

Kinematische constructie voor het bepalen van de hoofdafmetingen van topkranen van het 'Doppellenker'-type

Citation for published version (APA):

Dijksman, E. A., & Helden, van, H. (1960). Kinematische constructie voor het bepalen van de hoofdafmetingen van topkranen van het 'Doppellenker'-type. *De Ingenieur*, 72(19), w107-w115.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1960

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

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

[Link to publication](#)

General rights

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

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

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

www.tue.nl/taverne

Take down policy

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

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

DE INGENIEUR

W. WERKTUIG- EN SCHEEPSBOUW 9.

COMMISSIE VAN BIJSTAND: Ir. A. P. ADAMA VAN SCHELTEMA, dipl. ing. F. G. VAN ASPEREN, prof. ir. H. C. A. VAN ELDIK THIEME,
Dipl. Ing. H. F. L. PÉNARD

Kinematische constructie voor het bepalen van de hoofdafmetingen van topkranen van het „Doppellenker“-type 621.873.3

door E. A. DIJKSMAN, phys. drs. en H. VAN HELDEN

medewerkers aan de afdeling der werktuigbouwkunde van de Technische Hogeschool te Eindhoven

Summary: Kinematic construction of a topcrane according to the „Doppellenker“ type

For the determination of the principal dimensions of the „Doppellenker“ it will be tried to obtain a horizontal loadway by using the point of Ball.

In order to keep this construction as simple as possible, it is endeavoured to make the movement of the jib approximately hypocycloidal.

Nevertheless, there remains sufficient freedom for adapting the construction to specific requirements.

Inleiding

In dit bestek willen wij de beweging van een „Doppellenker“ onderzoeken, uitgaande van zijn karakter van een stangenvierzijde.

Bij de constructie voor het bepalen van de hoofdafmetingen van een „Doppellenker“ geldt de eis, dat de last over een groot gebied een nagenoeg horizontale weg zal afleggen.

Als wij uitgaan van een willekeurige stangenvierzijde, beschrijft de topschijf in het algemeen een 6e-graads kromme, zodat wij maximaal slechts 6 punten op een horizontale lijn kunnen voorschrijven, waardoor de lastweg zal komen te lopen.

Deze 6 punten leggen de constructeur een zodanige beperking op, dat het verstandig is, om niet meer dan 4 punten voor te schrijven.

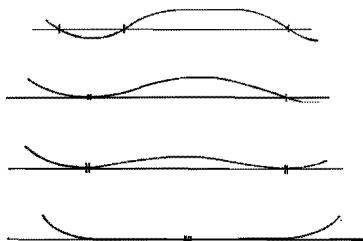


Fig. 1.

Om een goede lastweg te verkrijgen werden ook veelal probeermethoden gebezigd, terwijl men daarnaast wel uiting van 3 punten [1] op een horizontale lijn, waarvan men er soms ook nog 2 liet samenvallen [2] (zie figuur 1).

Konietschke [2] en Kraus [3] brachten hierin reeds verbetering door uit te gaan van 4 punten, welke 2 aan 2 samenvielen.

Evenals Lichtenheldt [4] zullen wij hier echter 4 samenvallende punten op een horizontale lijn voorschrijven.

Dit laatste 4-voudige punt is in de kinematica bekend als het punt van Ball. In het hierna volgende wordt een nadere uitwerking gegeven, die leidt tot een eenvoudiger constructie dan wij in de literatuur hebben aangetroffen.

Ten einde een beter inzicht te geven in deze rechtgeleiding van de „Doppellenker“ zullen allereerst in hoofdstuk I de kinematische grondslagen in herinnering gebracht en een uitbreiding hiervan met enige in de literatuur bekende krommen behandeld worden.

Daarna zal worden ingegaan op mechanismen met equivalente bewegingsvorm, om zo te komen tot een vervangingsmechanisme van de hypocycloïdale beweging.

Vervolgens zal in hoofdstuk II een eenvoudige beschrijving van de constructie worden gegeven, die ook praktisch toepasbaar blijft, indien men de betrokken theoretische grondslagen niet beheerst.

I. Kinematische grondslagen

1. Analyse van de vlakke beweging

1.1 Grondbegrippen en definities:

De pool P , het punt van het bewegende vlak, dat momentaan in rust is, wordt als oorsprong genomen voor alle vergelijkingen.

De poolbaan is de meetkundige plaats van die punten in het rustende vlak, die achtereenvolgens pool worden.

De poolkromme is de meetkundige plaats van de punten in het bewegende vlak, die achtereenvolgens pool worden.

De poolraaklijn, die tot x -as wordt gekozen, is de raaklijn aan de poolbaan in de momentane pool P .

De poolnormaal, die tot y -as wordt gekozen, is een lijn door de pool P loodrecht op de poolraaklijn.

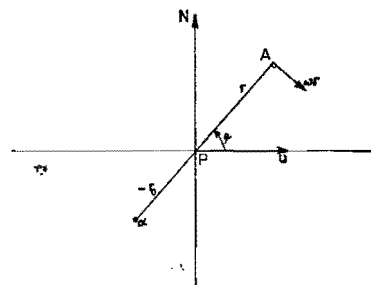


Fig. 2.

De poolwisselsnelheid u heeft de richting van de poolraaklijn en de grootte van de snelheid waarmee de pool zich verplaatst.

De hoeksnelheid ω is de momentane hoeksnelheid van het bewegende vlak om de momentane pool P ; zij wordt positief gerekend, indien de draairichting dezelfde is, als die van de wijzers van een uurwerk.

De afstand r is de afstand van de pool P tot het beschouwde, met het vlak meebewegende, punt A .

De afstand r_0 is de afstand van de pool P tot het kromtemiddelpunt α van de baan van A .

De hoek ψ is de hoek, welke $PA = r$ met de poolraaklijn maakt (zie figuur 2).

1.2 *Samenhang tussen de reeds genoemde grootheden en het verband tussen de kromtestralen van de poolbaan en de poolkromme*

Een onmiddellijk verband tussen de poolcoördinaten van het baanpunt A en het bijbehorend kromtemiddelpunt α wordt gegeven door de bekende vergelijking van Euler-Savary:

$$\frac{1}{r} - \frac{1}{r_0} = \frac{\omega}{u \cdot \sin \psi} \dots \dots \dots (1)$$

Een directe toepassing van deze vergelijking vinden wij, als wij de poolkromme laten afrollen over de poolbaan.

Geven wij daarbij in het aanrakingspunt de beide kromtestralen ($R = PM$ en $R_0 = PM_0$) van deze krommen, dan blijft bij deze beweging de afstand tussen de beide kromtemiddelpunten M en M_0 even constant; hieruit blijkt, dat het kromtemiddelpunt van het baanpunt M het punt M_0 is.

Voor PM is de hoek $\psi = \pi/2$. Ingevuld in (1) levert dit:

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} = \frac{\omega}{u} \dots \dots \dots (2)$$

1.3 *De kinematische betekenis van de buigcirkel*

De buigcirkel is de meetkundige plaats van die punten, die een buigpunt van hun baan passeren, dus wier kromtemiddelpunt in het oneindige ligt.

