

DE SPANNINGSVERDELING IN EEN KNOOPPLAAT

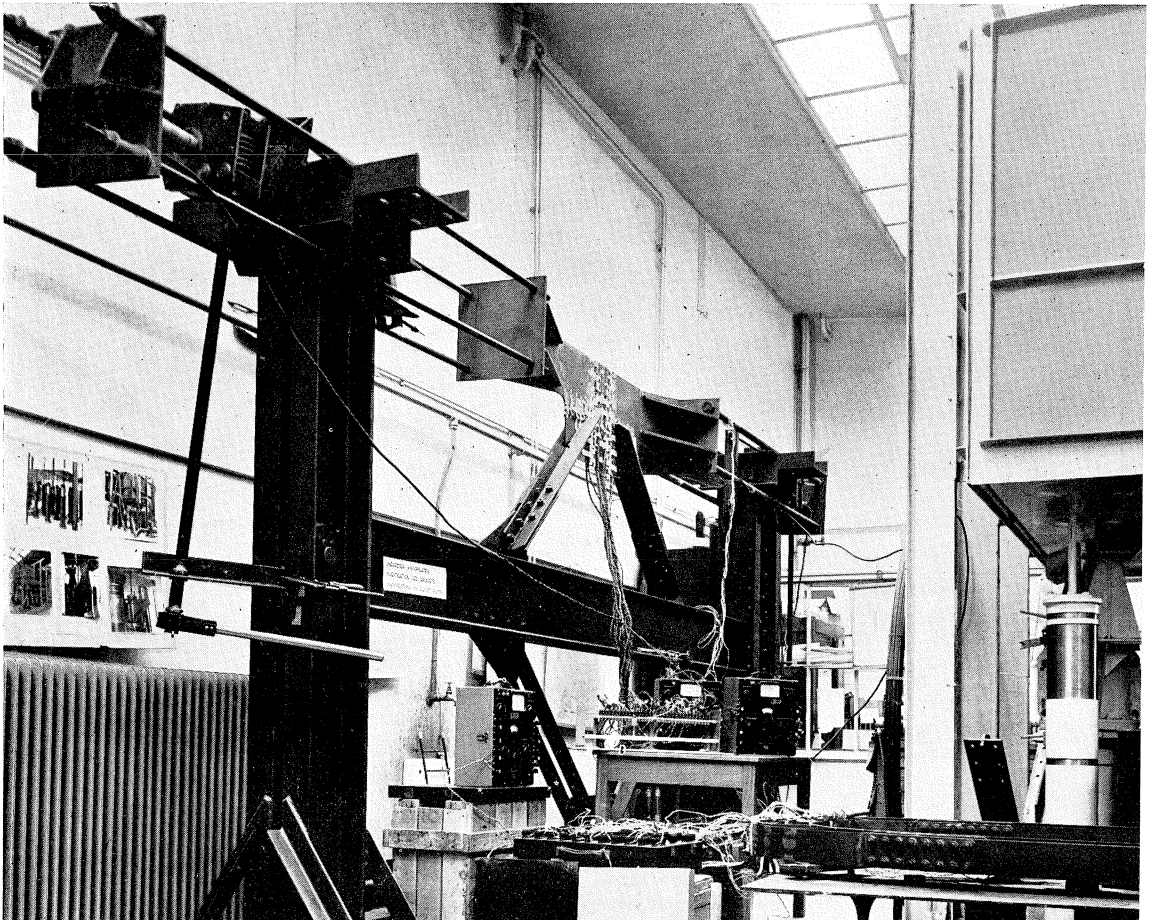
Voor de berekening van knoopplaten in vakwerkconstructies werden op grond van een theoretisch onderzoek enkele eenvoudige formules bepaald. De betrouwbaarheid van deze rekenvoorschriften werd getoetst aan de resultaten van een experimenteel onderzoek.

De laatste decennia is zowel in het laboratorium als met uitgevoerde staalconstructies ervaren, dat speciaal bij sterk dynamische belastingen vermoeiingsverschijnselen in het staal optreden. In verband hiermee is het zeer gewenst spanningsconcentraties te vermijden, alsmede een zo goed mogelijk inzicht te verkrijgen in de werkelijke elastische spanningstoestand in de gehele constructie. Met het oog hierop is een theoretisch en experimenteel onderzoek verricht naar de spanningsverdeling in een knoopplaat zoals deze voorkomt in vakwerkbruggen en welke een zuivere dwarskracht overbrengt.

Theoretisch onderzoek naar de spanningsverdeling

De knoopplaat van het knooppunt K (zie fig. 2a) wordt gedacht geen deel uit te maken van het profiel van de bovenrand. Nemen we aan, dat in de diagonalen tegengestelde krachten werken van gelijke grootte, $P\sqrt{2}$ ton,

Fig. 1. Knoopplaat in de beproevingsinstallatie.



dan brengt de knoopplaat een dwarskracht over van P ton. De uitwendige krachten, die op de knoopplaat aangrijpen kunnen we weergeven volgens fig. 2b. In de knoopplaat heerst een vlakke spanningstoestand, waarvoor de vergelijking van Airy geldt:

$$\frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + \frac{2\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = 0.$$

Hierin is F een functie van x en y , waarvoor geldt:

$$\sigma_u = \frac{\partial^2 F}{\partial v^2}, \quad \sigma_v = \frac{\partial^2 F}{\partial u^2} \quad \text{en} \quad \tau_{uv} = -\frac{\partial^2 F}{\partial u \partial v}$$

als u en v twee willekeurige loodrecht op elkaar staande assen in het vlak van de plaat zijn.

Fig. 2a. Aansluiting van de diagonalen van een vakwerk aan de bovenrand in knooppunt K. De knoopplaat in K brengt een dwarskracht P over.

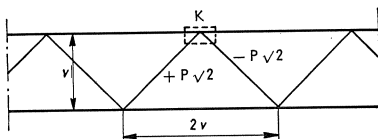
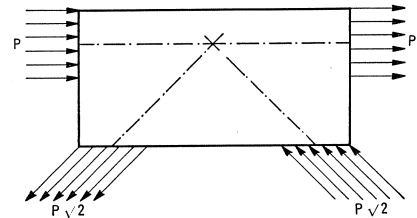


Fig. 2b. Onderstelde uitwendige krachten.



