

TREŚĆ: Inż. Dr. F. Szelągowski: O wyboczeniu spawanych szyn kolejowych. — Inż. H. Griffel: Studium nad stopniem utwierdzenia belek prostych w konstrukcjach spawanych. (Ciąg dalszy). — Wiadomości z literatury technicznej. — Recenzje i krytyki. — Nekrologja. — Kongresy i Zjazdy. — Sprawy Towarzystwa.

Inż. Dr. F. Szelągowski.

O wyboczeniu spawanych szyn kolejowych.

Sprawa spawania szyn kolejowych na nawierzchni i mostach jest znaczenia pierwszorzędnego, ponieważ daje możliwość usunąć w ten sposób przedewszystkiem szkodliwe działanie złącz łubkowych.

Głównym czynnikiem hamującym stosowanie szyn spawanych o znacznych długościach jest wpływ różnicy temperatur, który ze względu na niedostateczną wielkość dylatacyj toru wywołuje wewnętrzne naprężenia w szynach.

Powyższe naprężenia mogą osiągnąć pewną wartość krytyczną, przy której prostoliniyny kształt toru ulega wyboczeniu w płaszczyźnie poziomej lub w płaszczyźnie pionowej, oraz może ulegnąć dalszemu ukośnemu przesunięciu względem wyżej wspomnianych dwóch płaszczyzn.

Treścią więc niniejszego artykułu będzie sprawa określenia warunków, które należy zachować, ażeby nie powstało zjawisko wyboczenia.

Niechaj więc U oznacza wartość energii, potencjalnej układu w jego niewygiętej postaci równowagi, zaś U wartość tejże energii całkowitej, zmienionej wskutek dowolnego niezmiernie małego wygięcia $\omega(x)$, gdzie $\omega(x)$, oraz jej pochodne $\omega'(x)$ i $\omega''(x)$ są funkcjami ciągłymi w rozpatrywanym przedziale $(0, l)$, przyczem funkcja $\omega(x)$ winna czynić zadość następującym warunkom:

$$\omega(0)=0, \quad \omega(l)=0, \quad |\omega(x)| < E \text{ dla } 0 < x < l.$$

Jest rzeczą oczywistą, że można znaleźć nieskończoną ilość funkcji $\omega(x)$, czyniących zadość wyżej wspomnianym warunkom, i zależnych przytem od jakiegokolwiek ilości dowolnych parametrów.

Rozpatrzmy więc dla prostoty zagadnienia pewien przypadek szczególny (jednakże bez uszczerbku dla przypadku ogólnego o n parametrach), kiedy funkcja $\omega(x)$ jest zależna tylko od jednego parametru a , i przedstawia sobą funkcję kształtu możliwie prostego t. j. $\omega(x) = ay(x)$.

Uwzględniając powyższą zależność w wyrażeniu U , w którym zakładamy, że funkcja $ay(x)$ posiada pochodne pierwszego i drugiego rzędu, wtedy:

$$U(a) = \int_0^l F[x, ay(x), ay'(x), ay''(x)] dx.$$

Rozwijając powyższą funkcję w szereg Maclaurin'a względem parametru a , otrzymamy:

$$U(a) = U(0) + \frac{a}{1} U_1 + \frac{a^2}{1 \cdot 2} U_2 + \dots + \frac{a^n}{1 \cdot 2 \cdot \dots \cdot n} U_n + \varphi^n h(a),$$

przyczem:

$$\begin{aligned} a U_1 &= \delta U \\ a^2 U_2 &= \delta^2 U \\ &\dots \\ a^n U_n &= \delta^n U \end{aligned}$$

gdzie warjacja $\delta^n U$ jest równa iloczynowi a^n przez wartość pochodnej $\frac{d^n U}{da^n}$ przy $a=0$.

Ponieważ w przypadku równowagi układu jest $\delta U=0$, to z dokładnością przynajmniej do wielkości małych drugiego rzędu można napisać:

$$U(a) - U(0) = 0,$$

lub też ogólnie:

$$(1) \dots \dots \dots U=0,$$

o ile pominąć mały znaczący wpływ wartości $U(0)$.

