

6 Beschikbare typen mechanismen

Dit hoofdstuk geeft een indruk van de oneindig grote hoeveelheid (vlakke) mechanismen, die voor het genereren van oneenparige bewegingen in aanmerking komen. Hiertoe worden de belangrijkste structuurregels behandeld. Ook het kunnen terugvinden, in een bestaand mechanisme, van de basisketen komt aan de orde. Dit is o.a. van belang om het aantal vrijheidsgraden (aandrijvingen) vast te kunnen stellen. Het aantal vrijheidsgraden F is het aantal onafhankelijk beweegbare positiegrootheden (coördinaten, hoeken) van een mechanisch systeem.

6.1 Keten gebaseerd op (binaire) schakels

6.1.1 Het basisidee van de keten

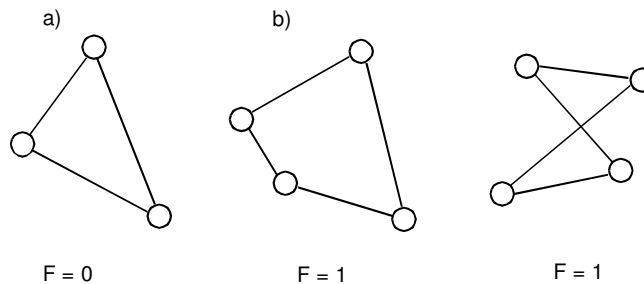
Los van een eventueel gebruiksdoel kan de vraag gesteld worden, op hoeveel manieren n starre schakels met elkaar verbonden kunnen worden en hoeveel vrijheidsgraden het gehele systeem dan heeft. Daarbij zijn de vorm en afmetingen van de schakels niet relevant. Men spreekt dan van een *kinematische keten* (= een aantal beweegbaar met elkaar verbonden schakels). De eenvoudigst mogelijke redenering gaat uit van:

- de verbindingen zijn alle enkelvoudige scharnieren, d.w.z. elke verbinding is tussen precies twee schakels (geen dubbelscharnieren), en
- elk punt in de beschrijving is een scharnierpunt (geen onbezette punten of losse uiteinden).

Een *gesloten* keten heeft schakels met uitsluitend twee of meer scharnierpunten. Een schakel met twee scharnierpunten heet ook wel *binaire schakel*, of kortweg staaf of stang. Een schakel met drie, resp. vier punten heet *ternaire* resp. *quaternaire schakel*.

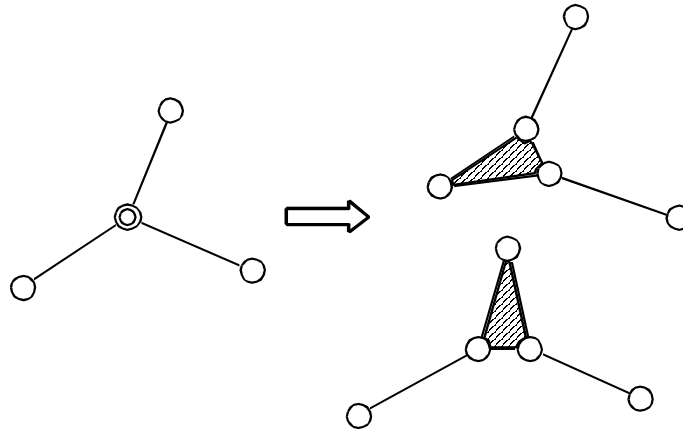
Een *open* keten heeft minstens één schakel met maar één scharnierpunt.

Zo kan men drie binaire schakels met elkaar verbinden tot een driehoek, die op zich weer star is en dus geen (nul) vrijheidsgraden heeft, zie figuur 6.1.1a. Verbindt men vier staven tot een gesloten keten, dan is er weer één vrijheidsgraad (figuur 6.1.1b). Als een (deel-)keten zelf geen vrijheidsgraden heeft, kan deze vervangen worden door één nieuwe schakel. De keten heeft dan wel met meerdere scharnierpunten (de driehoek wordt dan een ternaire schakel i.p.v. drie binaire schakels).



Figuur 6.1.1 Ketens met 3 en 4 staven

Als er toch een dubbelscharnier in de keten voorkomt, kan men dit ondervangen door een schakel met drie enkelvoudige scharnierpunten te nemen in plaats van het dubbelscharnier, zie figuur 6.1.2.



Figuur 6.1.2 Vervangen van een dubbelscharnier

Het aantal en de soort van de schakels noemt men de *specificatie* van de keten

De beschrijving van welke schakel aan welke schakel verbonden is heet de *structuur* van de keten.

De vraag naar "op hoeveel manieren zijn de schakels met elkaar te verbinden" betreft het aantal permutaties (aantal mogelijke structuren) van de keten. Omdat de afmetingen van de schakels buiten beschouwing blijven, kunnen sommige structuren van een keten identiek zijn. Bij de gesloten keten met drie resp. vier staven zijn alle structuren identiek. Men spreekt dan ook over *de* vierstangenketen. Bij het begrip keten blijft buiten beschouwing welke schakel aan de vaste wereld wordt bevestigd en ten opzichte van welke schakel de beweging wordt beschouwd.

6.1.2 Formule van Grübler

Het aantal vrijheidsgraden wordt bepaald ten opzichte van een willekeurige schakel. In het platte vlak heeft een losse schakel *drie* vrijheidsgraden t.o.v. de vaste wereld (= een andere schakel, vaak het *gestel* genoemd). Maakt men een scharnierverbinding tussen beide schakels, dan wordt een punt verhinderd om vrij te bewegen: er blijft nog slechts één hoek tussen de schakels beweegbaar. In het algemeen geldt:

Een enkelvoudig scharnierpunt neemt twee vrijheidsgraden van een losse schakel weg.

Grübler presenteerde zijn formule voor het berekenen van het aantal vrijheidsgraden F van de keten van een vlak mechanisme:

$$F = 3(n - 1) - 2g_1 \quad (6.1.1)$$

waarin F = het aantal vrijheidsgraden

n = het aantal schakels

g_1 = het aantal enkelvoudige scharnieren

Het aantal scharnieren kan men, behalve door gewoon te tellen, ook direct uit de specificatie van de keten afleiden: als men alle scharnierpunten van de losse elementen bij elkaar telt, levert dit 2 keer het totaal aantal scharnieren op.

$$2g_1 = n_1 + 2n_2 + 3n_3 + \dots + i_{\max} n_{i_{\max}} = \sum_{i=1}^{i_{\max}} i \cdot n_i \quad (6.1.2)$$

Hierin is i = het aantal scharnierpunten op een schakel,

n_i = het aantal schakels met i scharnierpunten en

$i_{\max}$ = het grootste aantal scharnieren, dat op één schakel in de keten voorkomt.

Voor een *gesloten keten* kan nog vastgesteld worden:

$$2 \leq i_{\max} \leq \frac{n-1}{2} \quad (6.1.3)$$

waarbij $i_{\max}$, als geheel getal, naar beneden moet worden afgerond als n oneven is.

Voorbeeld: neem een keten met 4 schakels ($n = 4$), dan wordt $i_{\max} = 2$. Een gesloten keten met vier schakels is dus alleen te maken met binaire schakels.

