is dat de grafiek voor de snelheid en de versnelling niet overeenkomen. Dit wordt veroorzaakt door het feit dat de snelheid zowel als de versnelling niet op de wijze kunnen worden weergegeven zoals dat gebeurd is in [3]. De absolute snelheid levert een plaatje zoals op de volgende pagina te zien is, alle snelheden dus positief. De versnelling pakt totaal anders uit omdat die niet als fukctie van de hoekverdraaiing kan worden weergegeven.

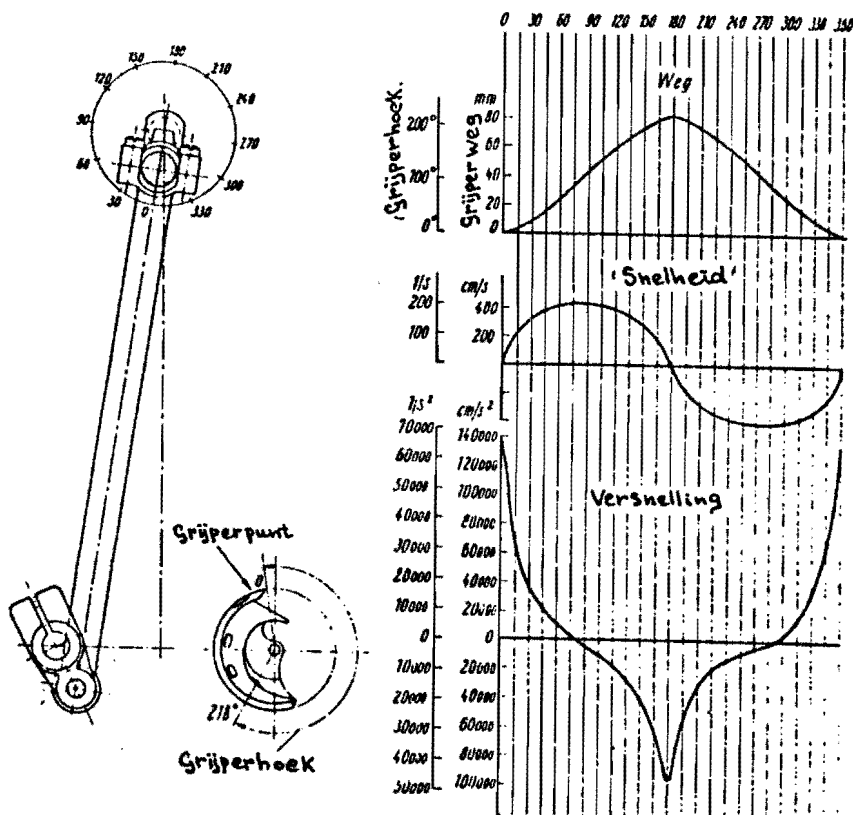
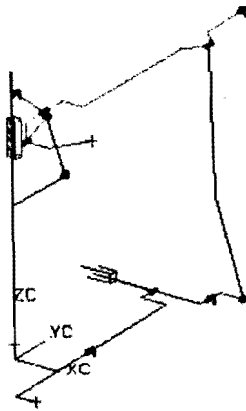


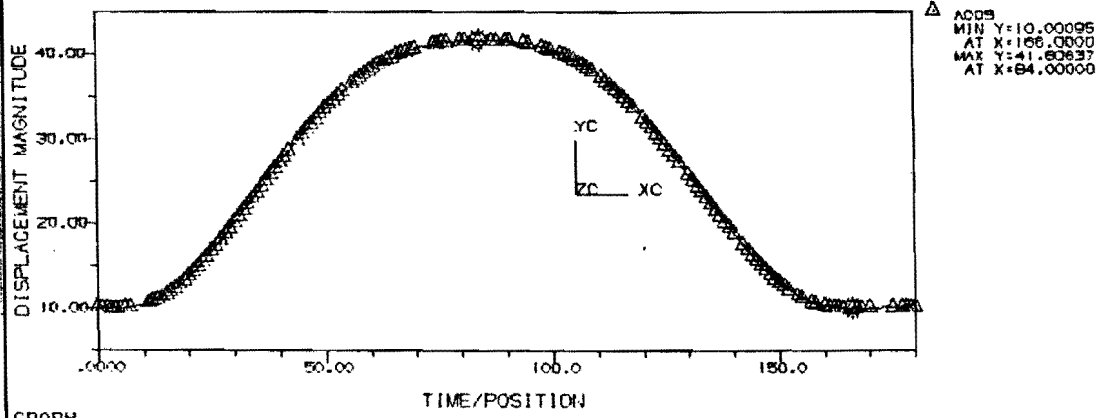
fig. 7-10-2

De bewegende delen van dit mechanisme bestaan uit de rotérende krukelleboog en een aantal oscillerende delen,