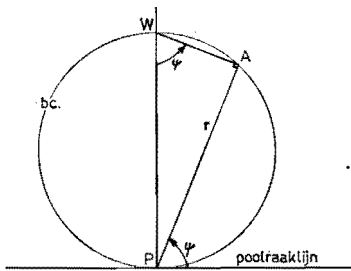


Fig 3.

Met $r_0 \rightarrow \infty$, als limietovergang ingevuld in (1) krijgt men:

$$r = \frac{u}{\omega} \cdot \sin \psi$$

en dit is de vergelijking van een cirkel met diameter

$$PW = \delta = \frac{u}{\omega} \text{ (zie figuur 3)}$$

Daar de snelheid van elk punt loodrecht op PA gericht is, is de snelheid van elk punt van de buigcirkel naar de buigpool W gericht.

De snelheid van W heeft dezelfde richting als de poolraaklijn en heeft de grootte van $PW \cdot \omega = \delta \cdot \omega = u$, de poolwisselsnelheid.

De raaklijn aan de baan van de buigpool is dus evenwijdig aan de poolraaklijn.

1.4 *Constructie van een kromtemiddelpunt met behulp van de buigcirkel*

Indien de pool en de buigcirkel gegeven zijn, is het kromtemiddelpunt van elk baanpunt te construeren en omgekeerd.

Het kromtemiddelpunt α van het baanpunt A bepalen wij nu als volgt:

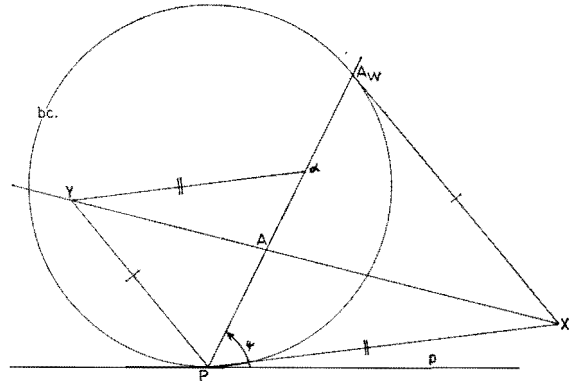


Fig. 4.

Trek de lijn PA , deze snijdt de $bc.$ in A_w . Ook α zal ergens op PA gevonden moeten worden (zie figuur 4).

Kies een volkomen willekeurig punt X . Verbind X met resp. A_w , A en P .

Het punt Y vinden wij op XA als snijpunt met $PY \parallel XA_w$. Tenslotte krijgen wij met $Y\alpha \parallel PX$ het gezochte kromtemiddelpunt α op PA .

Het bewijs hiervan komt neer op een herleiding tot de formule van Euler-Savary.

$$\Delta Y\alpha A \sim \Delta XPA \text{ en } \Delta Y\alpha P \sim \Delta XPA_w,$$

waaruit volgt, dat

$$\frac{Y\alpha}{XP} = \frac{\alpha A}{PA} \text{ en } \frac{Y\alpha}{XP} = \frac{\alpha P}{PA_w}$$

zodat

$$\frac{P\alpha}{PA_w} = \frac{A\alpha}{PA} \text{ of } \frac{r_0}{\delta \sin \psi} = \frac{r_0 - r}{r} \text{ of } \frac{1}{r} - \frac{1}{r_0} = \frac{1}{\delta \sin \psi}.$$

Van deze constructie zal in het vervolg gebruik worden gemaakt.

1.5 *Afleiding van de vergelijkingen van 2 bijzondere krommen („ k_u ” en „ k_a ”) in poolcoördinaten*

In figuur 5 stelt AA' de waarde van $rw \cdot dt$ voor.

De hoek ψ zal veranderen t.g.v. de verplaatsing van het baanpunt A naar A' , maar ook t.g.v. de verplaatsing van de

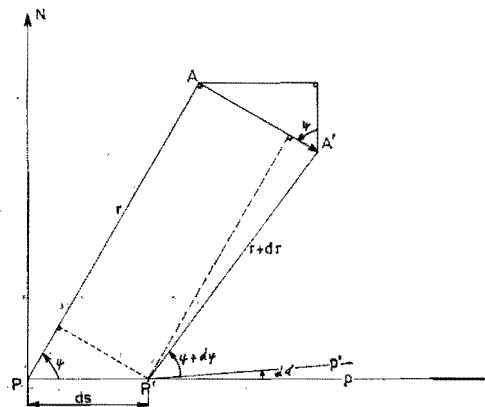


Fig. 5.

pool zelf naar P' , terwijl tenslotte de hoek ψ nog een kleine wijziging zal ondergaan, doordat de poolraaklijn p van richting zal veranderen na een infinitesimaal klein tijdje dt .

Projecteren wij de punten P, P', A en A' op de poolnormaal PN , dan krijgen wij de betrekking:

$$r \cdot \sin \psi = (r + dr) \cdot \sin (\psi + d\psi + d\tau) + r\omega dt \cdot \cos \psi$$

en waar $(d\psi + d\tau)$ een infinitesimale aangroeiing van $\psi + \tau$ voorstelt, wordt dit zonder enige verwaarlozing:

$$r \cdot \sin \psi = (r + dr) \cdot \{ \sin \psi + (d\psi + d\tau) \cdot \cos \psi \} + r\omega dt \cdot \cos \psi$$

of na weglating van de produkten van differentiaal:

$$0 = r (d\psi + d\tau) \cdot \cos \psi + dr \cdot \sin \psi + r\omega dt \cdot \cos \psi$$

en na deling door ds wordt dit:

$$0 = r \cdot \left(\frac{d\psi}{ds} + \frac{d\tau}{ds} \right) \cdot \cos \psi + \frac{dr}{ds} \cdot \sin \psi + \omega \cdot r \frac{dt}{ds} \cdot \cos \psi.$$

Voor de kromtestraal van de poolbaan geldt: $R_0 d\tau = ds$.

Verder is ook nog:

$$u = \frac{ds}{dt} \text{ en } \delta = \frac{u}{\omega},$$

zodat:

$$0 = r \left(\frac{d\psi}{ds} + \frac{1}{R_0} \right) \cdot \cos \psi + \frac{dr}{ds} \sin \psi + \frac{r}{\delta} \cos \psi. \dots (3)$$

Projecteren wij in de figuur het lijnstuk $P'A'$ op PA dan vinden wij onmiddellijk de eenvoudige betrekking:

$$dr = -ds \cdot \cos \psi \dots (4)$$

Deze betrekking is algemeen geldig.

Vullen wij met vgl. (4) de waarde voor dr/ds in vgl. (3) in, en delen wij daarna door $\cos \psi \neq 0$, dan komt er:

$$0 = r \cdot \left(\frac{d\psi}{ds} + \frac{1}{R_0} \right) - \sin \psi + \frac{r}{\delta}.$$

Met vgl. (2) wordt dit:

$$\frac{d\psi}{ds} - \frac{\sin \psi}{r} + \frac{1}{R} = 0. \dots (5)$$

hierin is R de kromtestraal van de poolkromme (pk).