6.1.3 Gesloten ketens met één vrijheidsgraad

Welke ketens hebben één vrijheidsgraad? Om hier beter inzicht in te krijgen wordt de formule van Grübler (6.1.1) geschreven als:

$$g_1 = \frac{1}{2} \{ 3(n-1) - F \} = \frac{1}{2} (3n - 4)$$

Omdat het aantal scharnieren g_1 geheel moet zijn, moet n *even* zijn. Bij $n = 2$ schakels wordt $g_1 = 1$ en is slechts een open keten mogelijk. Gesloten ketens zijn mogelijk bij minimaal vier schakels. Met behulp van de structuurformules (6.1.2) en (6.1.3) kan dit preciezer worden aangegeven.

Vierstangenketen: ($n = 4$)

$$g_1 = 4 \quad (\text{aantal scharnieren})$$

$$i_{\max} = 2$$

(er kunnen alleen binaire schakels zijn)

Er is dus één specificatie. Bovendien is er maar één structuur, want de vier binaire schakels zijn maar op een manier met elkaar te verbinden, zie figuur 6.1.1b.

Zesstangenketen: ($n = 6$)

$$g_1 = 7$$

(aantal scharnieren)

$$i_{\max} = 3$$

(er zijn dus binaire en ternaire schakels mogelijk)

Tevens geldt nog:

$$n = n_2 + n_3 = 6$$

$$2g_1 = 2n_2 + 3n_3 = 14$$

waardoor n_2 en n_3 precies bepaald zijn: 2 ternaire en 4 binaire schakels. Er is dus één specificatie van de zesstangenketen, maar de schakels kunnen nog gecombineerd worden tot *twee* verschillende structuren, zie figuur 6.1.3. Zij zijn genoemd naar Watt en Stephenson.

Achtstangenketen: ($n = 8$)

$$g_1 = 10$$

(aantal scharnieren)

$$i_{\max} = 4$$

(er zijn dus binaire, ternaire en quaternaire schakels mogelijk)

Tevens geldt nog:

$$n = n_2 + n_3 + n_4 = 8$$

$$2g_1 = 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 = 14$$

waardoor de specificatie van de soort schakels niet eenduidig bepaald is (2 vergelijkingen, 3 onbekenden).

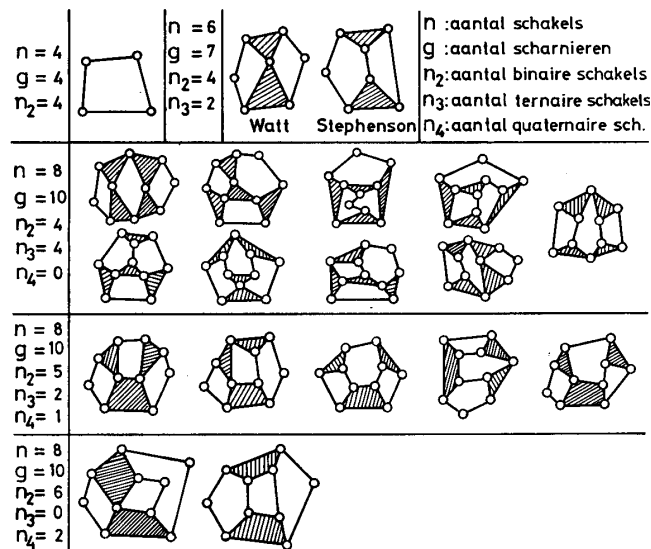
Volgens Hain zijn er 3 specificaties mogelijk, gerangschikt naar het aantal quaternaire schakels:

$$1) n_4 = 0, n_3 = 4, n_2 = 4$$

$$2) n_4 = 1, n_3 = 2, n_2 = 5$$

$$3) n_4 = 2, n_3 = 0, n_2 = 6$$

waarvan in totaal 16 verschillende structuren gemaakt kunnen worden, zie figuur 6.1.3.



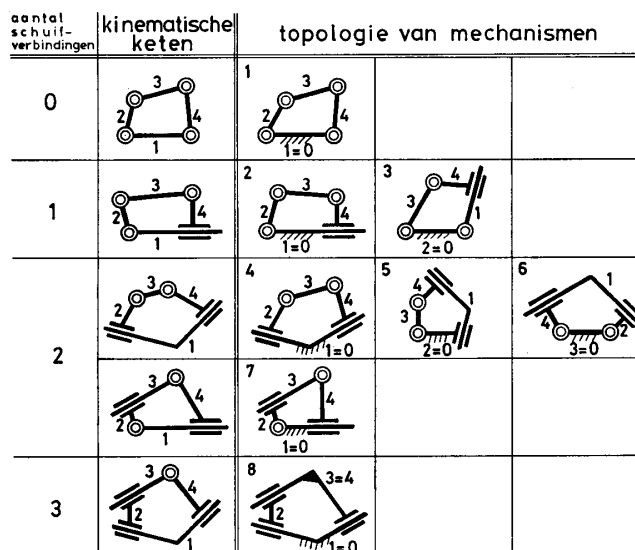
Figuur 6.1.3 Overzicht van basisketens met 4, 6 en 8 ketens

De mechanismen met één vrijheidsgraad zal men in de praktijk vooral aantreffen als functie- of baangenerator, in een machineconcept met een centrale aandrijfias. Met de complexiteit van de structuur neemt ook de complexiteit van het ontwerpen toe. In de praktijk beperkt men zich bij voorkeur tot mechanismen, gebaseerd op de vier- en zesstangenketen. Tekenend is, dat de achtstangenketens geen namen hebben.

6.1.4 Topologieën en mechanismen gebaseerd op de vierstangenketen

Het gaat dus om de eenvoudige typen mechanismen met één graad van vrijheid. Nu wordt een nieuw bestanddeel in de structuurbeschouwing geïntroduceerd: het *verbindingstype* tussen twee schakels. Tot nu toe was een verbinding altijd een scharnier. Hierna worden ook *schuifverbindingen* beschouwd (enkelvoudig, dus tussen twee schakels).

Vanuit de basisketen geredeneerd kan men nu zoveel mogelijk nieuwe, van elkaar verschillende ketenstructuren bedenken door een of meer scharnieren te vervangen door schuiven, zie figuur 6.1.4 tweede kolom. Één of twee schuiven levert nog goede mechanismen op, maar drie schuiven geeft een triviaal mechanisme (het overblijvende scharnier kan evengoed vastgezet worden). Doordat er nu ongelijksoortige schakels zijn (met nul, één of twee schuiven) zijn er ook meerdere verschillende keuzen voor het gestel mogelijk, zie de overige kolommen van figuur 6.1.4.



Figuur 6.1.4 Topologieën, gebaseerd op de vierstangenketen

Permutaties van de basisketen, ontstaan door de verbindingstypen en de gestelkeuzen te variëren, heten de *topologieën* van de keten.

In de praktijk noemt men een dergelijke topologie ook wel een *type mechanisme*. Bijvoorbeeld: met "het vierstangenmechanisme" wordt soms bedoeld: de keten met vier staven en alleen scharnierverbindingen, maar soms ook één van de topologieën met schuifverbindingen. Verder onderscheid bij het aanduiden van typen mechanismen wordt, met name bij het vierstangenmechanisme en zijn topologieën, gemaakt aan de hand van het *type beweging*, dat gegenereerd wordt. In aansluiting op hoofdstuk 4.1, het gebruiksdoel is van belang bij een scharnierverbinding: *volledige rotatie* (de ene schakel kan t.o.v. de andere geheel rond of niet). Uiteraard hangt dit van de afmetingen van de schakels zelf af.