De vergelijking van Airy heeft dezelfde vorm als de differentiaalvergelijking voor de doorbuiging w van een op buiging belaste stijve plaat, met dit verschil, dat de belastingsterm nul is.

De spanningsfunctie F kunnen we dus voorstellen door de zakkingswaarden van een plaatmodel waarvan de vorm dezelfde is als van de beschouwde knoopplaat en waarvan de randen gedwongen zijn tot een bepaald verloop, dat afhankelijk is van de randvoorwaarden voor de spanningsfunctie F . Dit gedwongen verloop is vrij eenvoudig te bepalen. Is b.v. langs een (recht) randgedeelte u van de knoopplaat een constante spanning σ_v aanwezig, loodrecht op deze rand en in het vlak van de plaat, dan moet deze rand een zakkingsverloop hebben volgens een tweedegraads parabool. Immers $\sigma_v = \frac{\partial^2 F}{\partial u^2} = \text{constant}$. Heeft dus F langs de rand u een parabolisch verloop, dan is de tweede afgeleide in de richting u constant.

Het is duidelijk, dat een rechtlijnig zakkingsverloop van een rand behoort bij een grens, waar geen normaalspanning werkt ($\sigma_v = \frac{\partial^2 F}{\partial u^2} = 0$ als F in u -richting lineair verloopt).

De schuifspanning τ langs een rand u wordt voorgesteld door $-\frac{\partial^2 F}{\partial u \partial v}$.

De tangens van de raaklijn in v -richting komt overeen met $\frac{\partial F}{\partial v}$. Verloopt deze tangens in u -richting lineair, dan is de afgeleide in u -richting van de tangens constant. Dus de schuifspanning $\tau = -\frac{\partial^2 F}{\partial u \partial v}$ langs u is constant. Zijn de raaklijnen in v -richting voor de verschillende punten van u evenwijdig, dan is $\frac{\partial^2 F}{\partial u \partial v} = 0$ d.w.z. op de rand werkt geen schuifspanning.

Op grond van het bovenstaande komt men zonder moeite tot het model van de spanningsfunctie F van Airy voor een knoopplaat met de belasting volgens fig. 2b. Dit is schematisch weergegeven in fig. 3.

De zakkingswaarden werden bij het uitgevoerde model gemeten in de snijpunten van een stramien van loodrecht op elkaar staande lijnen. Zij konden echter niet zonder meer worden gebruikt voor het bepalen van de spanningen, daar hierbij, door het tweemaal differentiëren in een punt, de nauwkeurigheid sterk achteruitgaat en niet voldoende bleek te zijn. De gemeten waarden dienden dus nauwkeuriger te worden bepaald, waartoe deze werden vereffend volgens de relaxatiemethode zoals o.m. door Southwell is aangegeven. De differentiaalvergelijking in F wordt daartoe vervangen door de differentievergelijking

$$\frac{\Delta^4 F}{\Delta x^4} + 2 \frac{\Delta^4 F}{\Delta x^2 \Delta y^2} + \frac{\Delta^4 F}{\Delta y^4} = 0.$$

Met behulp van deze vergelijking kan de waarde van F voor elk meetpunt worden uitgedrukt in de waarden van F voor de omringende punten. Uiteraard blijkt dan de aldus gevonden waarde af te wijken van de gemeten waarde.

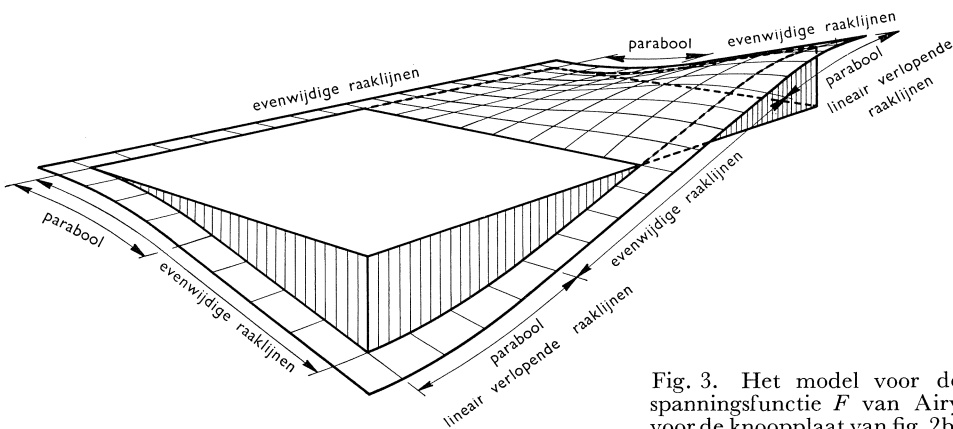


Fig. 3. Het model voor de spanningsfunctie F van Airy voor de knoopplaat van fig. 2b.

Deze laatste wordt dan echter vervangen door de aldus bepaalde, waarna in het beschouwde punt aan de differentievergelijking is voldaan. Achtereenvolgens wordt deze bewerking op alle punten toegepast, wat echter steeds zijn terugslag heeft op voorafgaande punten, die dan uiteraard niet meer voldoen aan de differentievergelijking. De bewerking dient dus vele malen te worden herhaald, — men vergelijkje haar met de vereffeningsmethode van

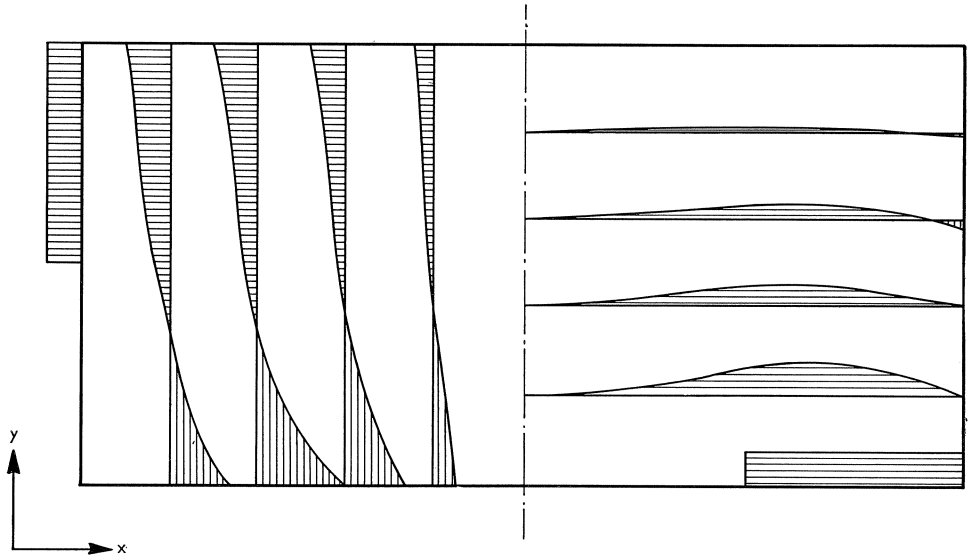


Fig. 4a. Spanningen in de knoopplaat; links σ_x , rechts σ_y .