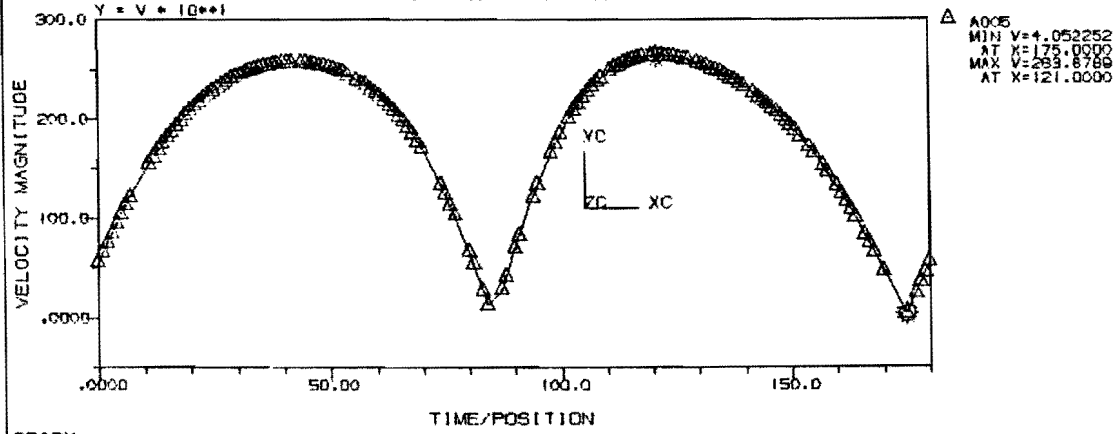
MECHGRAP WORK

MECHANISM ANALYSIS



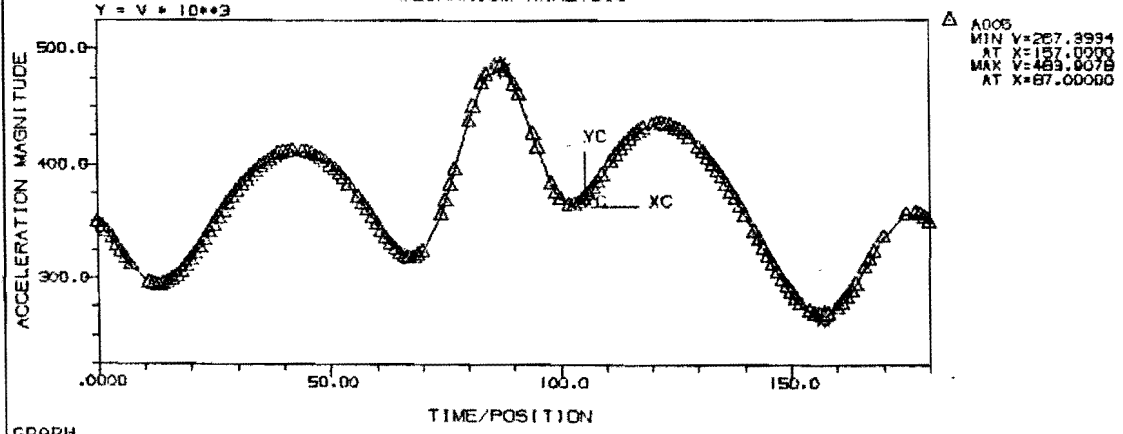
GRAPH

MECHANISM ANALYSIS



GRAPH

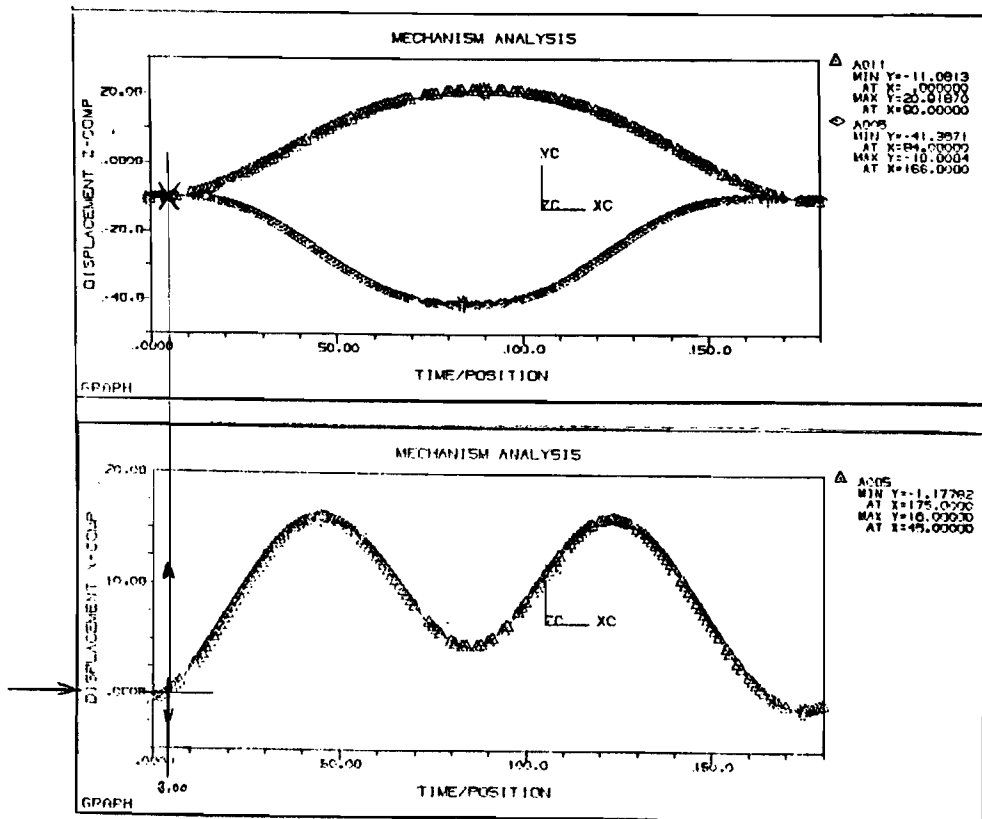
MECHANISM ANALYSIS



GRAPH

ANALYSE VAN HET MOMENT DAT DE GRIJPER DE LUS PAKT EN DE KNOOP LEGT.

In de onderstaande grafiek geeft de bovenste lijn de verplaatsing van de naaldpunt en de onderste lijn de verticale verplaatsing van de grijperpunt weer. Het meeting-point, wanneer grijperpunt en naaldpunt elkaar ontmoeten, komt erg nauw omdat de lus waardoorheen de grijperpunt moet steken erg klein is. Het moment waarop dit gebeurt is uit de onderste grafiek goed af te lezen, dit geschiedt op  $t=3$  wanneer de x-component van de verplaatsing van de grijperpunt vanaf een negatieve waarde komend, nul wordt. Daarna maakt de grijper iets minder dan een halve slag, in de praktijk is het zo dat de grijper iets meer dan een halve slag maakt. De grijper is zodanig geconstrueerd dat dit voldoende is om de draad af te laten schuiven en de knoop te leggen. Het voor dit onderzoek geconstrueerde model is dus niet helemaal zoals bestaande mechanisme uit het laboratorium maar goed genoeg om er de benodigde analyses voor te kunnen uitvoeren.



Het moment is aangegeven waarop de grijperpunt in de lus van de draad grijpt.

## ORIENTATIE PLANNING UITVOERING

### Projectstrategie als instrument voor het welslagen van de onderzoekopdracht.

Het is van groot belang om tevoren een zo nauwkeurig mogelijke schatting te maken van de benodigde tijd voor de verschillende fasen van de opdracht. Eveneens is van belang dat je als student c.q. uitvoerder regelmatig contact onderhoudt met de begeleider, de opdrachtgever om tussentijds te kunnen checken of de juiste koers nog wel gevaren wordt.

#### Beschikbare tijd:

Totaal onderzoekopdracht:	500 uur
deel literatuuronderzoek:	100 uur
deel CAD-cursus:	100 uur
deel onderzoek naar de mogelijkheden van de mechanismen-module:	300 uur

## ORIENTATIEFASE

### Stellen van vragen:

#### Wat is het probleem, wat is er aan gedaan?

"Er is geen duidelijke handleiding bij het mechanismepakket. We willen dat iemand het pakket nog eens grondig onderzoekt en bekijkt wat de mogelijkheden en de moeilijkheden zijn."

