

## Des duivels prentenboek (DDP). Deel 21

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

Dijk, van, D. M., & Groot, de, J. (1982). Des duivels prentenboek (DDP). Deel 21. *De constructeur*, 21(10), 58-63.

**Document status and date:**

Gepubliceerd: 01/01/1982

**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.

# Des Duivels Prentenboek (DDP) (21)

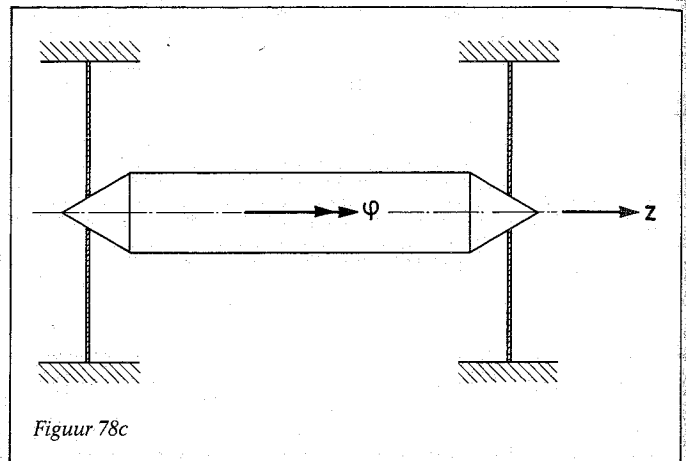
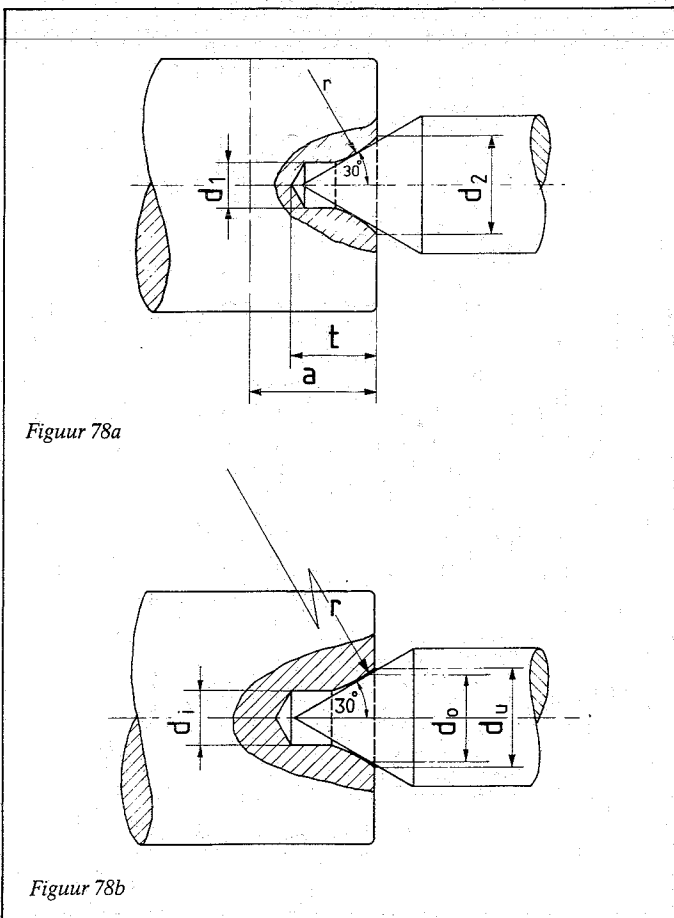
## DDP 78

Het komt in de fijnmechanische techniek nog wel eens voor dat men een lichaam en in het bijzonder een as daarvan, positioneert door 'centreren' van een tapse pen, neus of center in een cilindrisch of conisch gat.

Als conus en gatwand beide star zijn, dreigt overbepaaldheid. Belastbaarheid kreeg dan (vaak onbedoeld) voorrang boven positioneringsnauwkeurigheid. Opspannen van een werkstuk tussen centers op boor- of slijpbank is hiervan een voorbeeld.

Een conisch center in conisch centergat (volgens normblad DIN 332, vorm A) indien exact rotatiesymmetrisch en van exact gelijke tophoek, legt vijf vrijheidsgraden vast en met een tweede verend aangedrukt center geeft dit dus een viervoudig overbepaalde opspanning van een te draai- en werkstuk.

Voor conisch draaien door dwarsverplaatsing van de losse kop heeft men een speciaal centergat (althans de boren daarvoor) genormaliseerd (DIN 332, vorm R) met kleine dwarsradius volgens figuur DDP 78a, dat circa 11° schaaftand toelaat maar dat niet erg stijf is en niet zwaar belast kan worden.



H. J. H. in het Zand (THE, groep WP) stelde een centergatvorm voor met relatief grote dwarsradius  $r$  (DDP 78b).

Het (normale 60°) center heeft aan de punt uiteraard een geringe dwarsstijfheid, die naar achter toe zeer sterk toeneemt. Het voorgestelde centergat maakt geen contact met de punt van het center (beschadigt die ook niet, zodat hij bruikbaar blijft voor kleinere type centergaten uit dezelfde normaalreeks) en steunt af op een zo veel mogelijk naar achter gelegen dus stijve (en sterke) ringvormige zone. Ingeboord tot  $d_u > 2,7 D$  en met cilindrische voorloop  $d_i = 1,5 D$ , past het op normale centerpunten met 60° spits.

Het ligt dan aan op  $\phi d_o = 2,4 D$  en heeft daar een welvingsstraal  $r = 28 D$ . De dwarsstijfheid ter plaatse van het center (mits axiaal met 10 tot 100 maal de grootste slijpkracht vóórgespannen) is in de orde van  $c_{dwars} = 5 \cdot 10^4 D$  (N/mm) (met  $D$  in mm).