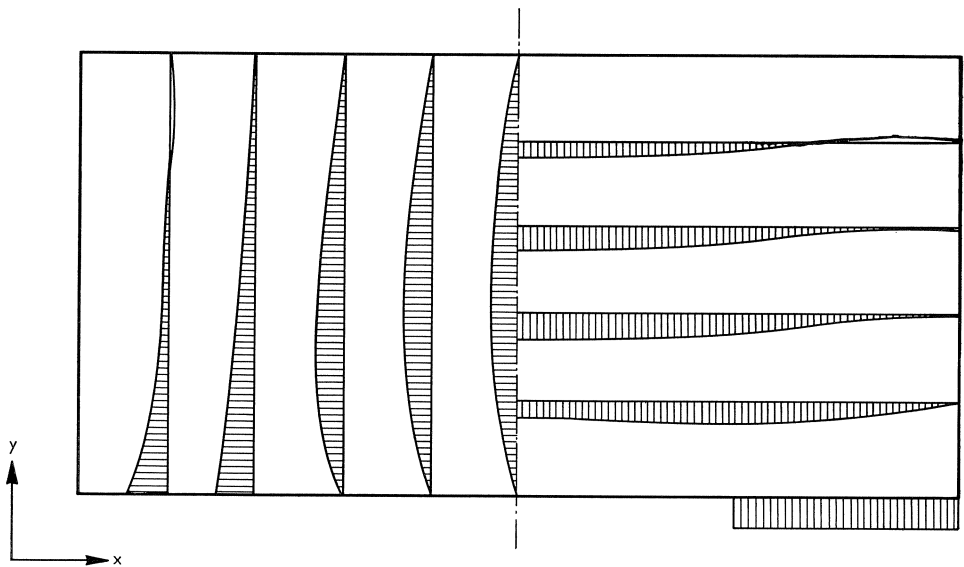


Fig. 4b. Schuifspanningen τ_{xy} in de knoopplaat in horizontale en verticale doorsneden.

Cross voor liggers en raamwerken — tot men de bereikte nauwkeurigheid voldoende acht. De eerder besproken randvoorwaarden kunnen voor de punten nabij de rand in het bewerkingsschema worden opgenomen.

Voor een rechthoekige plaat met de verhouding der zijden 1 : 2 werd een spanningsverdeling volgens fig. 4a en 4b gevonden.

Voor al door de noodzakelijkheid van het vereffenen was de totale procedure toch nog vrij langdurig. Men kan daarom ook wel zonder plaatmodel werken en direct na het bepalen van de randvoorwaarden tot relaxatie overgaan. De beginwaarden voor de punten moeten dan zo goed mogelijk geschat worden.

Experimenteel onderzoek naar de spanningsverdeling

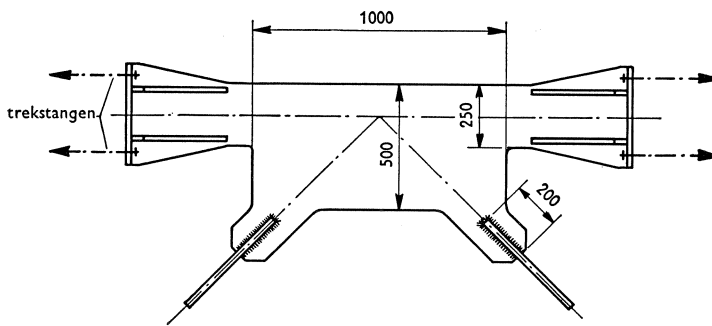


Fig. 5a. Knoopplaat I, diagonaalkrachten grijpen aan buiten de eigenlijke knoopplaat.

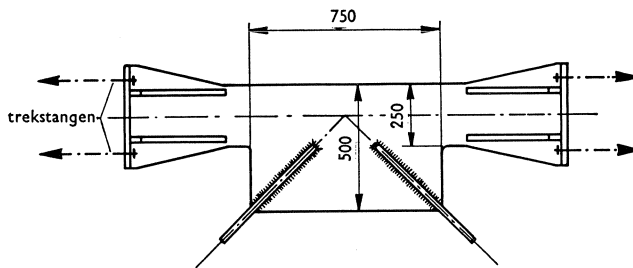


Fig. 5b. Knoopplaat II, diagonaalkrachten grijpen aan binnen de knoopplaatranden.

Het experiment is verricht op een knoopplaat, waarop de krachten aangrijpen volgens fig. 2b (knoopplaat I, zie fig. 5a) en op een knoopplaat, waar de krachtoverdracht tot midden op de knoopplaat plaats vindt, doordat de diagonalen met flanklassen aan de plaat bevestigd zijn (knoopplaat II, zie fig. 5b). Dit laatste geval is dus een benadering van de praktijk. De beproeving vond plaats in het stalen belastingsapparaat (zie fig. 1).

In fig. 6 is de statische werking hiervan verduidelijkt. De schroefvijzels oefenen enerzijds de krachten L en R uit op de bovenkant van de stijlen, anderzijds oefenen ze trekkrachten L en R uit op de stangen die aan de knoopplaat bevestigd zijn. Een eenvoudige berekening toont aan, dat de horizontale reacties aan de voetpunten van de stijlen nul zijn. De optredende krachtsverdeling, zoals deze in de figuur is aangegeven, is dan gemakkelijk te vinden. De vijzels zijn zo geplaatst, dat uitsluitend trekkrachten op de knoopplaat kunnen worden uitgeoefend, omdat bij drukkrachten de plaat zou kunnen uitknikken. Het theoretische geval van de overdracht van een zuivere dwarskracht (zoals in fig. 2b) is dus niet direct te realiseren, maar moet worden verkregen door superpositie van twee belastinggevallen volgens fig. 7.