Bij het vierstangenmechanisme geldt het volgende:

Stelling van GRASHOF:

De kortste schakel kan een volledige omwenteling maken ten opzichte van de overige schakels als de som van de kortste en de langste schakel kleiner of gelijk is aan de som van de beide overige schakels.

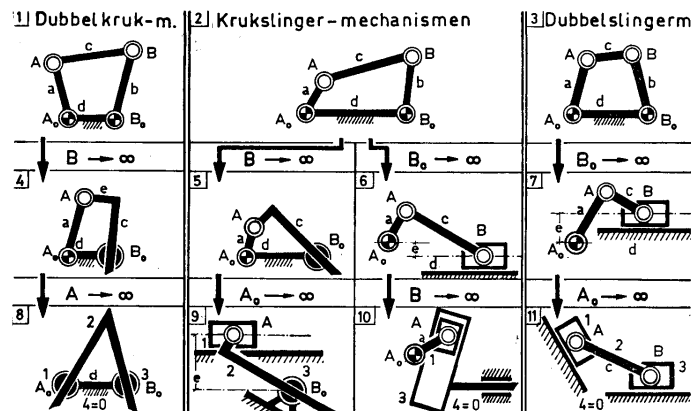
In formulevorm: $l_{\max} + l_{\min} \leq l_3 + l_4$ (6.1.4)

Een rondlopende schakel (kruk) is van belang bij periodieke bewegingen, zoals bij machineconcepten met een centrale aandrijfas. Als aan de Grashof voorwaarde voldaan wordt zijn er nog drie mogelijkheden:

- de kortste schakel is *in het gestel gelagerd* (krukslinger mechanisme),
- de kortste schakel is de *koppelstang* (dubbelslinger mechanisme),
- de kortste schakel is het *gestel* zelf (dan kunnen alle overige schakels rondgaan, dubbelkruk mechanisme).

De naamgeving wordt dus ontleend aan de beide in het gestel gelagerde schakels.

Het type beweging kan men ook onderscheiden bij de topologieën met een of twee schuiven, zie figuur 6.1.5.



Figuur 6.1.5 Vierstangenmechanismen onderscheiden naar bewegingstype

De namen zijn vermeld in tabel 6.1. Let op het verschil in benaming: een *schuif* wordt langs een rechte baan in het gestel geleid, terwijl een *sleuf* om een punt in het gestel draait en een schuifverbinding met het koppelvlak heeft. Twee schuifverbindingen op een schakel, met de schuifrichtingen onder een hoek, heet *kruisschuif*.

nr	Naam mechanisme	Kenmerk of figuur
1	dubbelkruk mechanisme	$d = l_{\min}$
2	krukslinger mechanisme	$a = l_{\min}$
3	dubbelslinger mechanisme	
4a	roterende kruksleuf mechanisme (1e soort)	bij A_0 aangedreven
4b	roterende kruksleuf mechanisme (2e soort)	bij B_0 aangedreven
5	slingerend kruksleuf mechanisme	$a = l_{\min}$
6	krukschuif mechanisme	$a = l_{\min}$
7	slingerschuif mechanisme	$c = l_{\min}$
8	dubbelsleuf mechanisme	
9	schuifsleuf mechanisme	
10	krukkruisschuif mechanisme	$a = l_{\min}$
11	dubbelschuif mechanisme	$c = l_{\min}$

Tabel 6.1 Namen voor de typen van vier-stangen mechanismen

Het vervangen van een scharnierverbinding door een schuifverbinding kan men meetkundig ook formuleren met: het scharnierpunt wordt in het oneindige gekozen. Hierdoor worden de twee betrokken staven oneindig lang. Het verschil tussen deze staaf lengten is echter wel eindig, zie bijvoorbeeld de maat e (*excentriciteit*, kan zowel positief als negatief zijn). De Grashof-voorwaarde van het krukschuif- en kruksleuf-mechanisme (nrs. 6 en 5 in figuur 6.1.5) kan men schrijven als: $a + |e| \leq c$ (6.1.5)

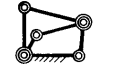
Enkele algemeenheden bij het gebruik van Vierstangenmechanismen met rondlopende kruk:

- zij genereren een overdrachtsfunctie met één minimum en één maximum (geen tussenrust, geen pelgrimstap);
- de koppelkromme (baan van een punt van het koppelvlak) kent een grote verscheidenheid aan vormen. Er kunnen spitsen, dubbelpunten (kruisingen) en benaderd rechte gedeelten in voorkomen;
- de (kinematische) bewegingskwaliteit wordt uitgedrukt met de *drukhoek*. Dit is de hoek tussen de krachtrichting (langs de koppelstang AB) en de bewegingsrichting van punt B (loodrecht op de slinger of in de schuifrichting). In de praktijk neemt men bij voorkeur de drukhoek $\leq 45^\circ$

6.1.5 Topologieën en mechanismen gebaseerd op de zesstangenketen

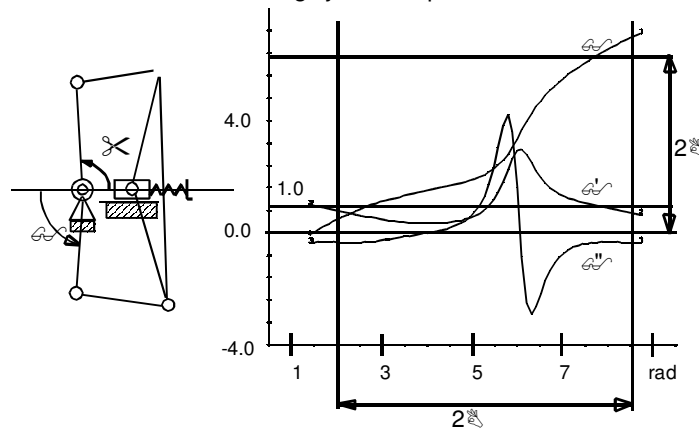
De beide ketens van Watt en Stephenson kennen één graad van vrijheid. Door verschillende gestelkeuzen (binaire of ternaire schakel) zijn bij de Watt-keten twee en bij de Stephenson-keten drie verschillende mechanismen te onderscheiden, zie figuur 6.1.6 links. Zij heten officieel in de literatuur Watt-1, Watt-2 etc. mechanisme.

Vanwege de praktische bruikbaarheid is het Watt-2 mechanisme interessant: dit kan worden opgevat als een serieschakeling van twee Vierstangenmechanismen.

	Watt	Stephenson	bijzondere gevallen	
			één dubbelscharnier	twee dubbelsch.
k e t e n				
m e c h a n i s m e n				
				
				

Figuur 6.1.6 Gestelkeuze bij de zesstangenketen

Serieschakeling is een principe om een overdrachtsfunctie te veranderen of een beweging naar een andere plek in de machine over te brengen. Het komt o.a. aan de orde als een enkel vierstangenmechanisme niet voldoet. Bij doorlopende aandrijfbeweging komen met name de RR-omzetters (bijvoorbeeld een dubbelkrukmechanisme) als voor te schakelen mechanisme in aanmerking. Figuur 6.1.7 toont een aardig voorbeeld van serieschakeling, nl. twee dubbelkruk-mechanismen achter elkaar, waarbij ook nog een der beide gestelpunten verstelbaar is. Dit mechanisme kan eenvoudig tijdens loop versteld worden.