De toelaatbare hoekfout is 1° en de belastbaarheid is circa 15 maal zo hoog als bij de centers volgens DDP 78a.

Voor fijn naslijpwerk kan het centergat eerst worden opgezuiverd en nageslepen op een centergatslijpmachine.

Het werkstuk draait relatief langzaam om zijn as en het cilindrische slijpsteentje, diameter  $D$ , kruist de hartlijn onder een vaste hoek van 58½° en krijgt een dwarsvoeding tot een kruisingsafstand  $e = D/4$ .

Het centergatoppervlak is dan een deel van een equidistante aan een eenbladige omwentelingshyperboloïde.

Het werkstuk krijgt bij zijn laatste omwenteling op drie plaatsen onder 120° een relatieve rust (uitlooptijd voor de steen), zodat de aanlegging op het center langs de bovengenoemde ringvormige zone zich in feite enigszins concentreert op drie plaatsen onder 120°. De nu verkregen oplegging is stijf, sterk en statisch bepaald.

De nogal eens voorkomende 'oplegging' van een conus in een verende plaat (DDP 78c) komt gevoelsmatig dicht bij de hierboven behandelde 'opspanning tussen centers'.

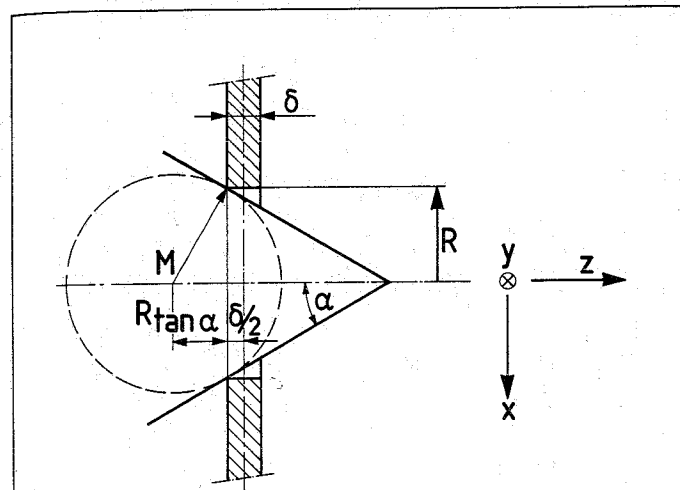
Hij is echter in de geschetste vorm niet viervoudig overbepaald maar zesvoudig onderbepaald. Er is een zekere analogie met DDP 126a. In feite definieert de contactzone tussen een conus en een star rond

gat alleen de ligging van het middelpunt  $M$  van de ingeschreven bol.

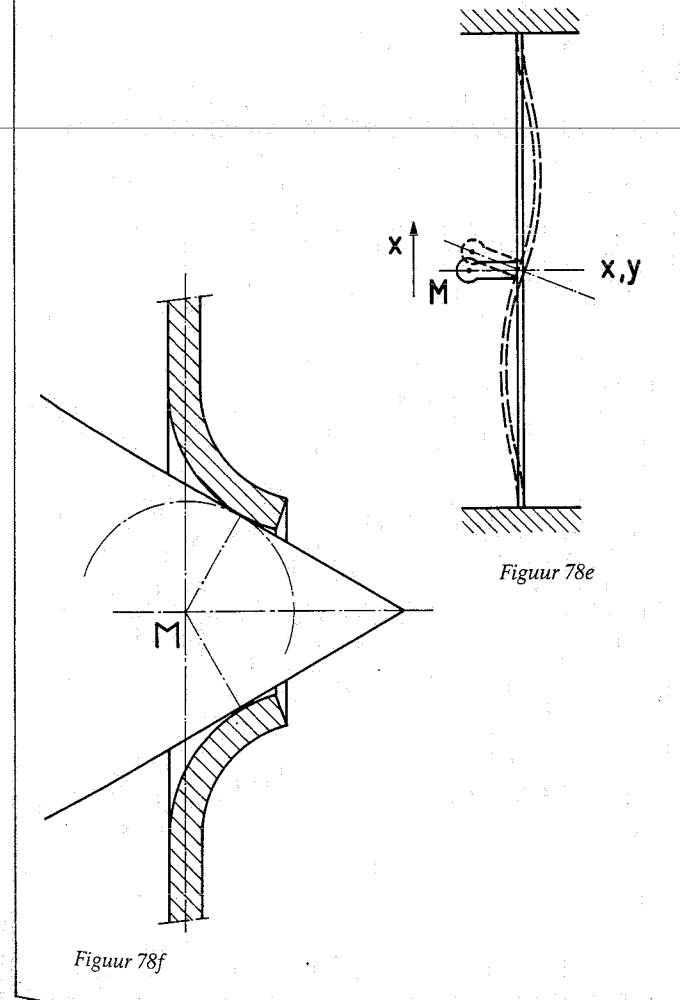
Dit punt  $M$  ligt op een afstand  $\left(R \cdot \tan \alpha + \frac{\delta}{2}\right)$  buiten het middendeelvlak van de veerplaat en alleen in dat vlak is de plaats  $x, y$  gedefinieerd  $M$  kan in  $x$ - en  $y$ -richting verplaatsen door een hoekverdraaiing van de veerplaat (DDP 78d eh DDP 78e).

A. Tops (Magnavox, Knoxville USA) introduceerde doorgetrokken gatranden volgens DDP 78f, met zodanige afrondingsstraal dat  $M$  juist in het middendeelvlak van de veerplaten viel. Daarmee lag de hartlijn vast en bleef slechts vrijheid in  $\phi$  en (beperkt) in  $z$ .

Bij starre conus kan men dat gat beter iets driehoekig maken, zodat er drie gedefinieerde contactzones ontstaan onder ongeveer  $120^\circ$ .