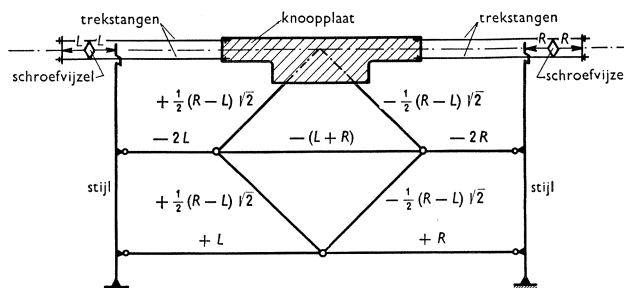


Fig. 6. Statische werking van het belastingsapparaat.

De rekken worden bepaald met rekstrookjes, die aangebracht worden aan weerszijden van de knoopplaat ter eliminatie van de invloed van eventuele buigende momenten op de meetresultaten.

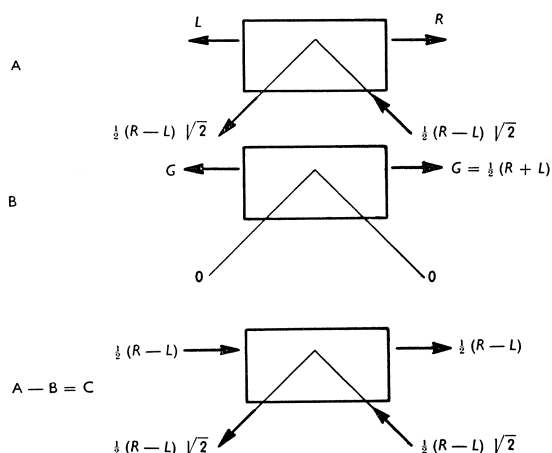


Fig. 7. De te superponeren belastinggevallen A en B; geval C komt overeen met de aanname, dat een zuivere dwarskracht door de knoopplaat wordt overgedragen.

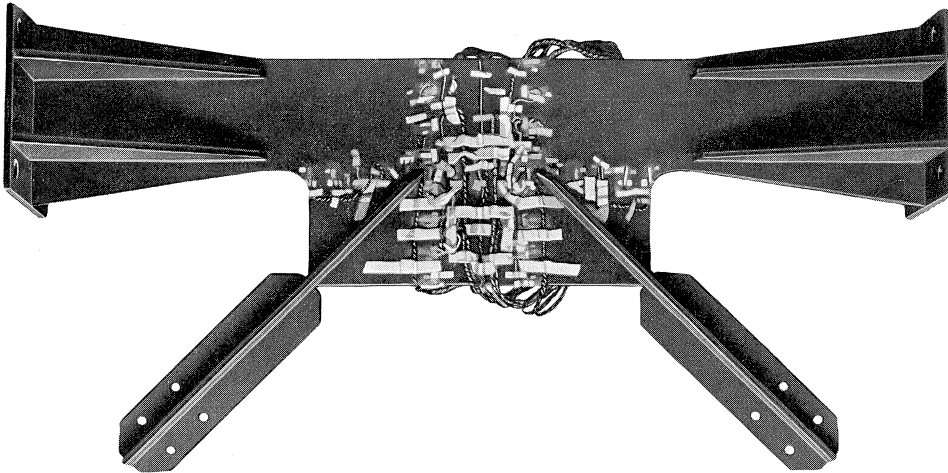


Fig. 8. Knoopplaat II, waarop de rekstrookjes zijn aangebracht.

Fig. 8 toont knoopplaat II gereed voor beproeving. De rekstrookjes zijn aangebracht in die horizontale en verticale doorsneden, waarin volgens de theorie de gevaarlijkste spanningen kunnen worden verwacht. De rekken zijn in drie richtingen, horizontaal, verticaal en onder 45° , gemeten. Omdat de strookjes niet over elkaar heen werden geplakt moesten voor de berekening van σ_x , σ_y en τ in een bepaald punt de onbekende rekken in dat punt door interpolatie gevonden worden. In de verticale middendoorsnede zijn slechts de rekken onder 45° gemeten. Op grond van de spiegelsymmetrie van de belasting moet in deze doorsnede immers overal σ_x en σ_y nul zijn.

De reproduceerbaarheid van en de lineariteit in de metingen waren bevredigend.

De grootte van de vijzelkrachten werd gemeten met drukdozen, geplaatst tussen de vijzelkoppen en de plaat waaraan de trekstangen bevestigd zijn (zie fig. 1, van de linker drukdoos is alleen de stroomkabel zichtbaar, rechts is het gedeelte van de drukdoos waar de kabel op aansluit, zichtbaar).

In fig. 9a zijn voor de aangeduide doorsneden de experimenteel gevonden waarden tezamen met de theoretische waarden uitgezet. De experimenteel gevonden hoofdspanningsrichtingen zijn aangegeven in het trajectoriënveld, dat uit de voorgaande berekening volgde (zie fig. 9b).

De theoretische en experimentele waarden stemmen goed overeen, afgezien dan van de voor de praktijk van weinig betekenis zijnde afwijkingen van σ_x , σ_y en τ aan de onderzijde van doorsnede I-I', in de kerfspanningsgebieden bij de afrondingen van de diagonaalovergangen (zie fig. 5a). Op grond van deze uitkomsten kunnen dus enkele rekenvoorschriften afgeleid worden.