Figuur 6.1.7 Zesstangenmechanisme door serieschakeling van twee vierstangenmechanismen (Verstelbare, oneenparig doorlopende overdrachtsfunctie)

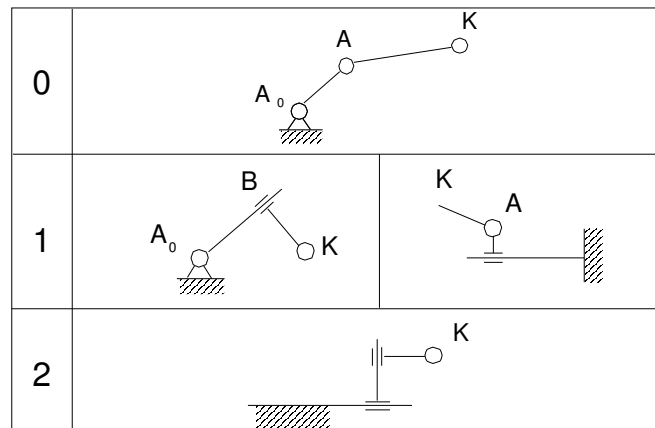
6.1.6 Ketens met twee vrijheidsgraden

Welke ketens kunnen twee vrijheidsgraden hebben? Om hier beter inzicht in te krijgen wordt de formule van Grübler (6.1.1) geschreven als:

$$g_1 = \frac{1}{2} \{ 3(n - 1) - F \} = \frac{1}{2} (3n - 5)$$

Omdat g_1 een geheel getal moet zijn, moet het aantal schakels n *oneven* zijn.

Voor $n = 3$ kan alleen een *open keten* bedacht worden met $g_1 = 2$ scharnieren. Er is één specificatie en één structuur. De middelste schakel als gestel lijkt een triviale keuze. Bij keuze van een der eindschakels als gestel zijn de topologieën van figuur 6.1.8 mogelijk.



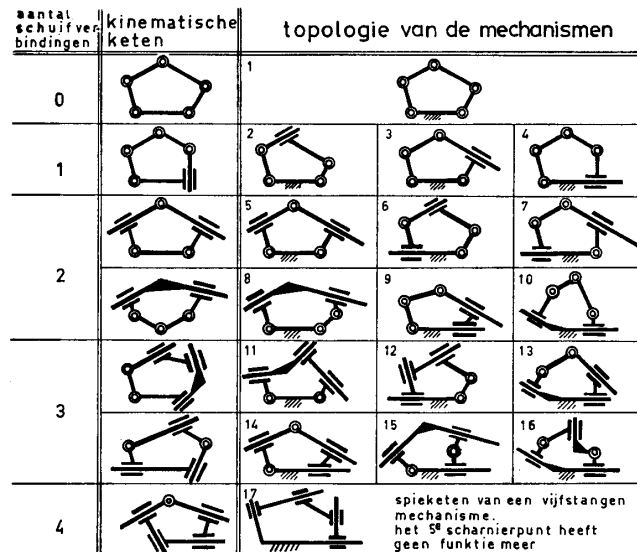
Figuur 6.1.8 Open keten met 2 vrijheidsgraden

Voor $n = 5$ kan een *gesloten* keten gemaakt worden. De structuurformules (6.1.2) en (6.1.3) geven:

$$g_1 = 5 \quad (\text{aantal scharnieren})$$

$$i_{\max} = 2 \quad (\text{er kunnen alleen binaire schakels zijn})$$

Er is dus één specificatie. Bovendien is er maar één structuur, want de vijf binaire schakels zijn maar op een manier met elkaar te verbinden. De 17 volgens Kirchhoff mogelijke topologieën staan in figuur 6.1.9

Figuur 6.1.9 Topologieën, gebaseerd op de vijfstangenketen ($F=2$)

Mechanismen met twee vrijheidsgraden zijn o.a. belangrijk om een baan te ontbinden in twee functies. Als het niet lukt om een gewenste baan met een koppelkromme van een eenvoudig mechanisme (vierstangen) te genereren, kan men proberen de ontbonden functies ieder apart te genereren met een functiegenerator. Dit principe komt later aan de orde (*parallelschakeling*).

Er is nog een goede reden om belangstelling te hebben voor mechanismen met twee vrijheidsgraden: verstelbaarheid. Één der beide vrijheidsgraden wordt benut om, al dan niet tijdens loop van het mechanisme, een afmeting te verstellen en aldus het bewegingsverloop te beïnvloeden. In de vorige paragraaf werd hiervan reeds een voorbeeld getoond.

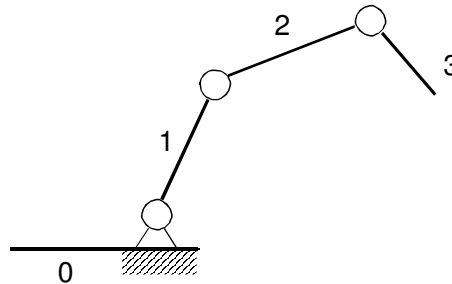
6.1.7 Ketens met drie vrijheidsgraden - vlakke manipulator

Welke ketens kunnen drie vrijheidsgraden hebben? Met Grübler (6.1.1), waarin $F = 3$ wordt ingevuld, ontstaat:

$$G_1 = \frac{1}{2} \{ 3(n-1) - F \} = \frac{1}{2} (3n - 6)$$

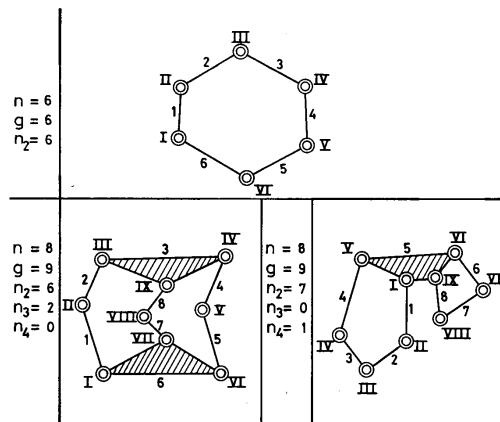
Omdat g_1 een geheel getal moet zijn, moet het aantal schakels n *even* zijn.

Voor $n = 4$ schakels kan een *open* keten bedacht worden met $g_1 = 3$ scharnieren. Er is één specificatie en één structuur. Ook hier zijn vele topologieën met schuifverbindingen in plaats van scharnierverbindingen bekend. Toepassingen zijn vooral te vinden als robotmechanismen, dat een ruimtelijk mechanisme wordt als het gestel van de vlakke keten zelf draaibaar ten opzichte van de vaste wereld wordt opgesteld, zie figuur 6.1.10.



Figuur 6.1.10 De open keten met drie vrijheidsgraden

Voor $n = 6$ schakels ontstaat een *gesloten* keten met $g_1 = 6$ scharnieren, vanwege (6.1.3) met uitsluitend binaire schakels, zie figuur 6.1.11 boven. Ongeacht de gestelkeuze moet altijd minstens één vrijheidsgraad als relatieve hoek aangedreven worden. Daarom is de gesloten keten met $n=8$ schakels en dus $g_1=9$ scharnieren wellicht interessanter, zie figuur 6.1.11 linksonder. Bij gebruik van een ternaire schakel als gestel kunnen de aandrijvingen alle drie ten opzichte van het gestel gebeuren. Een dergelijk mechanisme is bij uitstek geschikt als vlakke positioneerinrichting (industriële robot).