Ook deze betrekking is algemeen geldig.

De kromtestraal van een baanpunt gelegen binnen de buigcirkel wordt gegeven door de betrekking $\varrho = r_0 - r$.

Gebruik makend van de vgl. (1) van Euler-Savary wordt dit:

$$\varrho = \frac{r^2}{\delta \sin \psi - r} \dots (6)$$

Differentiëren van deze betrekking naar de tijd geeft:

$$\frac{d\varrho}{dt} = \frac{d\varrho}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = \varrho'(s) \cdot u = \delta \cdot \omega \cdot \varrho'(s) \dots (7)$$

waarin:

$$\varrho'(s) = \frac{(\delta \sin \psi - r) \cdot 2r \frac{dr}{ds} - r^2 \left(\sin \psi \cdot \frac{d\delta}{ds} + \delta \cos \psi \cdot \frac{d\psi}{ds} - \frac{dr}{ds} \right)}{(\delta \sin \psi - r)^2}$$

Met gebruikmaking van de vergelijkingen (4) en (5) komt er dan na enige omwerking:

$$\frac{d\varrho}{ds} = \frac{3\delta r^2 \sin \psi \cdot \cos \psi}{(\delta \sin \psi - r)^2} \left(-\frac{1}{r} + \frac{\delta + R}{3\delta R} \cdot \frac{1}{\sin \psi} - \frac{1}{3\delta} \cdot \frac{1}{\cos \psi} \right).$$

Definiëren wij nu 2 nieuwe grootheden l en m met behulp van de betrekkingen:

$$\frac{3}{l} = \frac{1}{R} + \frac{1}{\delta} \text{ en } m = -\frac{3\delta}{\delta s} \dots (8)$$

dan krijgt men met gebruikmaking van vgl. (6):

$$\frac{d\varrho}{dt} = \frac{3\delta^2 \varrho^2 \cdot \omega \sin \psi \cos \psi}{r^2} \left(-\frac{1}{r} + \frac{1}{l \cdot \sin \psi} + \frac{1}{m \cdot \cos \psi} \right) (9)$$

De door punten van het bewegende vlak doorlopen krommen bezitten in elk punt een kromtestraal, welke in het algemeen met de tijd zal veranderen.

De meetkundige plaats van die punten, waarbij

$$\frac{d\varrho}{dt} = 0$$

wordt in het Duits „Kreisungspunktkurve” genoemd en hier met k_u aangeduid.

De kromtestraal ϱ van die punten is dus gedurende een oneindig klein tijdsinterval constant.

De vergelijking van k_u in poolcoördinaten volgt nu onmiddellijk door $d\varrho/dt = 0$ te stellen:

$$\frac{\sin \psi \cos \psi}{r} = \frac{\cos \psi}{l} + \frac{\sin \psi}{m} \dots (10) (k_u)$$

De meetkundige plaats van de kromtemiddelpunten van de baanpunten op k_u , waarvoor dus $d\varrho/dt = 0$ is, wordt in de Duitse literatuur „Angelpunktkurve” genoemd en met k_a aangeduid.

Het constructieve verband tussen k_a en k_u is reeds vastgelegd in de constructie van 1.4, maar wordt in formulevorm onmiddellijk gegeven door de vgl. (1) van Euler-Savary.

Substitueren wij de waarde

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{\delta \sin \psi} + \frac{1}{r_0}$$

dan ook in vgl. (10), dan krijgen wij:

$$\sin \psi \cos \psi \left(-\frac{1}{r_0} - \frac{1}{\delta \sin \psi} + \frac{1}{l \cdot \sin \psi} + \frac{1}{m \cdot \cos \psi} \right) = 0,$$

welke vgl. met de definitie

$$\frac{1}{l_0} = \frac{1}{l} - \frac{1}{\delta} \dots (11)$$

omgewerkt kan worden tot:

$$\frac{\sin \psi \cos \psi}{r_0} = \frac{\cos \psi}{l_0} + \frac{\sin \psi}{m} \dots (12) (k_a)$$

1.6 De ontarding van k_u en k_a in een cirkel en een rechte

In het algemeen is ook δ , de diameter van de buigcirkel, een functie van de tijd.

Voor die ogenblikken, waarvoor de grootte van de buigcirkel gedurende een infinitesimaal klein tijdje dt constant blijft, dus voor

$$\frac{d\delta}{dt} = 0, \text{ of } \frac{d\delta}{ds} = 0,$$

volgt direct, dat $m \rightarrow \infty$.

De vgl. (10) van k_u levert ons bij deze limietovergang:

1e $\cos \psi = 0$ en dus $\psi = \pi/2$ of wel de poolnormaal.

2e $r = l \cdot \sin \psi$, d.i. een cirkel, die in P raakt aan de poolraaklijn en een diameter = l heeft.

De vgl. voor k_u wordt bij deze limietovergang:

$1e \cos \psi = 0$ en dus $\psi = \pi/2$ of ook weer de poolnormaal.

$2e r_o = l_o \cdot \sin \psi$, d.i. een cirkel, die in P raakt aan de poolraaklijn en $l_o = PL_o$ als diameter heeft.

Zowel k_u als k_a ontaarden in een cirkel en in de poolnormaal.

1.7 De betekenis van het punt van Ball (U)

Het snijpunt van k_u met de buigcirkel wordt het punt van Ball genoemd.

Blijkens vgl. (9) kan voor de vgl. van k_u geschreven worden

$$\frac{1}{\rho^2} \frac{d\rho}{dt} = 0,$$

zodat voor het punt van Ball als punt van k_u geldt:

$$\frac{d}{dt} \frac{1}{\rho} = 0$$

en als punt van de buigcirkel:

$$\frac{1}{\rho} = 0,$$

waaruit volgt, dat een infinitesimaal klein tijdje dt later $1/\rho \text{ nog} = 0$ is.

De kromtestraal van dat baanpunt, dat tevens punt van Ball is, blijft dus gedurende een infinitesimaal klein tijdje dt oneindig groot.

Het punt van Ball ligt dus op de omhullende van opeenvolgende buigcirkels.

Daarbij is de poolbaan natuurlijk een andere tak van deze omhullende.

Voor het geval, dat k_u ontaard is in een cirkel die in P raakt aan de poolraaklijn, en in de poolnormaal, valt het punt van Ball samen met de buigpool W .

Dat er in het algemeen ook maar één punt van Ball te vinden is, zien wij onmiddellijk in, door, gebruik makend van de vgl. voor de buigcirkel, de waarde $r = \delta \sin \psi$ in te vullen in de vgl. (10) voor k_u .

Wij vinden dan

$$\text{tg } \psi = -\frac{m}{l_o},$$

de vgl. van een rechte die de buigcirkel behalve in de pool P ook nog in dat éne punt van Ball snijdt.