Figuur 78d



Figuur 78e

Figuur 78f

Is de conus elastisch (kunststof) dan kan een rond gat helpen om de conus in vorm te houden.

### DDP 81

Een nuttig maar niet zo vaak gebruikt werktuigonderdeel is de staalband. Het mist bijna alle nadelen van de ketting: het heeft geen speling, nauwelijks hysteresis, geen slijtage, geen polygoon effecten, en weinig rek of toenemende verlenging.

Staalband dik  $\delta$ , gebogen over een rol, diameter  $D$ , heeft een buigspanning  $\sigma_b$  die volgt uit

$$\frac{\delta}{D} = \varepsilon = \frac{\sigma_b}{E}$$

Men wil er een trekkracht  $F$  mee overbrengen, die aanleiding geeft tot een trekspanning

$$\sigma_t = \frac{F}{\delta \cdot b}$$

Uit  $\sigma_b + \sigma_t \leq \sigma_{toel.}$  volgt:

$$F_{max} = (\sigma_b + \sigma_t) \delta \cdot b - \frac{\delta^2 \cdot b E}{D}$$

De over te brengen trekkracht  $F$  is bij gegeven roldiameter en bandbreedte maximaal als

$$\sigma_t = \sigma_b = \frac{\sigma_{toel.}}{2}$$

Alleen een oneindig buigslappe band kan 'recht' (volgens een raaklijn) een rol op- en aflopen.

Dat zou namelijk betekenen dat de kromtestraal, die op de rol gelijk is aan  $D/2 = R$ , in de raakpunten abrupt zou overspringen op de waarde oneindig. In werkelijkheid heeft de band een buigstijfheidsfactor  $EI$  en via de relatie  $\frac{EI}{M} = R$  volgt dat een sprong in  $R$  een sprong in  $M$  vergt.

Maar de band ondervindt geen 'inklemmomenten'; hoogstens lijnkrachten of verdeelde belastingen en het moment en daarmee de kromtestraal kunnen dus niet anders dan geleidelijk verlopen.

DDP 81b geeft een mogelijke situatie aan. De band ligt op de (evengrote) trommels over minder dan  $180^\circ$  namelijk van  $A$  tot  $B$  respectievelijk  $B'$  tot  $A'$  over de hoek  $(\pi - 2\phi)$ . De voorspankracht  $F$  ter plaatse van het symmetriepunt  $C$  levert op de arm  $a$  (afstand van  $C$  tot de lijn  $B - B'$ ) juist het moment  $F \cdot a$  dat nodig is om de band te buigen tot de straal  $R$  ( $F \cdot a = \frac{EI}{R}$ ).

Over het traject  $AB$  ligt de band áán op het wiel met een aanlegdruk per lengte-eenheid groot  $F/R$ .

Als die aanlegdruk zich had uitgestrekt over de volle  $180^\circ$  had de horizontale component van de boogbelasting net de compensatie opgeleverd voor de twee trekkrachten  $F$  (in analogie met de ketelformule).

Het 'gemis' over de boog  $\phi$  wordt goedge maakt door een dwarskracht (lijnkracht)  $D$  in de punten  $A$  en  $B$  ter grootte  $\phi \cdot F$ .

Die dwarskracht  $D$  zorgt voor het voorbij  $B$  snel afnemen van het moment in de band, dus van de kromming.

De stippellijn in DDP 81b geeft het belastingsverloop op de trommel. Pieken ten gevolge van  $D$  bij  $A$  en  $B$  en een gelijkmatig verloop daartussen ten gevolge van  $F/R$ .

Men kan het bestaan van die 'dwarskracht'  $D$  heel aardig zien als men een strook doorzichtig plakband op tafel laat vallen.

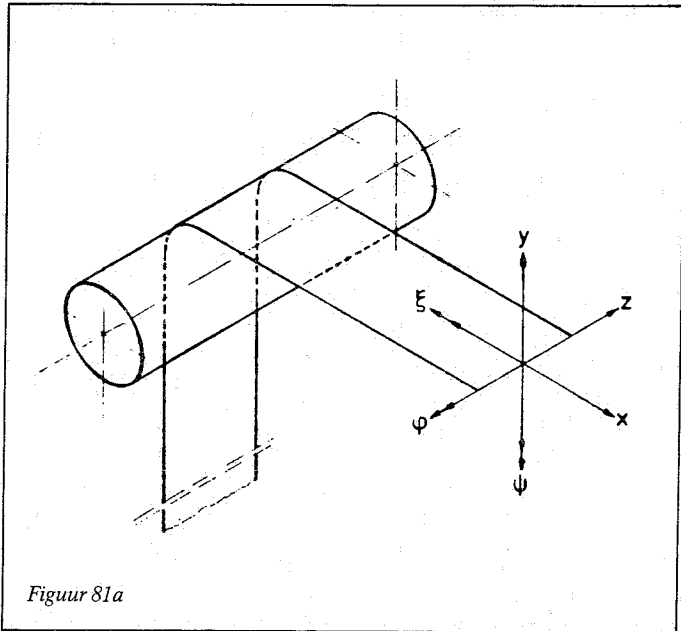
Als men het niet expres aandrukt ligt het praktisch los: als men erin slaagt het goed gestrekt te houden kan men het zelfs gemakkelijk optillen.

Men kan het bestaan van die 'dwarskracht'  $D$  heel aardig zien als men een strook doorzichtig plakband op tafel laat vallen.

Als men het niet expres aandrukt ligt het praktisch los: als men erin slaagt het goed gestrekt te houden kan men het zelfs gemakkelijk optillen.

Men kan het bestaan van die 'dwarskracht'  $D$  heel aardig zien als men een strook doorzichtig plakband op tafel laat vallen.

Als men het niet expres aandrukt ligt het praktisch los: als men erin slaagt het goed gestrekt te houden kan men het zelfs gemakkelijk optillen.