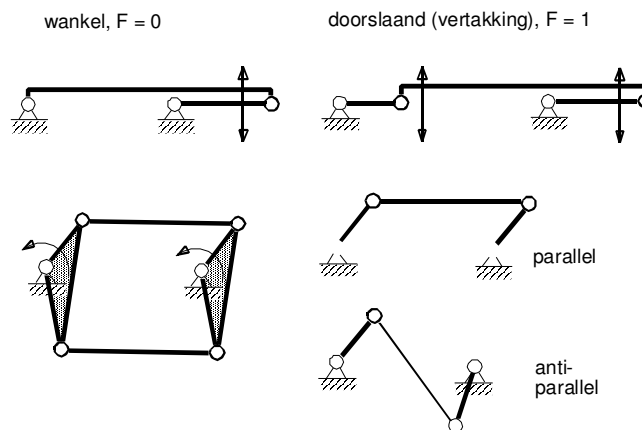
Figuur 6.1.11 Gesloten keten met 6 en acht schakels en $F=3$

6.1.8 Formule van Grübler en bijzondere situaties

De structuurformules, zoals die van Grübler, gelden voor willekeurige afmetingen van de schakels. Door bijzondere keuze van afmetingen kunnen situaties ontstaan, waardoor de uitkomsten van de formules niet zonder meer toegepast mogen worden.

Enkele voorbeelden:

- *wankele constructie*. Drie staven vormen normaal een starre constructie met $F = 0$. Onder voorwaarde, dat één staaf precies gelijk is aan de som van de beide andere, is de constructie wankel, zie figuur 6.1.12. Ook bij constructies met meer staven en $F = 0$ kan een wankele situatie optreden. Kenmerkend is, dat een punt een kleine beweging kan maken zonder dat de inwendige staafkrachten veranderen. Schijnbaar is in zo'n stand $F=1$.
- *doorslaand mechanisme*. Het enkele parallellogram ($F=1$) is een voorbeeld van een stangenvierzijde, waarbij alle staven precies in een lijn kunnen liggen, zie figuur 6.1.12. In die platgevouwen toestand is het mechanisme ook wankel, schijnbaar is $F=2$. Het mechanisme kan vanuit deze stand vertakken naar een zogenaamde antiparallele stand.
- *dubbelparallellogram*. Om het vertakkingsprobleem bij een parallellogram te voorkomen plaatst men soms een tweede parallellogram, waarvan de beide krukken een hoek (meestal 90°) met de eerste krukken maken, zie figuur 6.1.12. Er zijn dan $n = 5$ schakels en $g_1 = 6$ scharnieren, dus volgens Grübler is $F = 0$. Toch kan het mechanisme bewegen: door de bijzondere configuratie met de twee parallellogrammen wordt F één hoger. Het mechanisme is echter in elke stand *statisch onbepaald*. Als de afmetingen niet precies zijn gefabriceerd, ontstaan er inwendige spanningen in de staven.



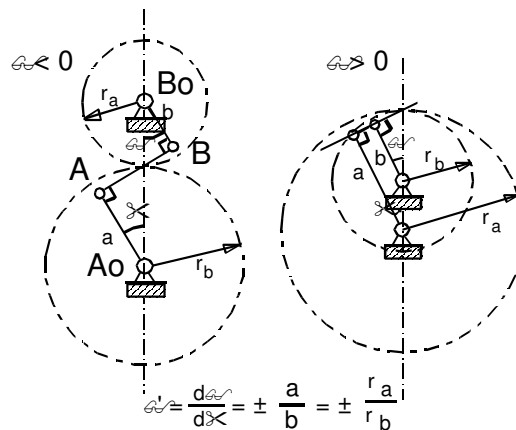
Figuur 6.1.12 Bijzondere afmetingen kunnen het aantal vrijheidsgraden beïnvloeden

6.2 Keten met tandwielen, heugels, riemen en kettingen

6.2.1 Basisidee: vervangingsmodel van de keten

Veronderstel dat er twee (ketting)wielen zijn die ieder draaibaar in een derde schakel, het gestel, zijn gelagerd. Zonder ketting heeft elk wiel een vrijheidsgraad. Met ketting is er in de totale keten nog maar één vrijheidsgraad. De kettingoverbrenging neemt dus één vrijheidsgraad weg.

Hetzelfde effect, één vrijheidsgraad wegnemen, komt ook tot stand door een extra staaf (binaire schakel) tussen twee schakels (in het voorbeeld de kettingwielen) te plaatsen met scharnierverbindingen. Volgens Grübler wordt n met één verhoogd, maar g_1 wordt twee hoger. In totaal wordt F dus een minder. Voor de tellingen in de structuurformules maakt het dus niet uit om, in plaats van een ketting- (of tandwiel-) overbrenging, een staaf als schakel te nemen. Men kan zelfs de extra staaf en scharnierpunten zodanig kiezen dat momentaan een equivalent (gelijkwaardig) mechanisme voor de tandwiel- of kettingoverbrenging ontstaat, zie figuur 6.2.1. In deze figuur ligt staaf AB langs de ingrijplijn der tandflanken, staven A_0A en B_0B staan loodrecht hierop.



Figuur 6.2.1 Momentane equivalentie van tandwiel- en stangenmechanisme

Voor het berekenen hoeveel structuren met samenstellingen van staven en tandwielen gemaakt zouden kunnen worden, kan het basisidee van het vervangingsmechanisme ook omgekeerd worden. In plaats van elke binaire schakel in een basisketen kan een tandwiel- (of ketting-)overbrenging, op te vatten als een nieuw verbindingstype "tandwielparing" tussen de naburige schakels, gedacht worden. Ook kunnen in de basisketen eerst een of meer scharnieren door schuifverbindingen worden vervangen. In de plaats van de schuifverbinding komt dan bijvoorbeeld een tandheugel. Op deze wijze ontstaan weer zeer vele nieuwe topologieën.

6.2.2 Cycloïdale mechanismen

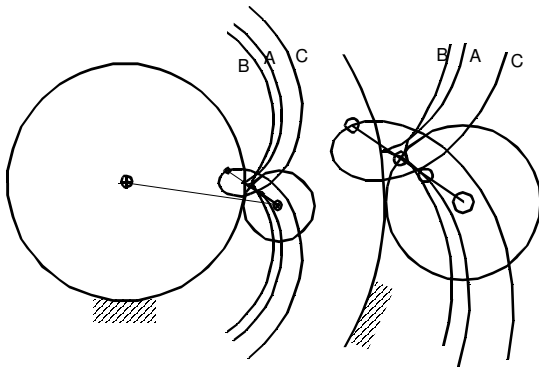
Door in een vierstangenketen één der binaire staven te vervangen door een tandwielpaar, ontstaat de bekende tandwieloverbrenging. Er is één specificatie en één structuur.

Wordt een der beide tandwielen als gestel gekozen, dan ontstaat de groep met de zogenaamde cycloïdale mechanismen. Karakteristiek zijn de banen, die elk punt van het omlopende wiel beschrijft: een cycloïde.