2. Synthese van stangenvierzijden, uitgaande van een bekend mechanisme met equivalente bewegingsvorm

2.1 De betekenis van de pool als uitgangspunt voor het bepalen van de hoofdafmetingen van vervangingsmechanismen

Een vervangingsmechanisme is een mechanisme waarvan één lichaam gedurende een bepaalde tijd dezelfde beweging beschrijft als een lichaam van het oorspronkelijk gekozen mechanisme.

Wordt deze bepaalde tijd *infinitesimaal klein* gekozen, dan spreekt men ook nog van vervangingsmechanismen.

Een vervangingsmechanisme zal in elk geval dezelfde pool moeten hebben als het oorspronkelijke, daar dan de door punten doorlopen banen op een bepaald tijdstip dezelfde raaklijn bezitten.

De overeenstemming is dan slechts „2-puntig” (zie figuur 6).

2.2 De betekenis van de pool en de buigcirkel als uitgangspunt voor het construeren van vervangingsmechanismen

Heeft een vervangingsmechanisme dezelfde buigcirkel

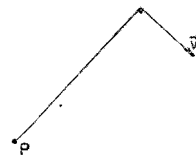


Fig. 6.

als het oorspronkelijke, dan is de overeenstemming al „3-puntig”, daar elk baanpunt voor beide mechanismen hetzelfde kromtemiddelpunt bezit.

Dit blijkt uit de constructie van een kromtemiddelpunt van 1.4, die slechts gebaseerd is op de gegeven pool en bc .

Voor beide mechanismen is de kromtestraal ($\rho = \alpha A$) dus ook dezelfde (zie figuur 7).

De osculatie- of kromtecirkel heeft 3 punten met de baan gemeen.

Daar de kromtecirkel dezelfde is voor beide mechanismen, hebben de banen onderling dus ook 3 punten met elkaar gemeen.

Uitgaande van de pool en de bc , alléén, kunnen wij dus diverse stangenvierzijden construeren, waarvan de koppelstangen gedurende 3, oneindig dicht opeenvolgende tijdstippen dezelfde bewegingen maken (zie figuur 8).

2.3 De betekenis van de pool, bc , en k_u als uitgangspunt voor het construeren van vervangingsmechanismen

Sprak het in de vorige paragraaf nog min of meer vanzelf, dat de buigcirkel volkomen willekeurig gekozen mocht worden (hij moest alleen door de pool gaan), voor de k_u zullen wij dit apart moeten bewijzen.

De vgl. voor k_u is bepaald door de constanten l en m , die gedefinieerd waren door de vergelijkingen (8).

Bij gegeven bc , is de δ bekend.

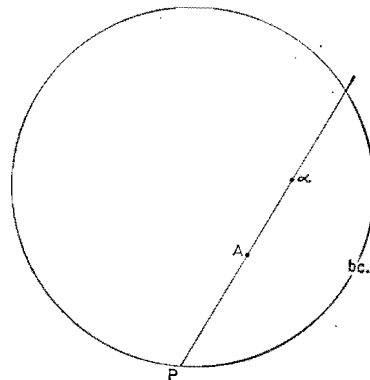


Fig. 7.

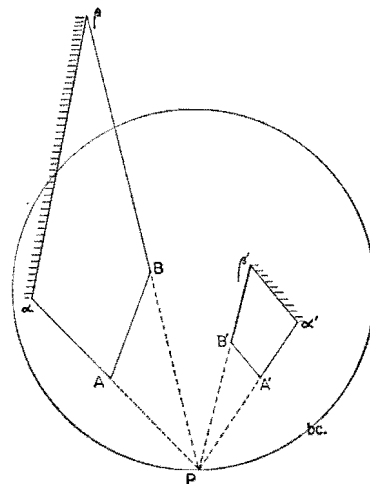


Fig. 8.

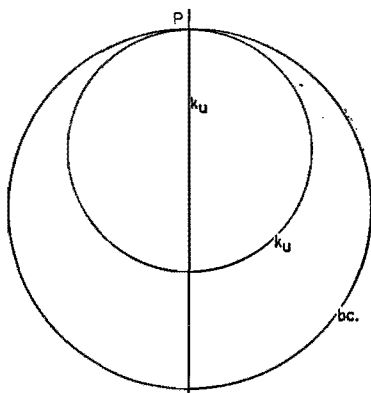


Fig. 9.

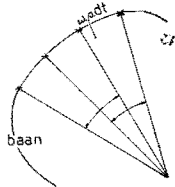


Fig. 10.

Dit legt de kromtestraal (R) van de poolkromme zelf nog niet vast, daar deze alleen gebonden is door vgl. (2), zodat blijkens (8) de l -waarde toch nog willekeurig gekozen mag worden.

De m bevat de waarde $d\delta/dt$ en kan dus ook willekeurig gekozen worden.

Daarmee is bewezen, dat de k_u bij gegeven pool en bc . uitsluitend bepaald is door zijn aard, maar overigens volkomen willekeurig gekozen mag worden.

Hebben vervangingsmechanismen onderling dezelfde pool, bc . en k_u , dan is de overeenstemming reeds „4-puntig” (zie figuur 9).

Dit moge blijken uit het volgende:

het bewegende vlak is bepaald door de positie van 2 baanpunten van dat vlak; denken wij voorts dit bewegende vlak oneindig groot, dan kunnen wij deze 2 baanpunten altijd willekeurig kiezen; voor de gang van het betoog kiezen wij beide op k_u , maar voor deze baanpunten geldt weer, dat

$$\frac{d\theta}{dt} = 0.$$

M.a.w. de kromtestraal is niet alleen even groot, omdat de mechanismen dezelfde bc . hebben, maar hij blijft ook nog gedurende een infinitesimale kleine tijd constant.

Dit zal alleen het geval zijn, indien een baanpunt een tijdje dt langer op zijn kromtecirkel blijft, zodat deze kromtecirkel geen 3, maar 4 punten met de baan gemeen heeft (zie figuur 10).

De banen hebben dus ook onderling 4 punten met elkaar gemeen.

Wij kunnen zeggen, dat de k_u de meetkundige plaats is van die baanpunten, die een 4-puntige aanraking hebben met hun kromtecirkel.

Uitgaande van de pool, bc . en k_u kunnen wij, zoals gedaan is in figuur 11, diverse stangenvierzijden construeren, waarvan de koppelstangen gedurende 4, oneindig dicht opeenvolgende, tijdstippen dezelfde bewegingen maken.

Deze elkaar vervangende mechanismen hebben omgekeerd ook dezelfde k_u , daar ze gedurende een bepaalde tijd dezelfde beweging maken en één bewegend vlak op een bepaald tijdstip slechts één k_u heeft.