Oznaczając zatem przez W energię potencjalną pręta, zaś przez V pracę sił zewnętrznych, wtedy na podstawie zależności (1) energia potencjalna układu będzie:

$$(2) \dots \dots \dots U = W - V = 0,$$

która to równość przedstawia sobą podstawowe równanie metody Bryan'a¹⁾-Timoszenko²⁾.

Określając następnie z równości (2) najmniejszą wartość działającego obciążenia, otrzymamy wtedy obciążenie krytyczne, niezmiernie mało większe od tego, przy którym może być jeszcze zachowana postać prostolinijna pręta, jako kształt równowagi statecznej.

W poruszonem wyżej zagadnieniu energia potencjalna układu będzie miała postać następującą:

$$(3) \quad U = \frac{EI}{2} \int_0^l \left(\frac{d\theta}{ds}\right)^2 ds - P \int_0^l (1 - \cos \theta) ds + \rho \Omega(y) = 0,$$

gdzie ρ oznacza pewną wielkość stałą, zaś $\Omega(y)$ jest pole, zawarte między odkształconą prętą i osią oz .

Ponieważ jest jednak:

$$\left(\frac{d\theta}{ds}\right)^2 = \frac{y''^2}{1-y'^2} = y''^2 \left(1 + \frac{y'^2}{1-y'^2}\right),$$

oraz:

$$1 - \cos \theta = 1 - \sqrt{1-y'^2} = \frac{1}{2} y'^2 + \frac{1}{8} y'^4 + \dots,$$

gdzie:

$$y' = \frac{dy}{ds} = \sin \theta,$$

to uwzględniając powyższe zależności w równaniu (3), otrzymamy:

$$(4) \quad U = \frac{1}{2} \int_0^l (EI y''^2 - P y'^2) ds + \frac{1}{2} \int_0^l \left(EI y''^2 \frac{y'^2}{1-y'^2} - P y'^2 \frac{y'^2}{4} \right) ds + \rho \Omega(y) = 0.$$

Stosując następnie do drugiego wyrazu prawej strony wzoru (4) twierdzenie „o wartości średniej funkcji“, napiszemy:

$$(5) \quad U = \frac{1}{2} \int_0^l (EI y''^2 - P y'^2) ds + \frac{1}{2} \left(\frac{y'^2}{1-y'^2}\right)_{\bar{s}} \int_0^l EI y''^2 ds - \frac{1}{4} (y'^2)_{\bar{s}} \frac{1}{q} \int_0^l P y'^2 ds + \rho \Omega(y) = 0,$$

skąd:

$$(6) \quad P = \frac{\frac{1}{2} \int_0^l EI y''^2 ds + \frac{1}{2} \left(\frac{y'^2}{1-y'^2}\right)_{\bar{s}} \int_0^l EI y''^2 ds + \rho \Omega(y)}{\frac{1}{2} \int_0^l y'^2 ds + \left(\frac{y'^2}{4}\right)_{\bar{s}} \frac{1}{2} \int_0^l y'^2 ds}$$

W przypadku zagadnienia Eulerowskiego, t. j. kiedy wyraz $\rho \Omega(y)$ we wzorze (6) jest równy zeru, dla określenia wartości krytycznej siły ściskającej P ,

¹⁾ G. H. Bryan: „On the Stability of Elastic Systems“. Proc. of the Cambridge Philos. Society. v. VI.

G. H. Bryan: „Application of the Energy Test to the Collapse of a long thin pipe under external pressure“. Proc. of the Cambridge Philos. Society. v. VI. 1888.

²⁾ S. P. Timoszenko: „Ob ustojczivosti uprugich sistem...“ Izv. Kiev. Pol. Inst. 1910.

można w wyrażeniu (6) drugie wyrazy licznika i mianownika pominąć jako wielkości małe wyższego rzędu w stosunku do wyrazów pierwszych, t. j. można korzystać z następującej zależności:

$$F_{KR} = \frac{EI \int_0^l y''^2 ds}{\int_0^l y'^2 ds},$$

przyczem zmienna s może być zastąpiona tutaj zmienną x , gdyż różnica między ds i dx wyraża się wielkością małą trzeciego rzędu.