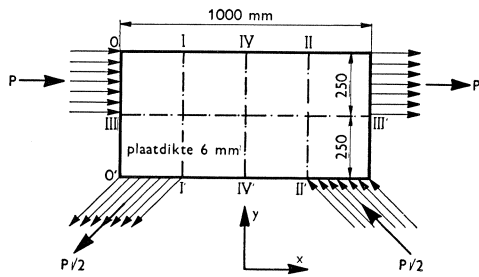
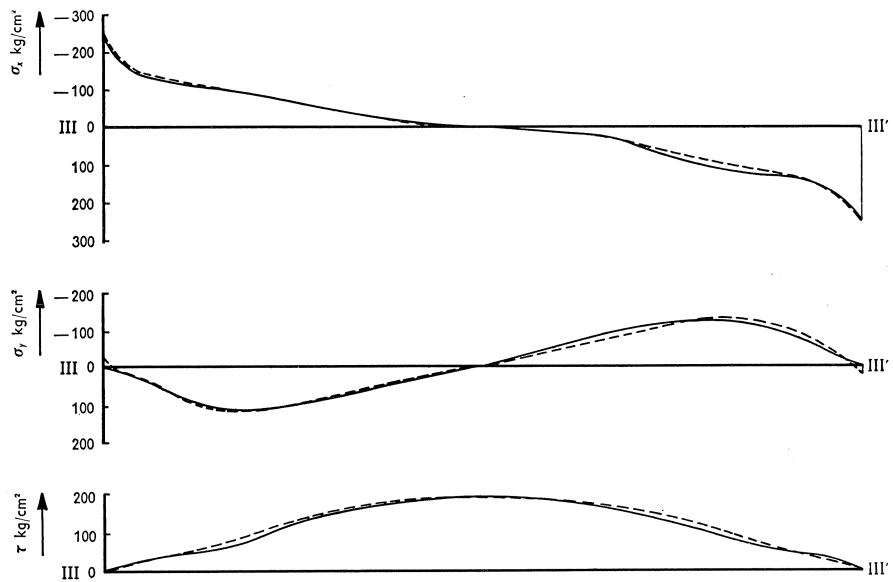
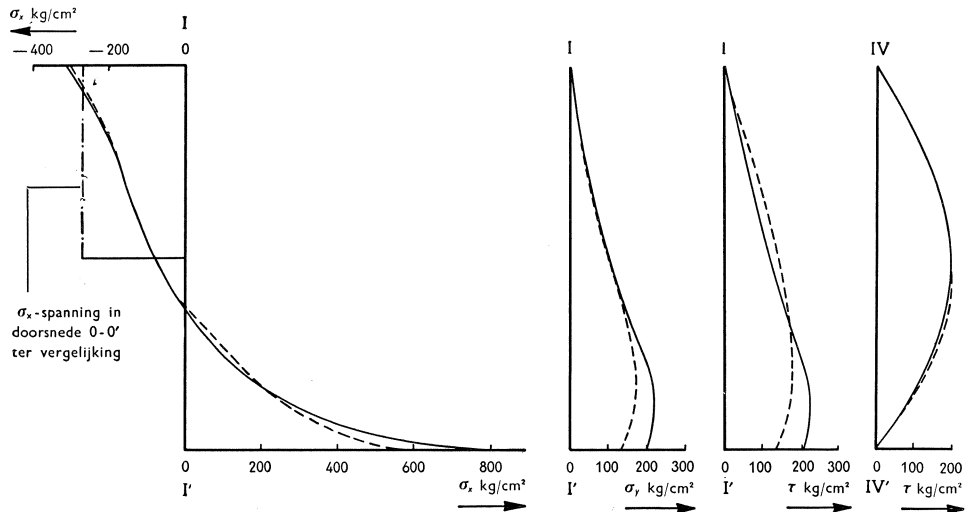


Fig. 9a. Knoopplaat I. In het schema zijn de doorsnedes aangegeven waarin de metingen verricht zijn. De grafieken geven de gemeten spanningen in deze doorsnedes weer. Ter vergelijking zijn de uitkomsten volgens de relaxatiemethode in — — — — lijnen toegevoegd.



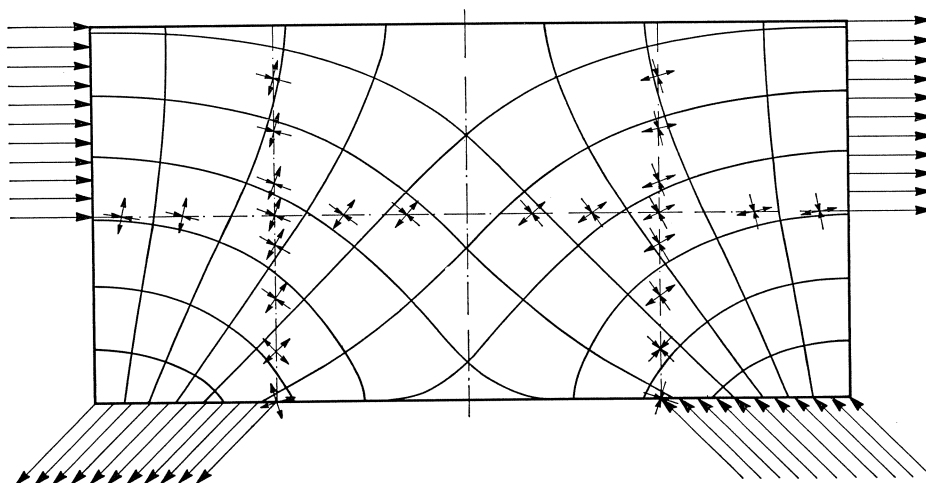


Fig. 9b, Hoofdspanningstrajectoriën volgens theorie; in een aantal punten zijn de hoofdspanningsrichtingen volgens het experiment aangegeven.

Afleiding van rekenvoorschriften

De gevonden resultaten kunnen niet zonder meer bij een knoopplaatberekening worden toegepast, hoofdzakelijk doordat de diagonalen de krachten overdragen midden in de knoopplaat in plaats van aan de rand hiervan. De overdracht van de krachten op de horizontale rand wordt in het algemeen beter benaderd door het onderstelde. Deze overdracht toch vindt plaats in de uiterste nagelrijen. De nagels in het midden zullen hiertoe weinig bijdragen. Evenwel kan uit het gevondene tamelijk nauwkeurig tot het verloop van de spanningen worden geconcludeerd. Uit fig. 4a blijkt n.l., dat de meest ongunstige spanning optreedt in A en B van doorsnede AB in fig. 10. In deze doorsnede grijpt het grootste uitwendige buigende moment op de knoopplaat aan. Het spanningsverloop is volgens CDE voor σ_x en de grote spanning AC wordt veroorzaakt door de sterk geconcentreerd aangrijpende diagonaalkracht (n.l. geheel in de onderbegrenzing). Nemen we nu aan, dat

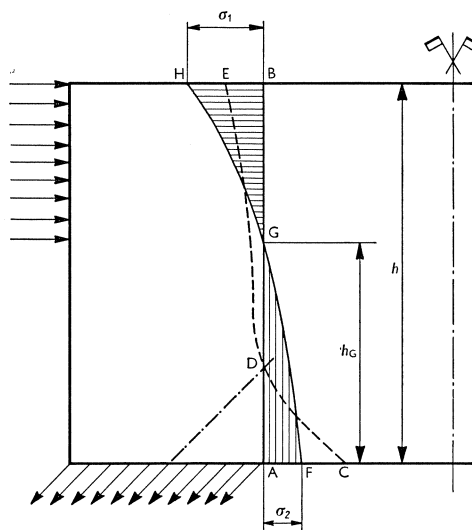


Fig. 10. Spanningsverdeling in doorsnede AB, waarin volgens fig. 5a de ongunstigste spanningstoestand optreedt