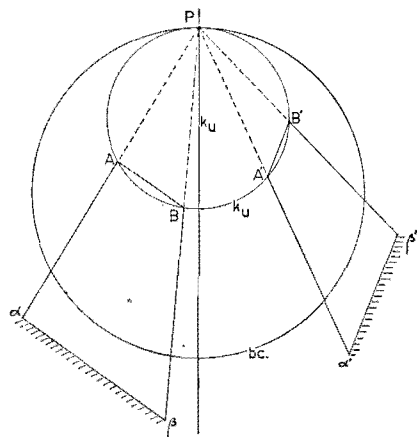


Fig. 11.

2.4 De equivalente betekenis van k_u en k_a voor vervangingsmechanismen

In plaats van de pool, bc . en k_u , hadden wij ook de pool, bc . en k_a als uitgangspunt kunnen nemen voor het construeren van vervangingsmechanismen.

Ook k_a kunnen wij weer willekeurig kiezen, daar deze kromme bepaald is door de constanten l_0 en m en daar ook l_0 willekeurig gekozen mag worden, zoals blijkt uit de betrekking:

$$\frac{3}{l_0} = \frac{1}{R} - \frac{2}{\delta}.$$

Bij gegeven pool en bc . is dus k_a geheel bepaald door zijn aard, maar overigens mag k_a volkomen willekeurig gekozen worden.

Het is gemakkelijk in te zien, dat k_a de meetkundige plaats is van de kromtemiddelpunten van die baanpunten, die een 4-puntige aanraking hebben met hun kromtecirkel.

Uitgaande van de pool, bc . en k_a kunnen wij ook hier diverse stangenvierzijden construeren, waarvan de koppelstangen gedurende 4 oneindig dicht opeenvolgende tijdstippen dezelfde bewegingen maken.

Uit de bc . en k_a is k_u direct te construeren met behulp van de constructie van 1.4, zodat slechts één van beiden (k_u of k_a) willekeurig gekozen kan worden: de ander is dan direct te bepalen met behulp van de bc .

2.5 Hypocycloïdale beweging benaderd door een stangenvierzijde

Als oorspronkelijk mechanisme wordt nu een cirkel gekozen, die rolt binnen een andere cirkel. Dit mechanisme voert een zgn. hypocycloïdale beweging uit.

Wegens het constant blijven van de kromtestralen van de poolkromme (R) en van de poolbaan (R_0) blijft ook δ constant en ontaardt de k_u in een cirkel, die in P aan de poolraaklijn raakt, en in de poolnormaal.

De pool, bc . en de ontaarde k_u -kromme zijn dus door deze beweging volledig vastgelegd.

Wij zijn nog volkomen vrij in het kiezen van de R en de R_0 . Uit de vergelijkingen

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\delta}$$

en

$$\frac{2}{R} - \frac{1}{R_0} = \frac{3}{l}$$

zien wij echter, dat wij in plaats van R en R_0 evengoed de grootheden δ en l hadden kunnen kiezen.

Daaruit blijkt, dat ook in het ontaarde geval de onafhankelijke keuze van k_u en bc . blijft gehandhaafd.

Wij kunnen nu het oorspronkelijke mechanisme „vergeten” en uitgaan van de pool, $bc.$ en k_u — als cirkel en poolnormaal — om daarbij een stangenvierzijde te construeren.

Deze stangenvierzijde voert dan gedurende 4, oneindig dicht opeenvolgende, tijdstippen een hypocycloïdale beweging uit.

Ook de k_a ontardt bij deze hypocycloïdale beweging in een cirkel en een rechte.

Overigens zien wij met de betrekking

$$\frac{1}{l_o} = \frac{1}{l} - \frac{1}{\delta}$$

meteen, dat wij in plaats van δ en l evengoed de grootheden δ en l_o hadden kunnen kiezen.

In het vervolg zullen wij dan ook uitgaan van de pool, de $bc.$ en de k_a — als cirkel met diameter $PL_o = l_o$ en poolnormaal —.

Wij kunnen daarbij de cirkel van k_u construeren met de betrekking

$$\frac{1}{l} - \frac{1}{l_o} = \frac{1}{\delta}$$

Het is echter eenvoudiger terug te grijpen op onze constructie van een baanpunt L , indien de buigcirkel, de pool P en het kromtemiddelpunt L_o gegeven zijn.

Zie de speciaal gekozen plaats van het punt X in figuur 12.

Uitgaand van $PL_o = l_o$ en $PW = \delta$ vindt men: $PL = l$.

2.6 Het punt van Ball, toegepast bij een rechtgeleiding

Ook het punt van Ball, dat in ons geval samenvalt met de buigpool, heeft, omdat het een punt van k_u is, een 4-puntige aanraking met de raaklijn aan zijn baan, die hier evenwijdig aan de poolraaklijn loopt.

Het punt van Ball in het oorspronkelijke mechanisme valt samen met het punt van Ball van het vervangingsmechanisme.

Immers beide mechanismen hebben dezelfde $bc.$ en k_u en dus ook hetzelfde snijpunt met dezelfde eigenschap.

Bij constructies voor rechtgeleidingen bij kranen, maar ook bij andere mechanismen, waar delen van rechte lijnen doorlopen moeten worden, is het van belang het „koppelpunt” (hier de topschijf) dat een rechte lijn moet beschrijven, te laten samenvallen met het punt van Ball.

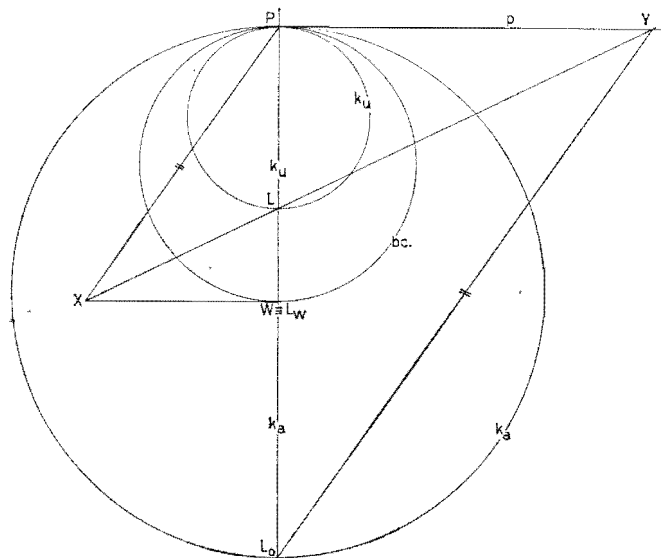


Fig. 12.

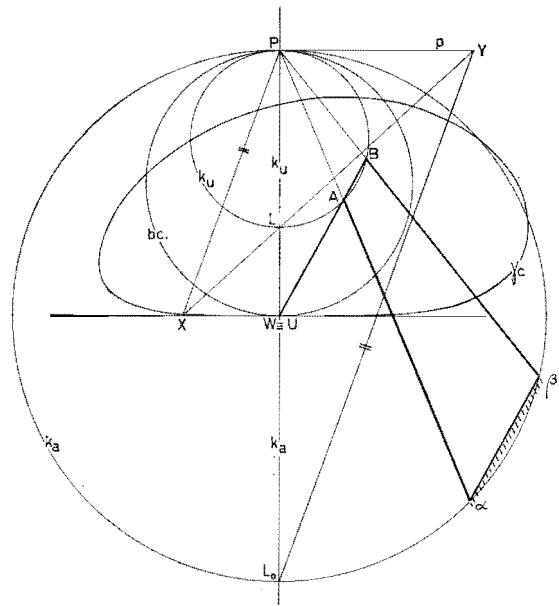


Fig. 13.