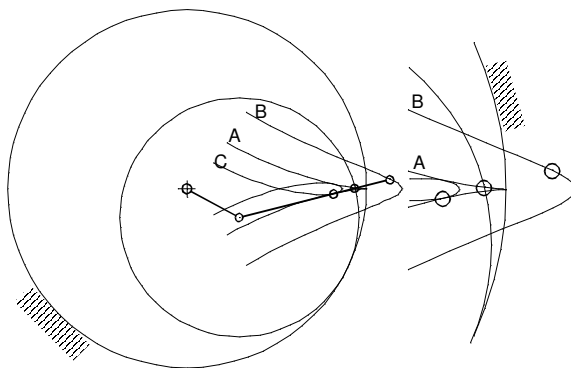
Onderscheid in de naamgeving wordt gemaakt:

- *epi-cycloïde* (afrollen op de buitenomtrek van het vaste wiel), en
- *hypocycloïde* (afrollen op de binnenomtrek van het vaste wiel). Als de diameterverhouding een geheel getal is, is de cycloïde een gesloten baan. Kenmerkend is het voorkomen van een zich herhalend patroon van golven, lussen of spitsen. Om deze specifieke eigenschappen worden zij in de praktijk vaak toegepast. Zie voor voorbeelden hoofdstuk 10.

Een bijzonder geval is, dat één der beide cirkels een straal oneindig heeft (heugel).



Figuur 6.2.2 Epicycloïden
Puntig A; Boogvormig B; Spiraalvormig C



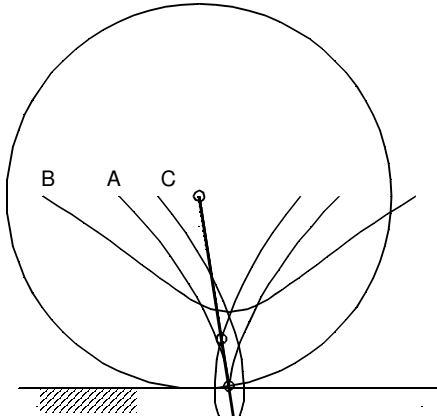
Figuur 6.2.3 Hypocycloïden

Naamgeving:

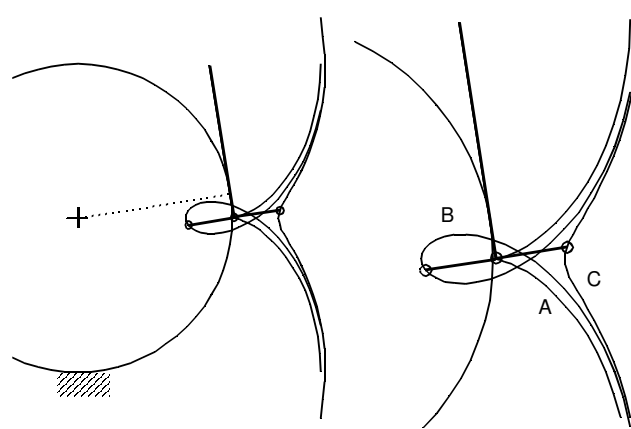
- *ortho-trochoïde* (algemeen) of *ortho-cycloïde* (punt op rolcirkel, maak een baan met spitsen);
- *cirkel-evolvente* (afwikkelkromme). Deze kromme is ook bekend van de evolvente vertanding.

Bij een heugel is, nadat over de volle cirkel is afgerold, de baan *niet gesloten*. De beweging is ook *niet periodiek*, want na een omwenteling is de positie van de schakels niet dezelfde als de uitgangspositie.

De verzamelnaam voor al deze door afrollen te verkrijgen banen is *rolcirkel* of *trochoïde*.



Figuur 6.2.4 Orthocycloïden



Figuur 6.2.5 Cirkel evolventen
Puntig A; Boogvormig B; Spiraalvormig C

6.2.3 Vierstangenmechanisme met extra tandwielen

Overeenkomstig het basisidee gaat het feitelijk om de zesstangenketen, waarin een binaire schakel is vervangen door een tandwielpaar. Een naburige schakel raakt hierdoor een scharnier kwijt (ternair wordt binair etc.).

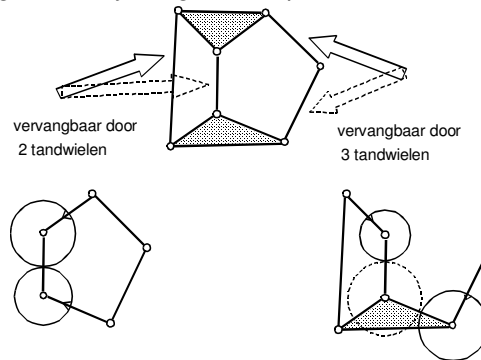
In de *Watt-keten* zijn alle mogelijke vervangingen qua structuur en specificatie gelijkwaardig. De naburige schakels betreffen steeds een ternaire en een binaire schakel, zie figuur 6.2.6. Door gestelkeuze zijn wel vijf verschillende topologieën te onderscheiden, waarvan er hier twee nader aangegeven worden.

- De overblijvende ternaire schakel, waarin de beide wielen scharnieren, wordt gestel. Typische toepassing: slagversterking bij een "gewoon" krukslingermechanisme.
- De overblijvende ternaire schakel krijgt twee samenvallende scharnierpunten (het middelpunt van het "losse" wiel valt samen met het scharnier zonder wiel). De staaf aan dit dubbelscharnier wordt als gestel gekozen. Nu is ook het "losse" wiel in het gestel gelagerd, waardoor het geschikt is als uitgaande schakel van een functiegenerator. Een aantal mogelijke configuraties, ook met schuif/heugel, staat in figuur 6.2.7 getekend.

Karakteristiek is, dat de uitgaande beweging (hoek δ of verplaatsing s) steeds een superpositie is van twee in de stangenvierzijden voorkomende overdrachtsfuncties. Is één van deze beide doorlopend (bijvoorbeeld de krukhoek α zelf), dan is het eindresultaat ook doorlopend. Dergelijke mechanismen kunnen vaak heel goed een "doorlopende beweging met rust" of zelfs een "pelgrimstap-beweging" maken.

In de *Stephenson*-keten zijn twee soorten binaire schakels te onderkennen: tussen twee ternaire of tussen een ternaire en een binaire schakel.

Vervanging van de eerste soort door een tandwielpaar doet beide ternaire schakels een scharnier kwijtraken. Er ontstaat dan een gesloten vijfstangenketen plus twee tandwielen, zie figuur 6.2.8.



Figuur 6.2.6 Tandwielpaar i.p.v. een staaf in de Stephenson keten

Tevens staan in deze figuur de topologieën, voor zover er twee tandwielen toegepast kunnen worden. De configuraties met een tandwiel en een heugel staan in figuur 6.2.9. In deze laatste groep is de beweging, net zoals bij de trochoïden met een heugel, niet periodiek als de schakel met het rondsel wordt aangedreven. Een bekende toepassing heeft het met 6.2 aangegeven mechanisme voor het genereren van een *lange slag*.

Vervanging van de tweede soort binaire schakel door een tandwielpaar levert formeel geen nieuwe mechanismen op. Het gaat dan om een der staven uit de vijfhoek, waarvan de naburige schakels niet via één, maar via twee schakels door tandwielen moeten worden verbonden. Dit vraagt extra tandwielen, terwijl ook dubbelscharnieren nodig zijn. Kennelijk komt een dergelijke configuratie voort uit een keten met meer schakels (is daar een bijzonder geval van).