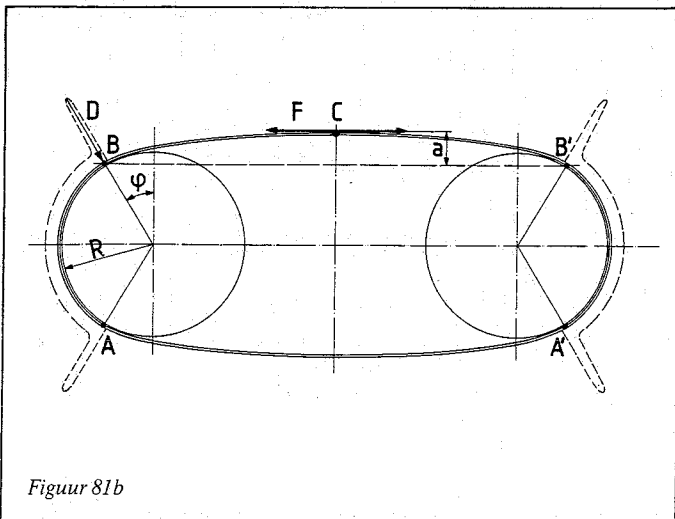
Figuur 81a

Tilt men het echter bij een vrij uiteinde op dan kleeft het langs een scherpe lijn stevig vast juist voor de plek waar men afpelt.

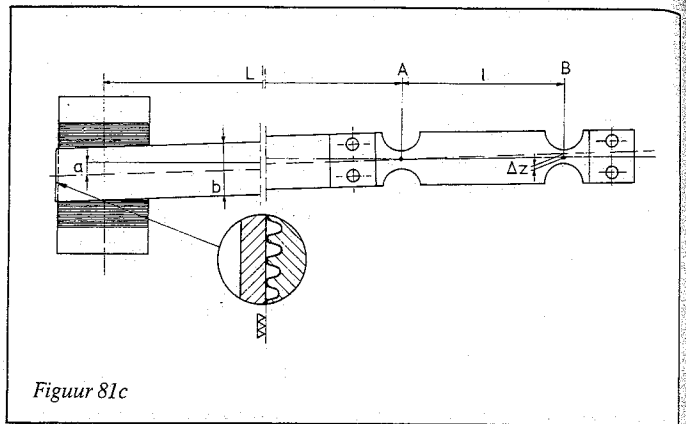
De hoeken  $\phi$  en de afstanden  $a$  zijn een functie van  $F$  dus van eventueel via de band van de ene op de andere overgedragen koppels. De hoekgetrouwheid in de overbrenging tussen beide trommels die bij dunne band lijdt onder de elasticiteit van de band ( $c$  is van de gedaante  $= E \cdot b \cdot \delta / l$  dus de uitwijking is evenredig met de kracht), zal bij dikke band gaan lijden onder de niet lineaire elasticiteit ten gevolge van variaties in  $\phi$  en  $a$ !

Ergens ertussen in is dus een optimum.

Zolang een band op een rol ligt en daar niet over slijpt, heeft hij



Figuur 81b



Figuur 81c

dezelfde belemmeringen als de rol: al zijn zes graden van vrijheid zijn dan door de rol bepaald. Het afgelopen part (DDP 81a) 'onthoudt' drie hiervan ( $x, z, \psi$ ) en vergeet drie andere ( $y, \zeta$  en  $\phi$ ). 'Onthouden' heeft dan betrekking op het grote traagheidsmoment  $I = \frac{1}{12} \delta b^3$  terwijl 'vergeten' slaat op termen met het kleine traagheidsmoment  $\frac{1}{12} b \cdot \delta^3$  en het traagheidsmoment tegen torsie om de lengte-as

$$I_p = \left[ 1/3 - 0,21 \frac{\delta}{b} \left\{ 1 - \frac{1}{12} \left( \frac{\delta}{b} \right)^4 \right\} \right] b \cdot \delta^3$$

voor  $\frac{\delta}{b} < 0,1$  voldoende benaderd met  $I_p = 1/3 b \cdot \delta^3$ ,

voor  $0,1 < \frac{\delta}{b} < 0,8$  voldoende benaderd als  $I_p = \left( 1/3 - 0,21 \frac{\delta}{b} \right) b \cdot \delta^3$ .

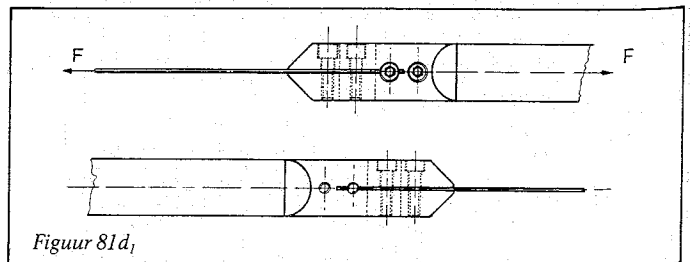
Met  $b = 30$  tot  $100 \delta$  is deze verhouding in de orde van  $10^3$  à  $10^4$ .

De band kan men beschouwen als een (eventueel scheeflopende) strook uit een denkbeeldige brede papierbaan die bij een zuiver cilindrische rol haaks op de hartlijn loopt respectievelijk (algemener) bij een conische rol roteert om de top van de kegel.

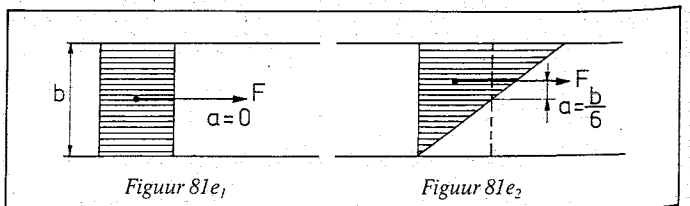
Op dat papier kan men zich ingetekend denken de eventuele rechtgeleiding of baan van het trekkende of het getrokken machine-deel.