Daar de koppelkrommen van een stangenvierzijde in het algemeen continu verlopende banen zijn, zal het koppelpunt, dat samenvalt met het punt van Ball, over een groot stuk van zijn baan een nagenoeg rechte lijn beschrijven.

2.7 Constructie van de „Doppellenker”

Uitgaand van de pool, de buigcirkel en de k_a — als cirkel en poolnormaal — construeren wij de k_u -cirkel.

Kies nu de draaipunten A en B (bijv. op één lijn met de buigpool $W = U$) op k_u en bepaal de bijbehorende kromtemiddelpunten (vaste draaipunten) α en β op k_a .

De „Doppellenker” is dan bepaald door de punten α , A , β , B en U .

Opgemerkt zij nog, dat in de getekende stand $AB \parallel \alpha\beta$ komt te lopen.

Uitgaand van een stangenvierzijde ($\alpha A \beta B$) met $AB \parallel \alpha\beta$ is ook meer rechtstreeks te bewijzen, dat zowel k_u als k_a onttaarden in een cirkel en een rechte. Hoewel met figuur 13 ook meetkundig is te bewijzen, dat $AB \parallel \alpha\beta$ komt te lopen.

II. Praktische toepassing

1. Inleiding

De gebruiker zal aan de ontwerper van de „Doppellenker” verschillende voorwaarden stellen. Daarbij zijn de volgende drie gegevens de belangrijkste:

1. de grootte van de maximum- en minimumvlucht;
2. de afstand van het draaipunt van de drukboom tot de spil;
3. de hoogte van de lastweg tot het draaipunt van de drukboom.

Bij de laatste voorwaarde is op te merken, dat in verband met het slingeren van de last of de grijper de topschijf zich zo laag mogelijk moet bevinden, doch tevens zo hoog, dat de last of de grijper over de zich rond de kraan bevindende obstakels, zoals bijv. de masten van schepen enz. moet kunnen zwenken.

2. Constructie

Aan de hand van de hierboven genoemde voorwaarden zullen wij nagaan, hoe wij de kraan van figuur 13 kunnen ontwerpen.

Wij beginnen met een verticale lijn — de spil van de

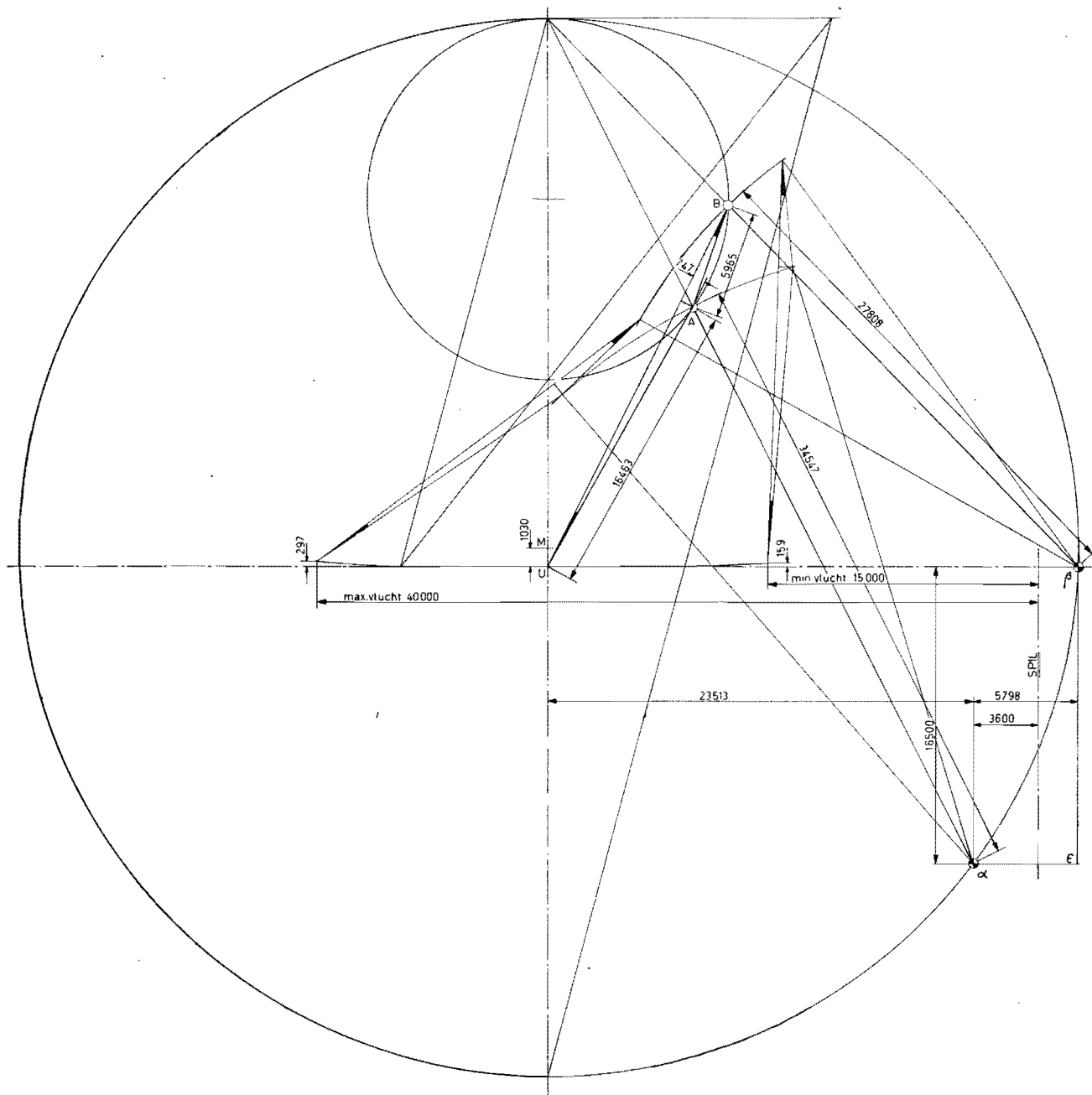


Fig. 16.

3. Diagram

Het is echter denkbaar, dat de eerder genoemde voorwaarden te scherp zijn gesteld, met als gevolg dat de lastweg aan de einden te hoog oploopt. Ook is het denkbaar, dat bij de minimumvlucht de hoek gevormd door een verticaal en de lijn over de draadschijven resp. in U en B te klein, ja zelfs negatief kan worden.