Wat zijn globaal de mogelijkheden van het pakket?

Voor wie is het pakket bestemd, wat is het beoogde doel?

Welke literatuur over het pakket is er voorhanden?

Hoeveel tijd kosten de verschillende handelingen aan het werkstation? Dit dien je te weten om een schatting te kunnen maken van de benodigde tijd voor een bepaalde opdracht.

Er is een handleiding bij de Mechanisme-module, geschreven door de McDonnell Douglas. Deze moet natuurlijk worden bestudeerd.

Vervolgens dienen deze vragen te worden opgelost door op systematische wijze de mechanismenmodule te onderzoeken.

PLANFASE:

Onderverdeling 300 uur:

oriëntatiefase:

bestuderen omschrijving van de opdracht,

stellen van vragen,

10 uur

planfase:

maken van een planning:

10 uur

uitvoeringsfase:

lezen

50 uur

leren kennen van het systeem

110 uur

bedenken en invoeren van oefenvoorbeelden

10 uur

verslaglegging

110 uur

UITVOERINGSFASE:

De bijbehorende handleiding moet worden gelezen alsmede de handleidingen die door derden zijn geschreven.

Aan de hand van de officiële handleiding van McDonnell Douglas moeten de mogelijkheden worden onderzocht.

Er moet worden bekeken of de omschrijvingen en beschrijvingen zoals die in de bijbehorende handleiding staan eventueel anders moeten worden geformuleerd, zaken moeten worden toegevoegd enzovoorts.

Daarna moet een verslag worden geschreven aan de hand waarvan de gebruiker die nog niet veel met de mechanismenmodule van het CAD-systeem heeft gewerkt snel met het pakket vertrouwd kan raken en zelf met mechanismen aan de slag kan.

## Resterende vragen na het onderzoek

Veel vragen die de schrijver zich heeft gesteld, heeft hij ook kunnen beantwoorden. Er resten nog een aantal vragen die interessant genoeg lijken om een antwoord op trachten te vinden, echter daartoe waren de middelen te beperkt en de tijd te kort.

1] De systemtolerance is een tolerantiewaarde aan de hand waarvan het systeem berekent of het mechanisme wel of niet kan bewegen. Deze waarde kan worden veranderd. Wat kan het nut in de praktijk zijn van het veranderen van deze waarde? Ik denk onder andere aan de reële speling die men kent in de elementenparen.

2] Het mechanismepakket is een statisch pakket indien alleen UG ANALYSIS kan worden aangewend om berekeningen uit te voeren. Toch kan met UG ANALYSIS gewicht, zwaartepunt en masstraagheidsmoment aan schakels worden toegekend en dit heeft zijn effect op de reactiekrachten in de elementenparen tijdens de beweging. Van welke theorie (berekeningen) maakt het systeem daarbij gebruik en zijn deze berekeningen dan wel juist?

3] Uit hoeveel schakels en elementenparen kan een 3d-mechanisme maximaal worden opgebouwd?

4] Het pakket kent de formule van Grübler en kan het aantal vrijheidsgraden van beweging van een mechanisme berekenen. Mijn ervaring is dat het lijkt alsof het systeem verder met deze wijsheid niets doet en dat het de mogelijkheid of een mechanisme wel of niet kan bewegen alleen afleidt met behulp van de system tolerance en daarbij stap voor stap bekijkt of beweging mogelijk is. Is dit ook daadwerkelijk het geval?

5] Kan het pakket op een of andere manier sneller berekeningen uitvoeren, sneller analyseren? Bij ingewikkelde 3d-mechanismen kosten die berekeningen namelijk nogal wat rekentijd. Zo duurt het berekenen van 180 rekenkundige stappen van 2° voor een dergelijk mechanisme al gauw een uur of langer.

6] Er kan een dynamisch pakket aan het mechanismepakket worden gekoppeld. Vaak hebben dynamische pakketten hun eigen wijze van invoeren van de schakels en elementenparen. Is het mogelijk om toch de gebruiksvriendelijke manier van invoeren van dit mechanismepakket te kunnen blijven gebruiken en voor de berekeningen over te stappen naar het dynamisch pakket?