Hiermee kan men relatief gemakkelijk nagaan in hoeverre de constructie overbepaald is.

Als beide banen zijn voorgeschreven is de constructie viervoudig overbepaald en kan men zelfs met een lagering van de rol door middel van een membraan zoals in DDP 57-11 (die een rol-instelbaarheid geeft in de axiale richting  $z$  en in de hoeken  $\psi$  en  $\zeta$ ), de overbepaaldheid van de constructie niet opheffen:  $x_1 = R \cdot \phi_{rol} = x_2$ ,  $\zeta_{rol} = \zeta_1$ ,  $\psi_{rol} = \psi_2$ ,  $z_{rol}$  zou kunnen volgen uit  $z_1$  maar dan zou  $z_2$  vrij moeten

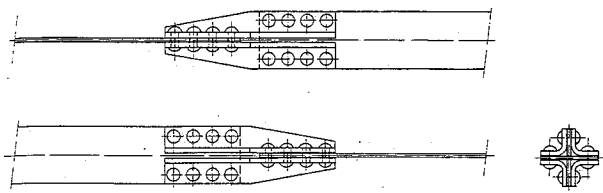


Figuur 81d1

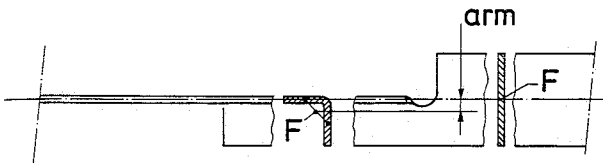
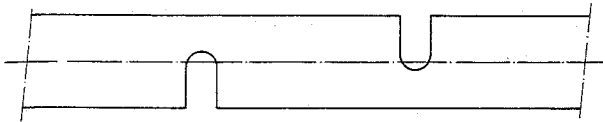
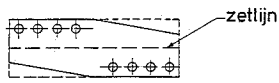


Figuur 81e1

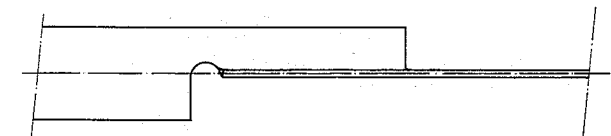
Figuur 81e2



Figuur 81d<sub>2</sub>



Figuur 81d<sub>3</sub>



zijn om zich daar weer bij aan te passen. Om trekkracht over te brengen moet de band alleen de belemmering  $x$  onthouden en de  $z$  en  $\psi$  informatie alsnog vergeten. Daartoe kan men bijvoorbeeld via een (al of niet elastisch) scharnierend lidje aan de band trekken (DDP 81c). Ook kan men aan het eind dat niet over de rol hoeft te lopen een stuk van hetzelfde band onder  $90^\circ$  gedraaid monteren (DDP 81d). De lengte  $l$  van het stuk  $A \cdot B$  dat de  $z$  en  $\psi$  informatie teniet moet doen, moet zo groot zijn dat ook in de stand met grootste van de rol afgelopen bandlengte  $L$  (en) bij de grootst mogelijke fout  $\Delta z$  tussen bandeind  $A$  en 'trekpunt'  $B$  de maat  $a = \Delta z \frac{L}{l}$  nog heel klein is ten opzichte van de bandbreedte  $b$ . Deze maat  $a$  geeft aan hoever uit het midden de trekkracht gericht van  $B$  naar  $A$  aangrijpt.

Als  $a=0$  is de trekspanning in de band gelijkmatig verdeeld (DDP 81e<sub>1</sub>), als  $a = \frac{b}{6}$  is loopt de verdeling van nul naar de dubbele waarde (DDP 81e<sub>2</sub>).

Als  $a = \frac{b}{2}$  wil de band gaan plooiën: alle belasting is intussen in een hoek geconcentreerd: de situatie waarbij men een blaadje uit een blocnote scheurt.

Ook de stijfheid neemt snel af met toenemende  $a$ . De verlenging over de werklijn van de kracht  $F$  (// neutrale lijn op afstand  $a$ )

$$f_a = \frac{Fl}{E} \left( \frac{1}{A} + \frac{a^2}{I} \right)$$

dus de stijfheid

$$c_a = \frac{EA}{l} \left( \frac{1}{1 + \frac{a^2 A}{I}} \right)$$

Als  $a=0$  is  $c_a = \frac{EA}{l} = c_0$ . C. D. v. Dijk TH, WP, definieerde voor willekeurige band of balkdoorsnede:

$$h^* = \sqrt{\frac{12I}{A}}$$

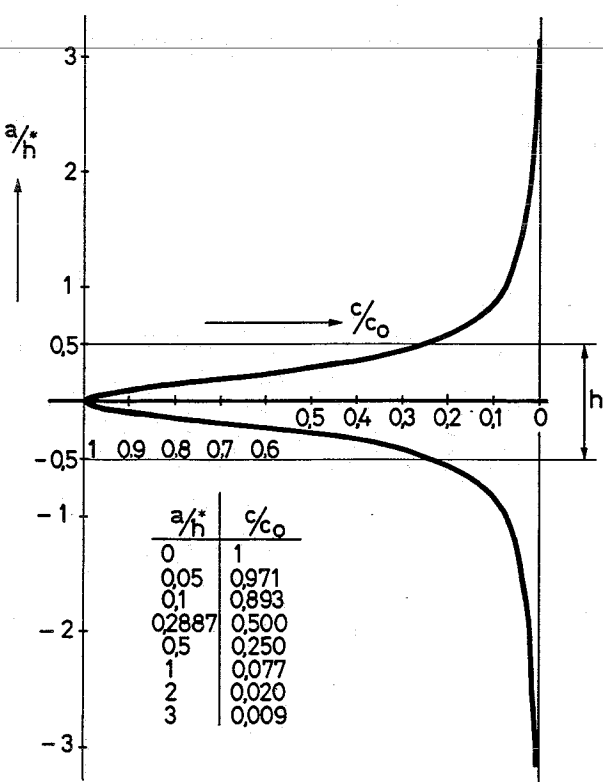
Voor een rechthoekige band of balk  $b \times h$  geldt dan:

$$h^* = \sqrt{\frac{12 \cdot bh^3}{12 \cdot bh}} = h$$

en algemeen voor elke prismatische balk geldt:

$$\frac{c_a}{c_0} = \frac{1}{1 + 12 \left( \frac{a}{h^*} \right)^2}$$

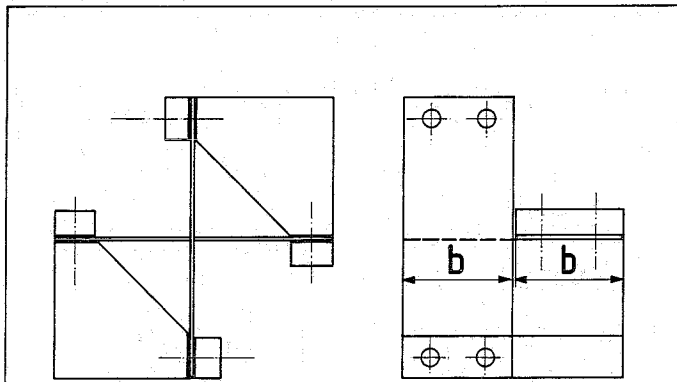
Men realiseer zich dat constructies uit 'enkele' op elkaar geschroefde of gelaste strippen (zonder rechtbuigend moment) principieel werken met krachtsinleiding bij  $\frac{a}{h^*} = \frac{1}{2}$  en dus vier maal zo slap zijn als 'kops' of symmetrisch aan weerszijden doorverbonden strippen. Voor massieve ronde staaf geldt  $h^* = \frac{1}{2}d \sqrt{3}$ . Klemverbindingen tussen dergelijke staven; zelfs als ze elkaar raken zoals in het 'Variabel Bouwstelsel', geven altijd nog een  $a \geq \frac{d}{2}$  dus  $\frac{a}{h^*} \geq 0,577$ ; ze zijn dus vijf maal slapper dan indien 'kops doorverbonden'. Voor holle buis



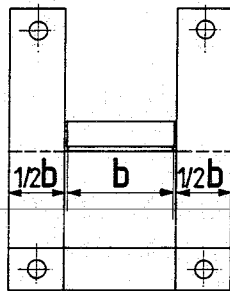
Figuur 81e<sub>3</sub>

wordt dit iets minder ongunstig. Constructies die stijf moeten zijn moet men dus bij voorkeur symmetrisch uitvoeren.

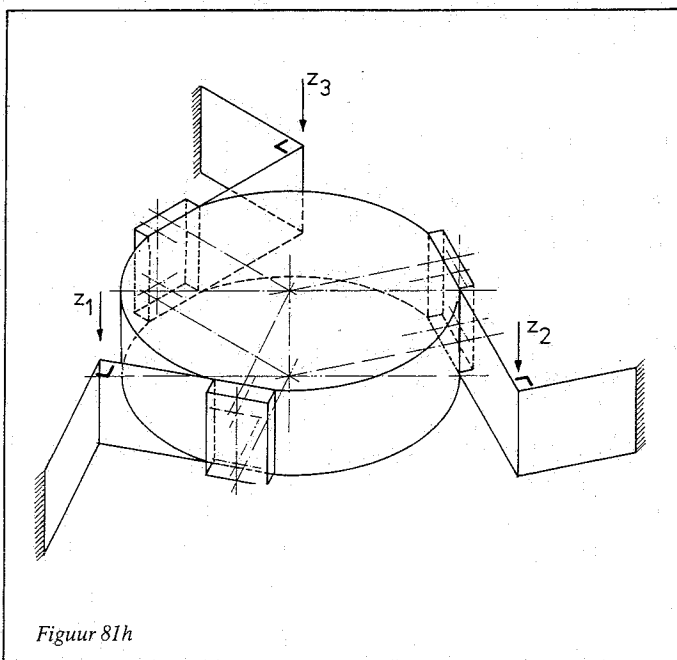
C. D. van Dijk (in 1979 Philips CFT-PMF) toonde aan dat de beidveren van een 'enkeltvoudig kruisveerscharnier' (DDP 81f) door trekkraft in het  $x$ - $y$ -vlak principieel altijd belast worden in het middendeelvlak dus op een afstand  $a > \frac{b}{2}$ , dus dat ze in gestrekte stand zeker vier maal minder stijf zijn dan de evenveel plaats innemende symmetrische uitvoering volgens DDP 81g. Bovendien treden alleen in het symmetrische geval geen rotaties tij het  $x$ - $y$ -vlak op.



Figuur 81f



Figuur 81g



Figuur 81h

In DDP 81d werd een deel van de band  $90^\circ$  gedraaid om de  $x$ -as, om de  $z$  en  $\psi$  te vergeten. Als men van een ingeklemde band of bladveer een deel  $90^\circ$  buigt om de  $z$ -as dan gaat de  $x$  en de  $\psi$  informatie verloren maar onthoudt hij de  $z$  positie.

Met drie zulke gebogen veren kan een lichaam op drie punten een informatie krijgen: dit wordt geïnterpreteerd als  $z$ ,  $\xi$  en  $\psi$  (DDP 81h). Het vlak van de schijf is nu bepaald maar hij is vrij in zijn vlak te bewegen ( $x$ ,  $y$  en  $\phi$  zijn vrij).

Bij montage moet men er wel op letten dat de 'vouwlijnen' goed evenwijdig lopen en haaks op het vlak staan. Zie ook DDP 102.