W omawianem zagadnieniu, ze względu na obecność czynnika $\varrho \Omega(y)$, wyraz drugi równości (4) nie może być pominięty, ponieważ z matematycznego punktu widzenia wymienione wyrazy przedstawiają sobą wielkości tego samego rzędu.

Po omówieniu zatem powyższych wstępnych uwag, rozpatrzmy następnie:

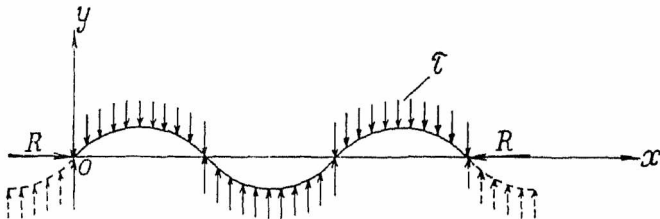
Wyboczenie szyn spawanych w płaszczyźnie poziomej.

Tor kolejowy wykonany z szyn spawanych, sztywno połączonych z podkładami, może być przy pewnych długościach uważany jako pręt cienki w płaszczyźnie poziomej, przyczem wyboczenie w tej płaszczyźnie utrudnia siła tarcia między samą nawierzchnią toru i balastem.

Siła tarcia jest przytem stałą i proporcjonalną do ciężaru własnego nawierzchni, oddziaływując zawsze w kierunku przeciwnym do kierunku wyboczenia.

Niech będzie więc pręt prosty, odniesiony do układu osi współrzędnych prostokątnych xoy (rys. 1), i poddany działaniu sił ściskających R , oraz sił tarcia τ .

Dopóki siła R jest mniejsza od pewnej wielkości krytycznej pręt pozostaje prostym, przedstawiając stan równowagi statecznej. Jednakże obciążenie niezmiernie mało większe ponad wartość krytyczną może pręt wyboczyć według pewnej krzywej, uwidocznionej na rys. 1.



Rys. 1.

Przyjmujemy ponadto w powyższym zagadnieniu matematyczną ciągłość toru, pomimo owalności otworów szyn w krańcowych złączach łubkowych, ponieważ w chwili wyboczenia końce tych szyn, opierając się wzajemnie całym poprzecznym swym przekrojem, tworzą pewnego rodzaju ich wewnętrzne zamocowanie.

W związku z powyższymi równaniami odkształconej osi pręta będzie można określić ogólnie szeregiem Fourier'a w postaci następującej:

$$y_m(x) = A_0 + \sum_{p=0}^{p=\infty} \left[A_{m(2p+1)} \cos \frac{m(2p+1)\pi x}{l} + B_{m(2p+1)} \sin \frac{m(2p+1)\pi x}{l} \right],$$

gdzie:

$$A_0 = \frac{1}{2l} \int_{-l}^{+l} y_m(x) dx,$$

$$A_{m(2p+1)} = \frac{1}{l} \int_{-l}^{+l} y_m(x) \cos \frac{m(2p+1)\pi x}{l} dx,$$

$$B_{m(2p+1)} = \frac{1}{l} \int_{-l}^{+l} y_m(x) \sin \frac{m(2p+1)\pi x}{l} dx.$$

Ponieważ jednak odkształcona oś pręta przy obranym układzie osi współrzędnych prostokątnych jest dana tylko w przedziale od $x=0$ do $x=l$, to dla wartości x od $-l$ do 0 funkcja powyższa może być przyjęta dowolnie.

Czynimy więc w danym przypadku:

$$y_m(-x) = -y_m(x).$$

Wtedy będzie:

$$A_0 = 0,$$

$$A_{m(2p+1)} = 0,$$

$$B_{m(2p+1)} = \frac{2}{l} \int_0^l y_m(x) \sin \frac{m(2p+1)\pi x}{l} dx,$$

oraz

$$(7) \quad y_m(x) = \sum_{p=0}^{p=\infty} B_{m(2p+1)} \sin \frac{m(2p+1)\pi x}{l}.$$

Powyższy wzór czyni zadość warunkom krańcowym i odtwarza ponadto przybliżoną postać odkształconej osi pręta.