Om aan deze moeilijkheid tegemoet te komen is een diagram opgesteld met behulp waarvan de voorwaarden bij voorbaat gecontroleerd kunnen worden en waarmee ook de verticaal door het punt U op de juiste plaats kan worden gekozen. Het is namelijk niet nodig, dat het punt U de gemiddelde vlucht voorstelt; dit punt kan links of rechts hiervan liggen. Naar links — bij verplaatsing van U naar de maximumvlucht — worden de hoofdafmetingen van de kraan groter, naar rechts — bij verplaatsing naar de minimumvlucht — kleiner (zie figuur 15).

Bij de opzet van het diagram stellen wij allereerst vast, dat de constructie ons in wezen nog 4 vrijheden overlaat, te weten:

1. en 2. de beide coördinaten t en s van het punt U ten opzichte van het draaipunt α ;
3. de plaats van het middelpunt M van de grote cirkel willekeurig op de verticaal door het punt U ;
4. de plaats van het draaipunt β op de grote cirkel.

Daar de afmetingen van de kraan altijd nog met een bepaalde factor vergroot of verkleind kunnen worden, houden wij in wezen nog slechts 3 vrijheden over; één daarvan is de relatieve grootte t/s .

Het middelpunt M kiezen wij in eerste instantie in het punt U ; het wordt later eventueel nog verplaatst als laatste variatiemogelijkheid.

Het punt M kan trouwens slechts weinig op de verticaal uit het midden van de lastweg genomen worden, daar men anders al spoedig tot abnormale kraanafmetingen komt.

De plaats van β op de grote cirkel bepaalt direct de vorm van de giek; immers β bepaalt weer de plaats van B .

Het blijkt, dat de vorm van de giek géén invloed heeft op de grootte van de maximumvlucht.

Hierbij is aangenomen, dat de topschijf aan de einden van de lastweg niet meer dan 3% van de afstand t omhoog komt.

De minimumvlucht is echter wél sterk afhankelijk van de vorm van de giek, deze wordt n.l. bovendien bepaald door een minimumhoek van circa 3° die \overline{UB} in de meest ingeopte stand met een verticaal mag maken.

Het heeft daarom zin om voor de minimumvlucht 4 verschillende gevallen te onderscheiden, die stuk voor stuk neerkomen op het aannemen van de plaats van β op de grote cirkel:

1. de punten U , A en B liggen op één lijn;
2. het punt β ligt op de lastlijn;
3. de verhouding $\overline{UA} : \overline{AB} = 2 : 1$;
4. β ligt verticaal boven α .

Elk geval correspondeert met een bepaalde minimumvluchtlijn in het diagram.

In dit diagram is verticaal de verhouding t/s uitgezet, en horizontaal de maximum- en minimumvlucht, verminderd met de afstand van α tot de spil, in meters voor $t = 10$ m.

Het diagram geeft aanleiding tot de volgende opmerkingen:

Op de eerste plaats blijkt, dat links van de lijn hierboven bedoeld onder (1) A links ligt van de lijn \overline{UB} , terwijl rechts van de lijn (1) A rechts ligt van \overline{UB} .

Ligt A links van \overline{UB} dan wordt de minimumvlucht verkleind. Ligt A rechts dan wordt ze vergroot.

Vervolgens dat de verhouding t/s voor de lijn (1) niet te klein gekozen mag worden, daar anders de drukboom de trekboom zal gaan kruisen.

Voorts dat bij de punten links van de lijn (2) het punt α onder de lastlijn en rechts van (2) β boven de lastlijn ligt.

Tenslotte dat links van de lijn (3) de verhouding $\overline{UA} : \overline{AB}$ groter dan 2 en rechts kleiner dan 2 wordt.

Bovendien kan worden opgemerkt, dat door de verhouding t/s klein te houden de hoofdafmetingen van de kraan ook kleiner worden.

4. Voorbeeld

Wij zullen nu de hoofdafmetingen van een „Doppel-lenker” bepalen aan de hand van de volgende gegevens:

maximumvlucht 40 000 mm
 minimumvlucht 15 000 mm
 $t = 16\,500$ mm
 $f = 3600$ mm

Wij merken allereerst op, dat wij alle gegevens eerst door 1,65 moeten delen om de schaal in overeenstemming te

brengen met die van het diagram, dat opgesteld is voor $t = 10\,000$ mm.

Voor de maximumvlucht krijgen wij dus

$$\frac{40\,000 - 3600}{1,65} \approx 22\,000 \text{ mm}$$

en voor de minimumvlucht

$$\frac{15\,000 - 3600}{1,65} \approx 7000 \text{ mm.}$$

Wanneer wij deze maten in het diagram tekenen, zien wij dat het snijpunt van de minimumvlucht met de kromme van „ β op de lastweg” hoger ligt dan het snijpunt van de maximumvlucht met de maximumvluchtkromme.

Was dit net andersom het geval, dan namen wij de kleinste waarde voor t/s en kon de maximumvlucht zelfs nog groter gekozen worden.

Willen wij in ons geval echter toch de voorwaarden handhaven, dan staat ons alleen nog de variatiemogelijkheid ter beschikking van het middelpunt M van de grote cirkel op de verticaal door U .

Leggen wij het punt M boven U , dan worden de hoofdafmetingen en de lengte van de lastweg groter; beneden U daarentegen kleiner.

Wij nemen daarom $\overline{UM} = +1030$ mm.

Gaan wij uit van de gemiddelde waarde van $t/s = 0,7$ dan vinden wij voor

$$s = \frac{1,65 \cdot 10\,000}{0,7} \approx 23\,500 \text{ mm.}$$

Uitgaande van de bovenstaande gegevens is de kraan van figuur 16 geconstrueerd, waarvan bovendien nog de zuivere afmetingen volledig zijn berekend met behulp van de 4 vrijheden \overline{UM} , t , s en β .

De berekening is numeriek gecontroleerd door de groep wiskunde van de T.H. Eindhoven; door J. J. M. Bakker, litt. drs. is medewerking verleend om tot een aansluitend geheel van het artikel te komen.

Litteratuur.

- [1] HELLMUT ERNST, Die Hebezeuge Bd. II, Winden und Krane.
- [2] W. KONIETSCHKE, „Über Last und Eigengewichtsausgleich an Wippkranen”, Ing.-Archiv, Bd. 12 (1941) Heft 3, S. 133/157.
- [3] R. KRAUS, „Entwerfen von Geradföhrungen II: Gelenkvierecke für angenäherte Geradföhrungen durch unendlich benachbarte Koppelpunktstagen”, Feinwerktechnik, Jg. 57, H. 1, 1953.
- [4] W. LICHTENHELDT, „Konstruktionstafeln für Geradföhrungsmechanismen: Die Verwendung des Ballschen Punktes bei der Ermittlung der Abmessungen von Lenkergeradföhrungen”, Maschinenbautechnik 7 (1958) no. 11, S. 608/611.
- [5] R. MÜLLER, Einführung in die theoretische Kinematik Springer, Berlin 1932.
- [6] W. MEYER ZUR CAPELLEN, Ing.-Archiv. 17 (1949) S. 308. 25 (1957) S. 140.
- [7] R. BEYER, Kinematische Getriebesynthese. Berlin/Göttingen/Heidelberg 1953.
- [8] W. MEYER ZUR CAPELLEN: „Die Beschleunigungsänderung I”, Ing.-Archiv 27 (1959).