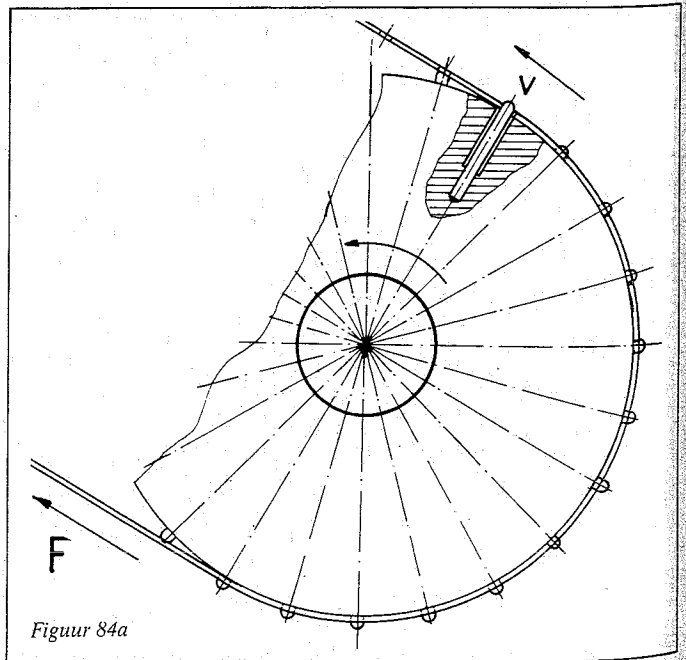
## DDP 84

Voor het nauwkeurig transporteren of positioneren van geperforeerde band (staalband, filmband, computerpapier) wordt vaak gebruik gemaakt van pennenwielen. Een bezwaar hiervan is dat afhankelijk van toleranties op gatafstanden en op pennensteek één pen de kracht opneemt, wat tot uitslijten of zelfs uitscheuren van het gat en slijtage van pennen kan leiden.

Een heel goed alternatief (M. P. Koster, Philips, CFT) is geschetst in DDP 84a. Hierbij zijn de pennen ingeperst in geruimde gaten, waarvan eerst het buitenste deel opgeboord is, zodat het buiten het loopvlak uitstekende (afgeronde) deel van de pen de vereiste lage stijfheid heeft om individuele steekfouten van de perforatie zonder beschadiging van de band op te kunnen nemen.

Het gezamenlijk aantal pennen, dat met de band in ingrijping is heeft echter een totale stijfheid die voldoende hoog is om de vereiste plaatsnauwkeurigheid van de band te garanderen. Daarbij treedt er een uitmiddeling van steekfouten op over het aantal perforaties dat in ingrijping is.

Bij computerpapierperforatie heeft men dit effect (althans eenmalig)



Figuur 84a

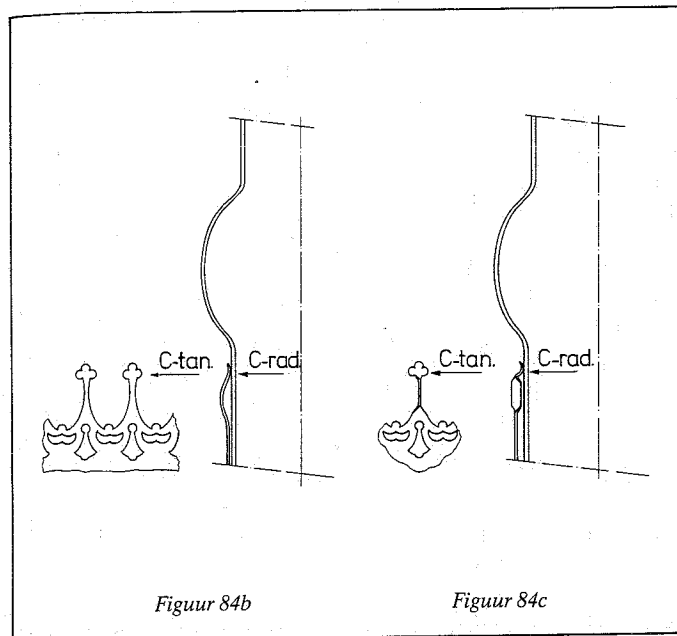
bereikt door de gatwanden zelf 'elastisch' te maken door ingeponste sterretjeskarteling.

In het algemeen geldt:  $c$  individueel voldoende laag,  $c$  totaal voldoende hoog (vergelijk ook DDP 123).

Het benodigde aantal pennen dat tegelijk in ingrijping is volgt uit  $n > c_{\text{totaal}}/c_{\text{individueel}}$  ofwel:

$$n > \frac{F_{\text{totaal}} \cdot x_{\text{indiv.}} \text{ (nodig om toleranties op te vangen)}}{F_{\text{indiv. toel.}} \cdot x_{\text{totaal}} \text{ (toelaatbaar bij } F_{\text{totaal}})}$$

Dit constructieprincipe kan verder worden uitgewerkt en opent dan de mogelijkheid om voorwerpen van eventueel slecht gedefinieerde vorm en afmeting met vrijwel willekeurig grote nauwkeurigheid te



Figuur 84b

Figuur 84c

positioneren en in volgende fasen bij herhaling herpositioneren ten opzichte van een 'gewogen' middelpunt. Dit kan bereikt worden met 'veernesten' die op zichzelf niet eens volgens een nauwkeurige geometrie vervaardigd of onderling identiek behoeven te zijn. Voor elke zo vast te leggen vrijheidsgraad is dan een aantal 'veren' nodig conform de boven gegeven formule.

Voorwaarde is wel dat de veren die op 'gewogen' voorspanning de ene vrijheidsgraad bepalen, geen belemmering vormen voor de veren die een andere vrijheidsgraad moeten bepalen. Een bekend voorbeeld van een 'verennest' waarin dat wel het geval is, vormt de houder van het ouderwetse olielampenglas (DDP 84b).