Dla celów praktycznych dostatecznie będzie przyjąć w dalszych rozpatrywaniach tylko pierwszy wyraz szeregu (7), t. j.

$$y_m(x) = B_m \sin \frac{m\pi x}{l},$$

oraz jednocześnie uczynić $ds \approx dx$.

Wartość energii potencjalnej pręta w danym przypadku będzie:

$$W_m = \frac{EI}{2} \int_0^l \left(\frac{d^2 y_m}{dx^2} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{dy_m}{dx} \right)^2 \right] dx =$$

$$= \frac{EI}{2} \int_0^l \left(\frac{m\pi}{l} \right)^4 B_m^2 \sin^2 \frac{m\pi x}{l} \left[1 + \left(\frac{m\pi}{l} \right)^2 B_m^2 \cos^2 \frac{m\pi x}{l} \right] dx =$$

$$= \frac{EI\pi^4}{4l^3} m^4 B_m^2 \left(1 + \frac{\pi^2}{2l^2} m^2 B_m^2 \right),$$

zaś praca sił zewnętrznych wyniesie:

$$V_{1m} = \frac{R}{2} \int_0^l \left(\frac{dy_m}{dx} \right)^2 \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{dy_m}{dx} \right)^2 \right] dx =$$

$$= \frac{R}{2} \int_0^l \left(\frac{m\pi}{l} \right)^2 B_m^2 \cos^2 \frac{m\pi x}{l} \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{m\pi}{l} \right)^2 B_m^2 \cos^2 \frac{m\pi x}{l} \right] dx =$$

$$= \frac{R\pi^2}{4l} m^2 B_m^2 \left(1 + \frac{3\pi^2}{16l^2} m^2 B_m^2 \right),$$

oraz

$$V_{2m} = -\tau m \int_0^l B_m \sin \frac{m\pi x}{l} dx = -\frac{2\tau l}{\pi} B_m,$$

gdzie τ oznacza wielkość siły tarcia na jednostkę długości.

Na podstawie zależności (4) jest więc:

$$(8) \quad \dots \frac{EI\pi^4}{4l^3} m^4 B_m^2 \left(1 + \frac{\pi^2}{4l^2} m^2 B_m^2 \right) -$$

$$- \frac{R\pi^2}{4l} m^2 B_m^2 \left(1 + \frac{3\pi^2}{16l^2} m^2 B_m^2 \right) + \frac{2\tau l}{\pi} B_m = 0,$$

przyczem parametr B_m należy dobrać w ten sposób, ażeby dla danych warunków zagadnienia otrzymać minimum R .

Otóż z zależności:

$$\delta U = \frac{\partial U}{\partial B_m} \delta B_m = 0$$

przy zupełnie dowolnym przyroście parametru δB_m , równość powyższa może być tylko wtedy spełniona, kiedy będzie:

$$\frac{\partial U}{\partial B_m} = 0.$$

Otrzymujemy w ten sposób równanie, skąd parametr B_m może być określony.

Ponieważ jest jednak

$$\frac{\partial U}{\partial B_m} = \frac{\partial W_m}{\partial B_m} + \frac{\partial V_{2m}}{\partial B_m} - R \frac{\partial(\Delta l)}{\partial B_m},$$

gdzie przez Δl oznaczono przesunięcie siły R , to z uwagi na wartość pochodnej cząstkowej:

$$\frac{\partial R}{\partial B_m} = \frac{\frac{\partial W_m}{\partial B_m} + \frac{\partial V_{2m}}{\partial B_m} - R \frac{\partial(\Delta l)}{\partial B_m}}{(\Delta l)^3},$$

można będzie napisać:

$$\frac{\partial U}{\partial B_m} = (\Delta l)^2 \frac{\partial R}{\partial B_m} = 0.$$

Ponieważ jednak Δl jest różne od zera, zatem równość $\frac{\partial U}{\partial B_m} = 0$ można będzie zastąpić równością $\frac{\partial R}{\partial B_m} = 0$.