----- σ_x ten gevolge van de aangegeven belasting
 ————— benadering van σ_x voor de praktijkbelasting.

deze kracht meer verdeeld over de knoopplaat wordt aangebracht, zoals bijv. in fig. 11 is aangegeven, waarbij aangenomen is, dat de kracht in de diagonaal lineair afneemt en dus de afgifte van de kracht aan de knoopplaat gelijkmatig is, dan wordt hierdoor de krachtsoverdracht in de eerste nagelrij belangrijk verminderd en zal de grote spanning AC daardoor dalen, terwijl door het aangrijpen van krachten meer midden in de knoopplaat de spanningen in die omgeving zullen stijgen. Dit is eveneens het geval in de bovenbegrenzing. Een spanningsverloop volgens FGH, waarbij $BH > BE$ en $AF < AC$ is, is dus in dit geval te verwachten. Gemakshalve kiezen wij voor FGH een parabool als benaderende spanningslijn (zie fig. 10).

Uit de voorwaarden voor het horizontale evenwicht volgt dat opp. $AFG =$ opp. BHG . We vinden hieruit de hoogte h_G van het neutrale punt G

$$h_G = \sqrt{1/3} h.$$

Het bijbehorend inwendig moment is:

$$M_v = 1/8 \sigma_1 \delta h^2$$

als δ de plaatdikte is.

$$\text{Dus } \sigma_1 = \frac{M_v}{1/8 \delta h^2}, \text{ terwijl}$$

$$\sigma_2 = -1/2 \sigma_1.$$

Op een willekeurige hoogte h_y boven A geldt dan:

$$\sigma_{h_y} = 1/2 \sigma_1 \left(\frac{3h_y^2}{h^2} - 1 \right).$$

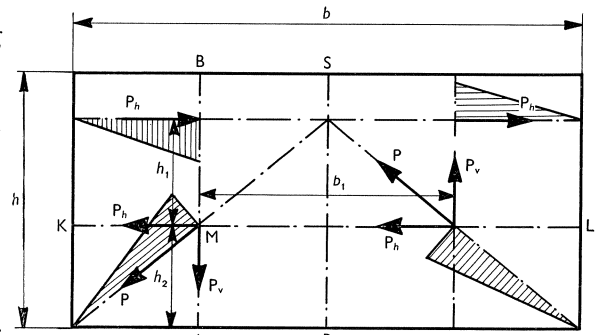


Fig. 11. Schema van de knoopplaat, waarbij de afgifte van de krachten aan de knoopplaat gelijkmatig is.

Uit de spanningsfiguren blijkt voorts, dat in de horizontale doorsnede KL het verloop van σ_y is, zoals in fig. 12a is aangegeven. Het grootste is σ_3 daar, waar de diagonaal juist eindigt (dus in het snijpunt van de systeemlijn van de diagonaal met de laatste nagelrij van de diagonaal).

We nemen hier voor de spanningsfiguur twee spiegelsymmetrische paraboolsegmenten (waarvan de parabool-as in het algemeen dus niet verticaal is). De inwendige spanningen leveren een moment, dat gelijk is aan het uitwendig moment: $(2/3 \sigma_3 \cdot 1/2 b) 2z = M_h$ (zie fig. 12b).

Ter benadering van het zwaartepunt Z (dat op een afstand z van het midden is gelegen) van het spanningsoppervlak is voor dit paraboolsegment een driehoek ingevoerd, waarvan de top op dezelfde verticaal ligt als die van het paraboolsegment en die hetzelfde oppervlak heeft (zie fig. 12b).

We vinden dan: $z = 1/6 (b + b_1)$ en daarmee voor de extreme spanning:

$$\sigma_3 = \frac{M_h}{1/9 \delta b (b + b_1)}.$$

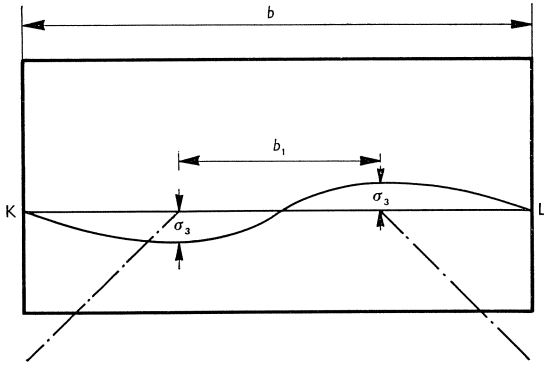
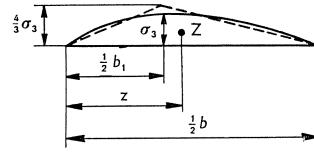


Fig. 12a. Benadering van σ_y in doorsnede KL door paraboolsegmenten.

Fig. 12b. Bepaling van het zwaartepunt van een paraboolsegment.



Het schuifspanningsverloop in de doorsnede AB en in de verticale middendoorsnede is ook weer bij benadering parabolisch, en de maximum schuifspanning is dus vrij nauwkeurig bepaald door: $\tau = \frac{3}{2} \frac{D}{h}$.

Toepassing van de rekenvoorschriften

Aan de hand van deze eenvoudige formules is een knoopplaat volgens fig. 11 op de volgende wijze te berekenen.

De diagonaalkracht P wordt ontbonden in de horizontale en verticale componenten P_h en P_v . M is het snijpunt van de laatste nagelrij in de diagonaal met de systeemlijn van de diagonaal. We nemen aan, dat in het punt M de gehele kracht P op de knoopplaat is overgedragen.

Dit is niet geheel juist, aangezien in de regel rechts van doorsnede AB nog wel enige krachtnagels voorkomen; evenzo boven de doorsnede KL. De aanname is in elk geval aan de veilige kant. Wij krijgen in doorsnede AB het moment: $M_v = -P_h h_1$.

Dan is dus σ_x in B van doorsnede AB: $\sigma_1 = \frac{-P_h h_1}{\frac{1}{8} \delta h^2}$, en in A geldt: $\sigma_2 = -\frac{1}{2} \sigma_1$

De toelaatbare spanning is $\bar{\sigma}_t = 1400 \text{ kg/cm}^2$.