Het verennest vangt alle glastoleranties ( $\phi$  en onrondheid) en alle uitzettingsverschillen goed op. De wrijving van de veren die  $x$  en  $y$  bepalen is voldoende groot om ook de hoogte  $z$  en de drie kantelhoeken te fixeren. Nauwkeurige positionering in  $x$  en  $y$  wordt er echter door verhinderd: de instelling in de ene richting vertoont een relatief grote hysteresis door de wrijvingskracht op de (in die richting juist zeer stijve) veren die de instelling in de andere richting moesten bepalen.

Bij het inbrengen van het glas komt het meestal heel mooi terecht; door de slip in  $z$ -richting is de wrijving in  $x$  en  $y$  richting tijdelijk schijnbaar sterk verkleind. Maar als zo'n lampenglas eenmaal in de houder is geplaatst vertoont het een tamelijk grote 'virtuele speling',

men kan vanuit het midden een klein eindje ( $< \frac{S_v}{2}$ ) verschuiven waarheen men wil en het blijft daar staan.

Een veel preciesere positionering zou bereikt worden als de tangentiële stijfheid van de veren zeer veel kleiner was dan de radiale stijfheid.

In de houders volgens DDP 84b is juist het omgekeerde het geval.

Zouden we bij voorbeeld de veren  $90^\circ$  torderen (DDP 84c) dan moeten we dus een nauwkeuriger  $x, y$  positionering verwachten.

Men ziet gemakkelijk in dat bij gelijke maximale radiale veerweg, zowel voor de  $x$  als voor de  $y$  positionering de wrijving niet meer doorlopen wordt en de virtuele speling dus geen rol meer speelt als  $c_{\text{tan}} < \mu \cdot c_{\text{rad}}$  is.

Dan vertoont de eindpositie geen hysteresis meer doch hoogstens een relatieve verlegging van de evenwichtsstand met maximaal een

bedrag in de orde van  $\frac{c_{\text{tan}}}{c_{\text{rad}}}$  maal de toleranties overbruggende

weegweg.

We moeten dus bij dergelijke veernesten om hysteresis te vermijden  $c_{\text{tan}}$  minstens tien maal zo klein maken als  $c_{\text{rad}}$  maar als we de positionering heel goed willen hebben, moeten we nog verder gaan:  $c_{\text{tan}}$  een factor 100 of eventueel zelfs 1000 slapper dan  $c_{\text{rad}}$ .

Om uitvoeringstechnische redenen (spuitstuk uit kunststof) kon bij een centrering, toegepast voor Video Long Play-platen, voor Compact Disc Audio-platen en voor magnetische schijfgeheugens (Philips Octrooiaanvraag nr. 7806 072 ten name van E. A. Kamerik en W. van der Hoek, DDP 84d), slechts in beperkte mate aan de voorwaarde  $c_{\text{tang}} < c_{\text{rad}}$  worden voldaan.

Toch is deze centrering aanzienlijk nauwkeuriger dan de oorspronkelijke uitvoering met een conus in het plaatgat.

Gevoelsmatig ziet men dat al in: een haar- of stofdeeltje van  $100 \mu$  op een conische pen geeft  $50 \mu$  slingering van de plaat.

Hetzelfde stofdeeltje op één veer uit een nest van bij voorbeeld 100, waarvan er 50 in de beschouwde richting werkzaam zijn, geeft  $98 \mu$  inverting van die veer en  $2 \mu$  uitveren van de andere 49 veren; de slingering is 25 maal zo klein!

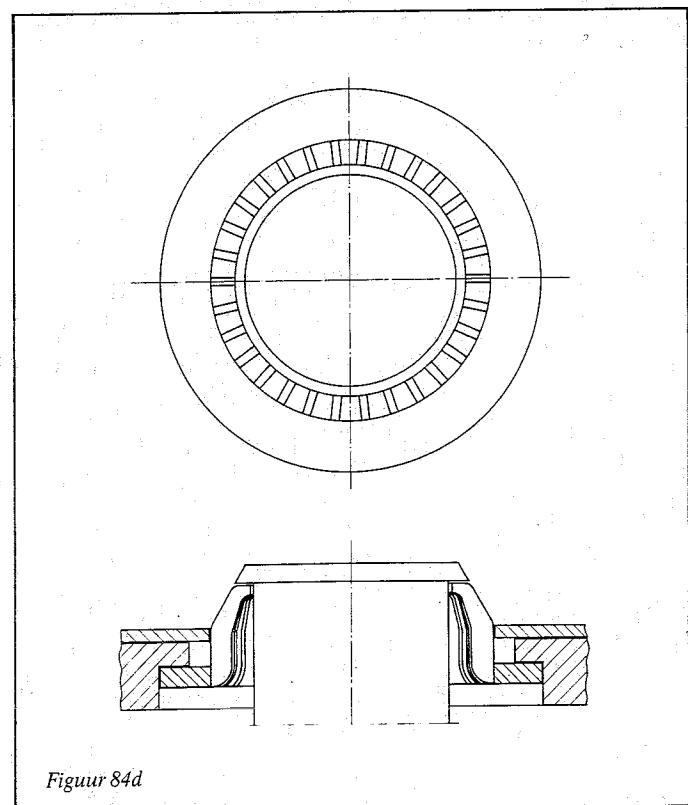
In onderstaand staatje zijn de in de tekst genoemde DDP's vermeld met verwijzing naar de betreffende nummers van de Constructeur.

DDP 57 - Constructeur nr. 3 - maart 1982

DDP 102 - nog te publiceren

DDP 123 - Constructeur nr. 10 - oktober 1979

DDP 126 - nog te publiceren



Figuur 84d