Stoomketel en turbine van zeer groot vermogen ¹⁾

De Central Electricity Generating Board in Groot Britannië heeft voor de centrale Thorpe Marsh bij Doncaster, Yorkshire, de grootste stoomketel met één vuurhaard ter wereld besteld: een poederkoolgestookte stralingsketel met een stoomproductie van 1700 ton per uur. De ketel levert stoom van 168 kg/cm² en 568° C. De stoomturbine behorende bij deze ketel heeft een vermogen van 550 000 kW. Het is een 2-assige machine.

De ketel wordt meer dan 50 meter hoog en krijgt één elektrisch gelaste stoomdrum, die 40 meter lang is en 265 ton weegt. De ketel wordt ingericht voor herverhitting van de stoom. Het kolenverbruik zal ca. 5000 ton per dag bedragen.

De stoomturbine is verdeeld in twee naast elkaar gelegen gedeelten, elk van 275 MW en elk gekoppeld met een generator. Het hogedruk gedeelte heeft een toerental van 3000 omw./min, het lagedruk gedeelte een toerental van 1500 omw./min. De splitsing van het vermogen over twee assen heeft het voordeel, dat het niet nodig is het totale vermogen in één zeer grote generator onder te brengen. Ook voor de turbine biedt de splitsing van het vermogen over twee assen voordelen. Voor het hogedruk gedeelte is een hoog toerental geschikt, terwijl voor het lagedruk gedeelte een laag toerental gewenst is met het oog op de vereiste grote doortocht in de laatste expansietrappen. Voorts kunnen de omstandigheden voor de opstelling van de turbine leiden tot de keuze van een twee-assige uitvoering.

Fabrikant van de ketel is Babcock & Wilcox Ltd. van de turbine de Associated Electrical Industries Ltd. (AEI), Manchester, voorheen Metropolitan Vickers.

C. v. G.

¹⁾ Bericht van Gebr. Stork & Co, Hengelo.

BOEKENNIEUWS

A. H. CHURCH, **Mechanical Vibrations**. XII + 275 blz. 23 × 15 cm, 178 fig., 12 tab. Uitg.: John Wiley and Sons inc. New York. Gebonden \$ 6.75.

Het boek, dat hier besproken wordt, behandelt het gebied der mechanische trillingen en de balancerings. Het wil met een minimum aan voorkennis zoveel mogelijke problemen en oplossingsmethoden voor dit soort vraagstukken geven. Dit brengt noodzakelijkerwijze mede, dat het niveau, waarop dit geschiedt, niet 'al te hoog kan zijn. Als een inleidende tekst is het boek dan ook wel geschikt speciaal voor hen, die hun hoofdtaak niet op het gebied der trillingen hebben liggen maar die hier slechts zijdelings mee te maken hebben.

De onderwerpen, die ter sprake komen, zijn: Vrije en gedwongen trillingen, gedempt en ongedempt, met één graad van vrijheid. Systemen met twee vrijheidsgraden. Torsie- en buigingstrillingen voor n discrete massa's. Balancerings en tenslotte de elektrische analogieën. De behandeling van de systemen met één vrijheidsgraad is

goed en vrij volledig en beslaat bijna de helft van het gehele boek. Door het invoeren van een nieuwe naam nl. de cyclic frequency f naast de circular frequency ω , verbonden door de bekende betrekking $\omega = 2\pi f$ maakt de schrijver m.i. de kans op verwarring alleen nog maar groter. Van de systemen met twee vrijheidsgraden komen slechts de gevallen zonder demping ter sprake en beperkt de schrijver zich tot de meest bekende resultaten.

De torsie- en buigingstrillingen van n massa's wordt zodanig uiteengezet, dat een inzicht in het gedrag van eenvoudige systemen wel duidelijk wordt. Zowel de Holzer methode als ook de Rayleigh en Stodola-methoden worden aan de hand van enige uitgewerkte voorbeelden zonder demping uitgewerkt en besproken. In dit hoofdstuk wordt tevens een overzicht gegeven van het krachterspel in het kruk-drijfmechanisme. In een apart hoofdstuk behandelt de schrijver de equivalentie van bepaalde machinedelen, welke in vorm afwijken van de geïdealiseerde, waarop de gangbare formules betrekking hebben, en wel voor verschillende grootheden zoals traagheidsmoment, stijfheid, koppeling enz.

Hiervoor worden dan de zgn. reductieformules ingevoerd. Een min of meer gefundeerde afleiding van deze reductieformules is alleen voor de meest elementaire gevallen aangegeven. Het gebruik ervan wordt echter m.b.v. voorbeelden duidelijk geïllustreerd.

Bij het bepalen van kritische toerentallen komen ook de factoren, welke invloed hierop uitoefenen ter sprake, zonder dat er dieper op ingegaan wordt.

Een methode, geschikt voor het bepalen van hogere eigen-frequenties, hier de methode van Prohl genoemd echter beter bekend onder de naam van Southwell (1921), wordt duidelijk uiteengezet en aan de hand van voorbeelden geïllustreerd. Deze methode heeft veel aan belangrijkheid gewonnen voor meer ingewikkelde systemen, speciaal indien men over een rekenmachine beschikken kan.

Het komt niet zo vaak voor, dat men ze in een boek behandeld ziet.

De hoofdstukken over balanceren en elektrische analogieën tenslotte geven slechts een beknopte inleiding tot deze onderwerpen, waarbij echter de grondslagen duidelijk uiteengezet worden.

Het gehele boek is rijkelijk voorzien van opgaven aan het eind van elk hoofdstuk (in totaal ongeveer 210) en veel voorbeelden zijn geheel tot in detail uitgewerkt. In het gehele boek wordt gebruik gemaakt van het Angelsaksische eenhedenstelsel (lb, inch, sec) hetgeen echter geen onoverkomelijk bezwaar behoeft te zijn, om er toch een nuttig gebruik van te maken.

Resumerend zou ik dit boek willen aanbevelen voor belangstellenden, die wel eens met mechanische trillingen te maken hebben en voor hen, die een eerste inleiding (vooral op de toepassingen gericht) tot dit vak willen hebben, die meer in de breedte dan in de diepte gaat.

Ir. J. J. P. Geerlings.

Inhoud WERKTUIG- EN SCHEEPSBOUW 9: Kinematische constructie voor het bepalen van de hoofdafmetingen van topkranen van het „Doppellenker“-type, door E. A. DIJKSMAN, phys. drs. en H. VAN HELDEN. — Korte Technische Berichten; Stoomketel en turbine van zeer groot vermogen, door C. v. G. — Boekennieuws; A. H. Church. Mechanical Vibrations, door ir. J. J. P. GEERLINGS.