De maximum schuifspanning in doorsnede RS is: $\tau = \frac{3}{2} \frac{P_v}{\delta h}$.

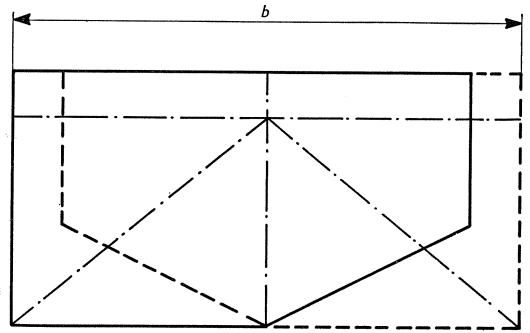
De toegelaten schuifspanning is $\frac{\bar{\sigma}_t}{\sqrt{3}} = 800 \text{ kg/cm}^2$.

In de doorsnede KL werkt het moment $M_h = P_v b_1$, en dus is σ_y in M:

$$\sigma_3 = \frac{P_v b_1}{\frac{1}{9} \delta b(b + b_1)}.$$

Voorts is τ in M van doorsnede AB: $\tau = \frac{3}{2} \frac{P_v}{\delta h}$. We nemen n.l. aan, dat de

Fig. 13. Asymmetrische knoopplaat, waarop ook een verticaal aansluit. Voor de berekening van het linker deel wordt de knoopplaat rechts uitgebreid gedacht (---) tot een symmetrische knoopplaat; voor de berekening van het rechterdeel wordt de knoopplaat links verkleind gedacht (----).



maximum schuifspanning optreedt in M, in overeenstemming met de excentriciteit van de maximum schuifspanning in fig. 4b.

Tenslotte is σ_x in M

$$\sigma_4 = -\frac{P_h h_1}{1/8 \delta h^2} \left[\frac{1}{2} - \frac{3}{2} \frac{h_2^2}{h^2} \right].$$

In de rechterhelft zijn de absolute waarden gelijk, doch de tekens tegengesteld.

De ideale hoofdspanning volgens Huber-Hencky is dus in M:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_3^2 + \sigma_4^2 - \sigma_3 \sigma_4 + 3 \tau^2}.$$

Men bedenke hierbij wel, dat deze rekenmethode alleen geldt voor het geval dat de knoopplaat uitsluitend de som van de horizontaal ontbondenen van de twee diagonaalkrachten heeft over te brengen op de randen.

Als de knoopplaat tevens dient voor het stuiken van randonderdelen, worden de totale spanningen aanzienlijk hoger. Er moet dus voor gezorgd worden, dat er afzonderlijke lasplaten voor de doorlopende randonderdelen zijn.

Sluit op een knoopplaat ook een verticaal aan, dan kunnen dezelfde formules worden toegepast. In de regel is dan die zijde van de knoopplaat maatgevend,

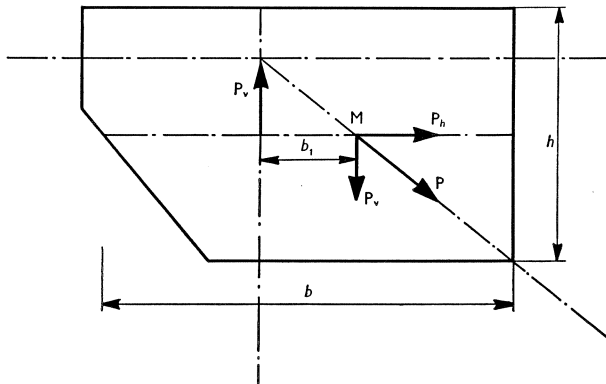


Fig. 14. Knoopplaat van een N-ligger.

waarop de grootste diagonaalkracht aangrijpt. We kunnen ons dit zwaarder belaste gedeelte ook aan de andere kant van het knooppunt denken (zie fig. 13), zodat we een symmetrische knoopplaat krijgen; de diagonaalkracht voor deze denkbeeldige helft moet gelijk aan de grootste diagonaalkracht, doch met tegengesteld teken, genomen worden. De formules moeten op de denkbeeldige plaat toegepast worden om de spanningsverdeling in het zwaarst belaste gedeelte te vinden. Voor het lichter belaste gedeelte kan uiteraard op dezelfde wijze geredeneerd worden. Zijn de afmetingen ervan dezelfde als van het zwaarder belaste gedeelte, dan hoeft het lichter belaste gedeelte niet nagerekend te worden.

Voor een knooppuntsaansluiting van een N-ligger (fig. 14) geldt het volgende: σ_y in M is $\sigma_3 = \frac{P_v b_1}{\frac{1}{9} \delta b(b + b_1)}$. Het zal duidelijk zijn, dat ook de overige

spanningen op gelijke wijze als in de vorige gevallen berekend worden.

Experimentele toetsing van de rekenvoorschriften

Van knoopplaat II (zie fig. 5b) die dus meer met het praktijkgeval overeenkomt, werden slechts de rekken in één richting gemeten. De spanningen konden dus niet hieruit berekend worden. De gemeten rekken konden echter worden vergeleken met de rekken volgend uit de spanningen die met behulp van de rekenvoorschriften konden worden berekend.

In fig. 15 zijn de gemeten en de berekende rekken weergegeven voor enkele doorsneden. Hieruit blijkt, dat de gemeten ε_x -lijnen tamelijk veel afwijken van de berekende lijnen; opvallend zijn de abrupte overgangen in het experimenteel gevonden verloop. Zij zijn ten dele te verklaren uit het feit, dat in werkelijkheid de diagonaalkrachten niet gelijkmatig over de aansluitlengte verdeeld op de knoopplaat worden overgebracht.

De diagonalen zijn immers door middel van flankklassen aan de plaat verbonden, en het is bekend, dat bij lange flankklassen de krachtoverdracht geconcentreerd wordt in de twee uiteinden. (Zie W.G.S.-Mededelingen 1954, no. 3, pag. 95). De grote spanningen in het midden van de plaat zijn hieruit ten dele te verklaren, evenals de, ten opzichte van de theoretische waarden, hogere spanningen aan de onderrand. De werkelijke ε_x -lijnen slingeren om de theoretische heen en hieruit kan dus wel de conclusie worden getrokken, dat het in het rekenvoorschrift aangenomen parabolisch verloop van σ_x geen slechte benadering is van de in werkelijkheid optredende spanningsverdeling. Weliswaar brengen in een werkelijke vakwerkconstructie de uiterste klinknagels of bouten van een rij ook de grootste krachten over, maar de overdracht van de diagonaalkracht op de plaat is toch gelijkmatiger dan bij een flankklas.