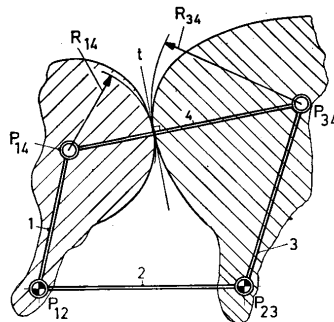
6.3 Keten met nokschijven

6.3.1 Vervangingsmodel van de keten

Veronderstel, dat er twee schakels zijn met een bepaalde vorm (contour), die ieder draaibaar in een derde schakel, het gestel, zijn gelagerd. Zolang de contouren elkaar niet raken heeft elk der contourschakels één vrijheidsgraad. Bij raken kan er één van beide niet meer onafhankelijk roteren. Het raken neemt dus een vrijheidsgraad weg.

Volgens dezelfde gedachte als bij het tandwielpaar kan een vervangingsmodel van het raken worden gemaakt door een binaire schakel toe te voegen tussen de contourschakels, in eerste instantie door middel van scharnierverbindingen. De toegevoegde staaf neemt eveneens een vrijheidsgraad weg. Voor de tellingen in de structuurformules kunnen de contouren dan buiten beschouwing blijven.

Dit vervangingsmodel kan ook hier een momentaan equivalent model zijn, nl. als de extra scharnierpunten in de kromtemiddelpunten van de contouren, behorende bij het raakpunt, gekozen worden (zie figuur 6.3.1).

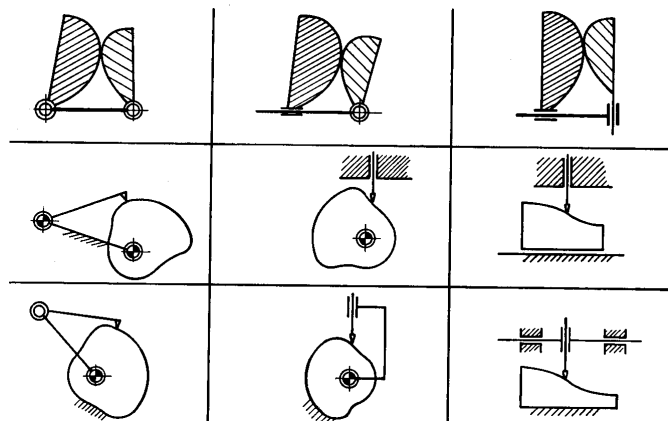


Figuur 6.3.1 Momentane vervanging van een binaire schakel door 2 nokken

Het idee van het vervangingsmechanisme kan omgekeerd worden. In plaats van een binaire schakel in een basisketen kan een verbinding van het type *contour-aanraking* bedacht worden, waarbij de naburige schakels dus ieder een scharnierpunt kwijtraken. Op deze wijze ontstaan weer vele nieuwe topologieën.

6.3.2 Nokmechanisme gebaseerd op de vierstangenketen

Het nokmechanisme van figuur 6.3.1 is afgeleid uit de vierstangenketen. Er kunnen nog andere topologieën bedacht worden door een of beide contourschakels een schuifverbinding in plaats van een scharnierverbinding met het gestel te geven, zie figuur 6.3.2 bovenste rij.



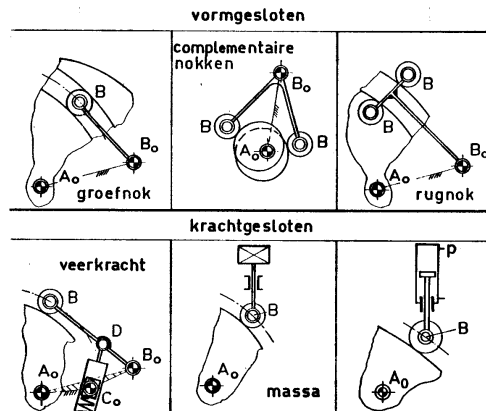
Figuur 6.3.2 Topologieën met nokcontouren, gebaseerd op de vierstangenketen

Bij de in de praktijk toe te passen nokmechanismen wordt één der contouren ingevuld door een eenvoudige vorm, bijvoorbeeld een cirkel. Deze volgt dan de andere contour en wordt een rolvolger genoemd. De andere contour draagt dan alle bewegingsinformatie en wordt "de nok" of "curveschijf" genoemd. Dit is in de laatste rijen plaatjes van de figuur tot uitdrukking gebracht.

Bij gebruik van een rol is de gematerialiseerde contour een equidistante van de *kinematische contour*, die voor het rolmiddelpunt geldt.

Nokmechanismen worden meestal toegepast als functiegenerator. Het aantrekkelijke van nokmechanismen is, dat in principe elke functie gegenereerd kan worden. Dit is een kwestie van de juiste contour berekenen. Met name een lange rust, een tijdelijke stilstand van de volger, is eenvoudig te realiseren: dit correspondeert met een cirkelsegment op de nokschijf. En een exacte lange rust is met een stangenmechanisme nou juist niet goed te maken.

Om de volger in permanent contact met de nok te houden is òf een extra kracht (veer, zwaartekracht, luchtcilinder) òf een tweede contour nodig, zie figuur 6.3.3.



Figuur 6.3.3 Typen nokmechanismen

Er zijn enkele karakteristieke verschillen aan te wijzen tussen beide mogelijkheden.

Krachtgesloten contact:

- geen speling tussen rol en nok (statisch bepaalde constructie);
- energieopslag in de veer vraagt extra aandrijfmoment op de nokas;
- krachtoverdracht in één richting laag (dit kan ook een voordeel zijn: beveiliging tegen overbelasting)

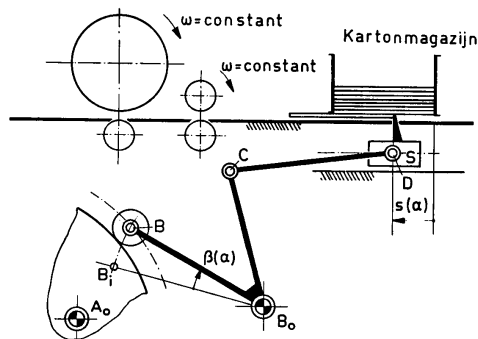
Vormgesloten contact:

- geen energieopslag, geen extra aandrijfmoment;
- de rol loopt beurtelings tegen de beide contouren (bewegingsomkering, slip). Beter is daarom een uitvoering met een rol voor ieder der contouren (complementaire nok, rugnok);
- statisch overbepaalde constructie (speling nodig, gevaar voor klemmen). Om de speling klein te houden moeten de beide contouren nauwkeurig worden berekend en gefabriceerd. Door bewust ergens een elasticiteit in te bouwen zou de speling wel geëlimineerd kunnen worden, ten koste van extra inwendige krachten (voorspanning).

6.3.3 Nokmechanisme gevolgd door een stangenmechanisme

Omdat met een eenvoudig nokmechanisme in principe elke overdrachtsfunctie gegenereerd kan worden, lijkt de behoefte minder groot om ingewikkelde ketenstructuren met contourschakels te beschouwen.

In een machineconcept met een centrale aandrijf-as (nokkenas) komt het toch wel vaak voor, dat de beweging van de volger naar de juiste werkplek, elders in de machine, geleid moet worden.



Figuur 6.3.4 Toevoermechanisme in een vlakdrukkers

Een typisch voorbeeld is te zien in het principe van een bepaalde vlakdrukmachine, figuur 6.3.4. De te bedrukken kartons, platgevouwen dozen, moeten door een transportvinger tussen de aanvoerrollen voor de drukrol geschoven worden. De heen- en weergaande schuifbeweging van de vinger wordt via een *tweeslag* (deelketen met twee binaire schakels) B_0CS van de nokvolger (slinger B_0B) naar de schuif bij het kartonmagazijn overgebracht.