Biorąc więc pochodną siły R względem parametru B_m , i przyrównując ją do zera, otrzymamy równanie:

$$(9) \quad 1 + \frac{3}{4} \frac{\pi^2}{l^2} m^2 B_m^2 - \delta_m \left(1 + \frac{9}{16} \frac{\pi^2}{l^2} m^2 B_m^2 \right) = 0,$$

gdzie w związku z zależnością (8) oznaczono:

$$(10) \quad \delta_m = \frac{R}{\frac{m^2 \pi^2 EI}{l^2}} = \frac{m^2 B_m \left(1 + \frac{\pi^2}{4} m^2 B_m^2 \right) + \mu_m}{m^2 B_m \left(1 + \frac{3}{16} \pi^2 m^2 B_m^2 \right)},$$

oraz

$$\mu_m = \frac{8 \tau l^4}{m^3 \pi^5 EI}.$$

Na podstawie wyniku (9) jest więc:

$$B_m = \frac{2l}{m\pi} \sqrt{\frac{1 - \delta_m}{3 \left(\frac{3}{4} \delta_m - 1 \right)}}.$$

Uwzględniając powyższą wartość we wzorze (10) otrzymamy:

$$(11) \quad R = \frac{m^2 \pi^2 EI}{l^2} \delta_m^3,$$

przyczem współczynnik δ_m ma wartość niżej podaną:

$$(12) \quad \delta_m = \frac{\sqrt{\frac{1 - \delta_m}{3 \left(\frac{3}{4} \delta_m - 1 \right)}} \left[1 + \frac{1 - \delta_m}{3 \left(\frac{3}{4} \delta_m - 1 \right)} \right] + \gamma_m}{\sqrt{\frac{1 - \delta_m}{3 \left(\frac{3}{4} \delta_m - 1 \right)}} \left[3 + \frac{1 - \delta_m}{4 \left(\frac{3}{4} \delta_m - 1 \right)} \right]}$$

gdzie:

$$\gamma_m = \frac{4 \tau l^3}{m^3 \pi^4 EI}.$$

Rozwiązując następnie zależność (12) względem wielkości δ_m , otrzymamy równanie trzeciego stopnia:

$$\delta_m^3 - 3 \delta_m^2 + 3 \delta_m \left(1 + \frac{2}{16} \gamma_m^2 \right) - \left(1 + \frac{2}{4} \gamma_m^2 \right) = 0,$$

skąd ostatecznie jest:

$$\delta_m = 1 + \frac{3}{2} \sqrt{\left(\frac{\gamma_m}{2} \right)^2 \left[1 + \sqrt{1 + 27 \left(\frac{\gamma_m}{2} \right)^2} \right]} + \frac{3}{2} \sqrt{\left(\frac{\gamma_m}{2} \right)^2 \left[1 - \sqrt{1 + 27 \left(\frac{\gamma_m}{2} \right)^2} \right]}.$$

Wartość siły ściskającej R będzie więc w danym przypadku:

$$(13) \quad R = \frac{m^2 \pi^2 EI}{l^2} \left\{ 1 + \frac{3}{2} \sqrt{\left(\frac{\gamma}{2 m^3} \right)^2 \left[\sqrt{1 + \sqrt{1 + 27 \left(\frac{\gamma}{2 m^3} \right)^2}} + \sqrt{1 - \sqrt{1 + 27 \left(\frac{\gamma}{2 m^3} \right)^2}} \right]} \right\},$$

gdzie:

$$\gamma = \frac{4 \tau l^3}{\pi^4 EI}.$$

Najmniejszą wartość siły R , obliczonej ze wzoru (13), dla danej wielkości γ należy przyjąć jako siłę krytyczną.

Oznaczając następnie przez t_0 temperaturę, przy której szyny wydłużając się i wypełniając całkowicie lub w złączach łukowych, opierają się wzajemnie sztorcami, zaś przez t_1 — temperaturę wyższą od t_0 , wtedy siła ściskająca szyny na skutek różnicy temperatur $t = t_1 - t_0$ będzie:

$$R = \alpha t E \omega,$$

gdzie α oznacza współczynnik rozszerzalności liniowej tworzywa, E współczynnik sprężystości tworzywa, oraz ω — przekrój szyn toru.