De maximale spanning die uit het voorschrift volgt is in elk geval aan de veilige kant, zoals uit fig. 15b en c blijkt.

Voorts blijkt uit fig. 15d, dat de voor de punten M' en M'' berekende ε_y -waarden vrij goed overeenkomen met de gemeten rekken; gezien de kleine waarde van σ_x in deze punten, mag hieruit worden afgeleid, dat het voorschrift voor de berekening van σ_y ook goed voldoet.

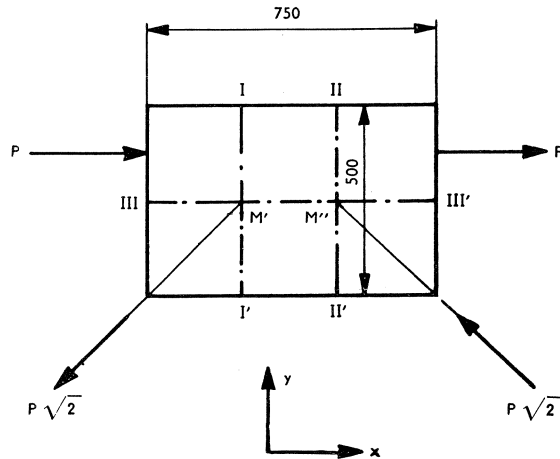


Fig. 15a. Knoopplaat II.

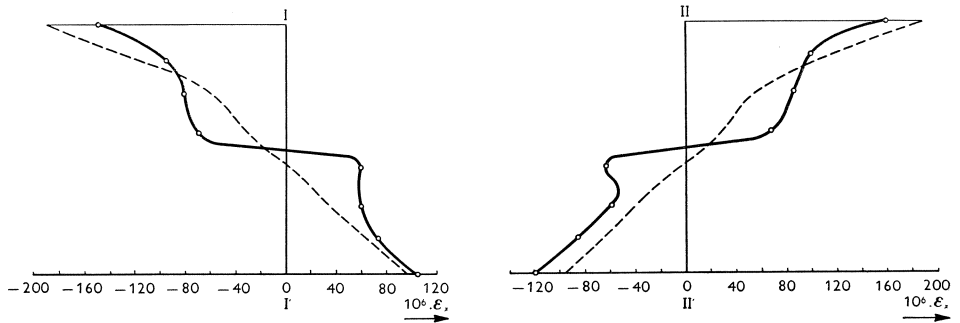


Fig. 15b. Gemeten rekken in de x -richting in doorsnede I-I'.

Fig. 15c. Gemeten rekken in de x -richting in doorsnede II-II'.

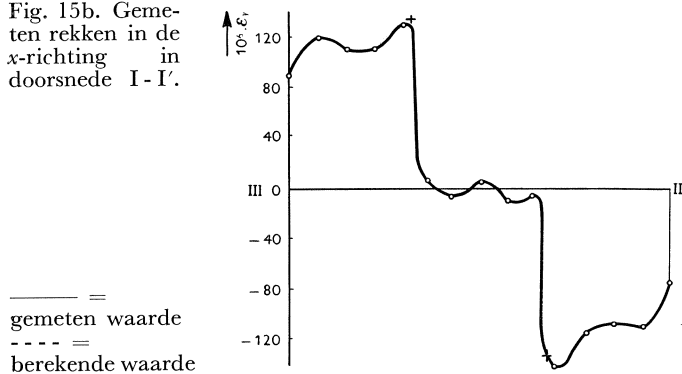


Fig. 15d. Gemeten rekken in de y -richting in doorsnede III-III'. De kruisjes geven de berekende waarden aan voor de punten M' en M'' .

— = gemeten waarde
 - - - = berekende waarde

Besluit

In hoeverre de afgeleide formules een juiste indruk geven van de spanningen in de gevaarlijkste doorsneden van een knoopplaat waaraan de staven van een vakwerk door nagels of bouten verbonden zijn, kan slechts beoordeeld worden op grond van een experimenteel onderzoek. Experimenteel onderzoek op knoopplaten met variaties zoals in de praktijk voorkomen, wordt echter zeer kostbaar. Toch kan slechts hiermee een algemeen inzicht verkregen worden. Het hier beschreven onderzoek is dan ook nog niet beëindigd. Van knoopplaten, die een zuivere dwarskracht overbrengen en waarvan de aansluitingen aan de diagonalen geschiedt door klinknagels, zal ook nog één geval worden onderzocht.

Van de mogelijkheden tot theoretisch onderzoek moet een exacte berekening van de spanningsverdeling in de plaat bij een groot aantal nagel- of boutgaten uitgesloten worden geacht. Wel verdient het echter de aandacht, dat de Zwitser Wyss reeds ± 30 jaar geleden het probleem beschouwde na diepgaande studies over trajectoriënvelden en hun algemene eigenschappen, waarbij o.a. bleek, dat analogieën met vloeistofstroombeelden tot vruchtbare conclusies kunnen leiden. Voor een uitvoerige behandeling zij verwezen naar:

Wyss: „Beitrag zur Spannungsuntersuchung eiserner Knotenblechen” (1923);
— „Kraftfelder in festen elastischen Körpern” (1926).

Eerstgenoemde publicatie behandelt een experimenteel onderzoek van knoopplaten; de modellen zijn echter gemaakt volgens verouderde constructievormen en zijn niet op een zuivere dwarskracht belast. De tweede publicatie handelt over de eigenschappen van krachtvelden bij vlakke spanningstoestanden en over de toepassing van de algemene theorie o.a. op knoopplaten.

Het bezwaar van de door Wyss gevolgde methode is, dat zij ingewikkelde en speciale studies vergt, terwijl het resultaat moeilijk voor de praktijk pasklaar te maken is.

Als er evenwel geen reden is om aan te nemen dat de omvang van het gebied der spanningsverstoringen ten gevolge van de aanwezigheid van nagels of bouten groot is, *kunnen voorsnog de afgeleide formules als redelijk betrouwbaar toegepast worden.*