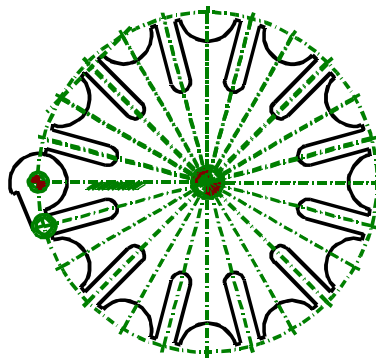
6.3.4 Schakelbare mechanismen

Er zijn vele vernuftige mechanismen bekend, waarbij tijdens bewegen de structuur verandert. Dit kan bijvoorbeeld optreden:

- doordat een sleuf een eindige lengte heeft, waardoor het glijblokje uit de sleuf kan schuiven;
- doordat een grendel een relatieve beweging (vrijheidsgraad) wel of niet blokkeert (grendel en gat zijn feitelijk twee contouren, die wel of niet raken);
- doordat een relatieve beweging door klemmen in één richting blokkeert.

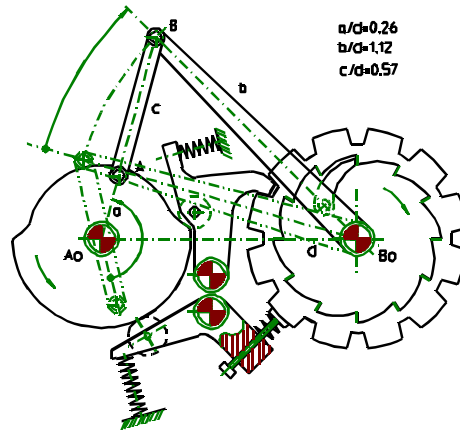
Voorbeelden:

ad a): Maltezerkruis-mechanisme. Dit is gebaseerd op een kruk-sleufmechanisme, zie figuur 6.4.1



Figuur 6.4.1 Maltezerkruis

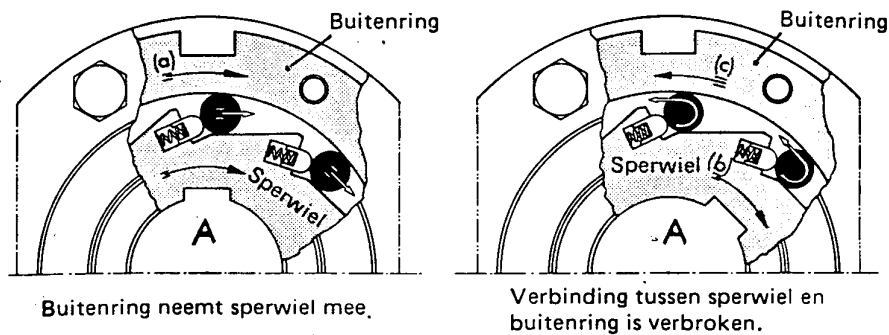
ad b): Palwielmechanisme, zie figuur 6.4.2. Het gaat om de pal aan slinger B_0B , die zich in de holle as bevindt. Een niet getekende veer drukt de pal steeds tegen de ring met de zaagtand.



Figuur 6.4.2 Een éénrichtingskoppeling

ad c): Een éénrichtings koppeling, zie figuur 6.4.3

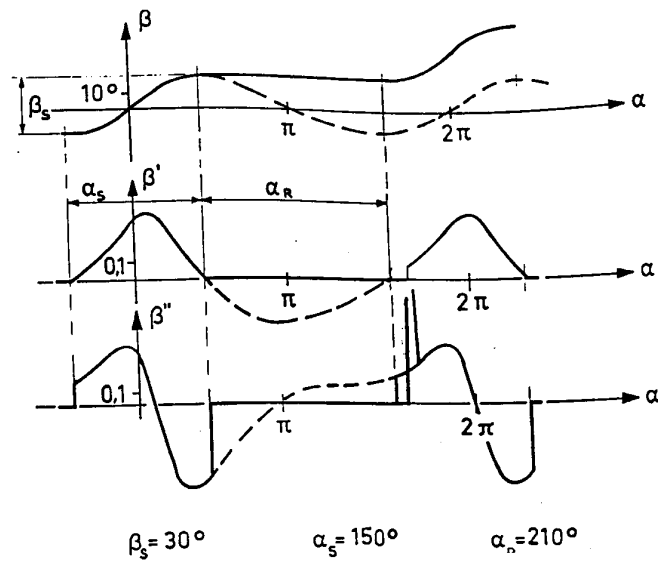
De losgelaten verbinding zorgt voor een extra vrijheidsgraad in het mechanisme. Vaak betekent dit dat een bepaalde schakel ongecontroleerd kan gaan bewegen. Dit kan weer verhinderd worden door toevoeging van een tweede, eveneens schakelbaar mechanisme, zoals bij de toegevoegde grendel en wrijvingsrem van het palwielmechanisme.



Figuur 6.4.3 Éénrichtings (vrijloop-) koppeling

Oplossingen met schakelbare mechanismen lijken soms op het eerste gezicht eenvoudig. Door de extra toevoegingen valt dit in de praktijk echter vaak tegen (extra onderdelen, moeilijke vormen). Bij elke oplossing speelt bovendien het probleem van de overbepaaldheid bij het "overnemen", waarbij een goed compromis tussen speling (stoot) en nauwkeurigheid belangrijk is.

Een karakteristiek probleem is ook het optreden van een ruk (sprong in de versnelling). Door een sprong in de tweede orde overdrachtsfunctie treedt deze onvermijdelijk op, zie figuur 6.4.4



Figuur 6.4.4 Overdrachtsfuncties van het palwielmechanisme: sprong in de tweede orde (ruk)

6.1 KETEN GEBASEERD OP (BINAIRE) SCHAKELS	1
6.1.1 <i>Het basisidee van de keten</i>	1
6.1.2 <i>Formule van Grübler</i>	2
6.1.3 <i>Gesloten ketens met één vrijheidsgraad</i>	3
6.1.4 <i>Topologieën en mechanismen gebaseerd op de vierstangenketen</i>	4
6.1.5 <i>Topologieën en mechanismen gebaseerd op de zesstangenketen</i>	6
6.1.6 <i>Ketens met twee vrijheidsgraden</i>	7
6.1.7 <i>Ketens met drie vrijheidsgraden - vlakke manipulator</i>	9
6.1.8 <i>Formule van Grübler en bijzondere situaties</i>	10
6.2 KETEN MET TANDWIELEN, HEUGELS, RIEMEN EN KETTINGEN	11
6.2.1 <i>Basisidee: vervangingsmodel van de keten</i>	11
6.2.2 <i>Cycloïdale mechanismen</i>	11
6.2.3 <i>Vierstangenmechanisme met extra tandwielen</i>	12
6.3 KETEN MET NOKSCHIJVEN	14
6.3.1 <i>Vervangingsmodel van de keten</i>	14
6.3.2 <i>Nokmechanisme gebaseerd op de vierstangenketen</i>	14
6.3.3 <i>Nokmechanisme gevolgd door een stangenmechanisme</i>	15
6.3.4 <i>Schakelbare mechanismen</i>	16