Zatem krytyczna różnica temperatur będzie więc:

$$t_{KR} = \frac{R_{KR}}{\alpha E \omega}.$$

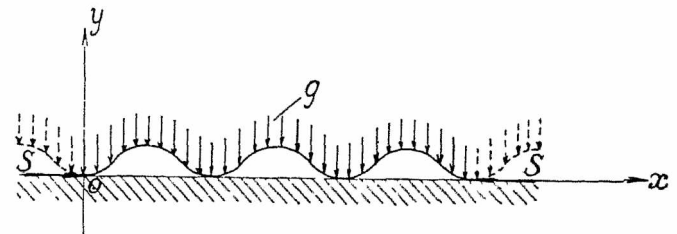
W końcu należy zauważyć, że w omawianym przypadku, w odróżnieniu do zagadnienia Euler'a, otrzymane krzywe są w stanie równowagi różnej, co potwierdza fizyczny przebieg wyboczenia.

Rozpatrzmy następnie:

Wyboczenie szyn spawanych w płaszczyźnie pionowej.

Niech będzie więc pręt prosty, odniesiony do układu osi współrzędnych prostokątnych xoy , leżący na podłożu sztywnym, obciążony równomiernie na całej długości, i jednocześnie ściskany podłużnie siłami S .

Dopóki siła S jest mniejsza od pewnej wielkości krytycznej pręt pozostaje prostym, przedstawiając stan równowagi statecznej. Jednakże niezmiernie mało większe obciążenie ponad wartość krytyczną może pręt wyboczyć tylko w kierunku dodatnich wartości y według pewnej krzywej, wskazanej na rys. 2,



Rys. 2.

przyczem zakładamy, że złącza łukowe, będące na końcach rozpatrywanych szyn, stwarzają zupełne ich zamocowanie w płaszczyźnie pionowej.

W związku z powyższym równanie odkształconej osi pręta będzie można określić również ogólnie szeregiem Fourier'a w postaci następującej:

$$y(x) = A_0 + \sum_{m=1}^{m=\infty} \left(A_m \cos \frac{m \pi x}{l} + B_m \sin \frac{m \pi x}{l} \right),$$

gdzie A_0 , A_m i B_m są określone wzorami podanymi już uprzednio.

Ponieważ jednak odkształcona oś pręta przy obranym układzie osi współrzędnych prostokątnych jest dana również tylko w przedziale od $x=0$ do $x=l$, to dla wartości x od $-l$ do 0 funkcja powyższa może być przyjęta dowolnie.

Czynimy więc w danym przypadku:

$$y(-x) = y(x).$$

Wtedy będzie:

$$B_m = 0,$$

$$A_0 = \frac{1}{l} \int_0^l y(x) dx,$$

$$A_m = \frac{2}{l} \int_0^l y(x) \cos \frac{m \pi x}{l} dx.$$

³⁾ I oznacza miarodajny moment bezwładności toru kolejowego względem osi pionowej, przechodzącej przez środek ciężkości toru.

oraz:
$$y(x) = A_0 + \sum_{m=1}^{m=\infty} A_m \cos \frac{m\pi x}{l}.$$

Dla wartości $x=0$ i $x=l$ jest $y=0$.

Zatem otrzymujemy dwa równania:

$$A_0 + A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_m (\text{parz}) = 0$$

$$A_0 - A_1 + A_2 - A_3 + \dots + A_m (\text{parz}) = 0,$$

które mogą być tylko wtedy spełnione, kiedy będzie:

$$A_1 = A_3 = A_5 = \dots = A_m (\text{n'eparz}) = 0.$$

Tak więc:

$$A_0 = - \sum_{m=1}^{m=\infty} A_{2m}.$$

Ponadto przy dowolnej ilości fal m odkształconej osi pręta dla $x_1 = \frac{l}{m}$, $x_2 = \frac{2l}{m}$, \dots , winno być zgodnie z założeniem $y=0$.

Powyższe będzie spełnione wtedy, kiedy uczynimy:

$$m = np.$$

Oznaczając w końcu amplitudę fali przez

$$\frac{b_{np}}{q} = A_{2m},$$

oraz przyjmując pod uwagę, że w danym zagadnieniu jest:

$$y(x) \geq 0,$$

to równanie odkształconej osi pręta można będzie wyrazić ostatecznie poniższym wzorem:

$$(14) \quad y_n(x) = \frac{1}{q} \sum_{p=1}^{p=\infty} b_{np} \left(1 - \cos \frac{2np\pi x}{l} \right),$$

gdzie l oznacza długość pręta.

W zastosowaniach praktycznych dostatecznie będzie przyjmując i w tym przypadku tylko pierwszy wyraz szeregu (14), t. j.:

$$y_n(x) = \frac{b_n}{q} \left(1 - \cos \frac{2n\pi x}{l} \right),$$

oraz uczynić $ds \simeq dx$.

Wartość energii potencjalnej pręta w danym przypadku będzie również:

$$\begin{aligned} W_n &= \frac{EI}{q} \int_0^l \left(\frac{d^2 y_n}{dx^2} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{dy_n}{dx} \right)^2 \right] dx = \\ &= \frac{EI}{q} \int_0^l 4b_n^2 \left(\frac{n\pi}{l} \right)^4 \cos^2 \frac{2n\pi x}{l} \left[1 + \left(\frac{n\pi}{l} \right)^2 b_n^2 \sin^2 \frac{2n\pi x}{l} \right] dx = \\ &= \frac{EI\pi^4}{l^3} n^4 b_n^2 \left(1 + \frac{\pi^2}{4l^2} n^2 b_n^2 \right), \end{aligned}$$

zaś praca obciążenia zewnętrznego S i g będzie odpowiednio:

$$\begin{aligned} V_{1n} &= \frac{S}{q} \int_0^l \left(\frac{dy_n}{dx} \right)^2 \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{dy_n}{dx} \right)^2 \right] dx = \\ &= \frac{S}{2} \int_0^l b_n^2 \left(\frac{n\pi}{l} \right)^2 \sin^2 \frac{2n\pi x}{l} \left[1 + \frac{b_n^2}{4} \left(\frac{n\pi}{l} \right)^2 \sin^2 \frac{2n\pi x}{l} \right] dx = \\ &= \frac{S\pi^2}{4l} n^2 b_n^2 \left(1 + \frac{3\pi^2}{16l^2} n^2 b_n^2 \right), \end{aligned}$$

oraz
$$V_{2n} = -gn \int_0^l \frac{b_n}{q} \left(1 - \cos \frac{2n\pi x}{l} \right) dx = -\frac{gl}{2} b_n,$$

gdzie g oznacza wielkość ciężaru własnego na jednostkę długości.

Tak więc równość (4) przybierze kształt niżej podany:

$$\begin{aligned} &\frac{EI\pi^4}{l^3} n^4 b_n^2 \left(1 + \frac{\pi^2}{4l^2} n^2 b_n^2 \right) - \\ &- \frac{S\pi^2}{4l} n^2 b_n^2 \left(1 + \frac{3\pi^2}{16l^2} n^2 b_n^2 \right) + \frac{gl}{2} b_n = 0, \end{aligned}$$

skąd:

$$(15) \quad \lambda_n = \frac{S}{4n^2 \pi^2 EI} = \frac{n^2 b_n \left(1 + \frac{\pi^2}{4l^2} n^2 b_n^2 \right) + \nu_n}{n^2 b_n \left(1 + \frac{3\pi^2}{16l^2} n^2 b_n^2 \right)},$$

w czym oznaczono:

$$(16) \quad \nu_n = \frac{gl^4}{2n^2 \pi^4 EI}.$$

Biorąc następnie pochodną λ_n względem parametru b_n i przyrównując ją do zera, otrzymamy równanie:

$$1 + \frac{3\pi^2}{4l^2} n^2 b_n^2 - \lambda_n \left(1 + \frac{9\pi^2}{16l^2} n^2 b_n^2 \right) = 0,$$

skąd szukany parametr b_n może być określony w następującej postaci:

$$(17) \quad b_n = \frac{2l}{n\pi} \sqrt{\frac{1-\lambda_n}{3\left(\frac{3}{4}\lambda_n - 1\right)}}.$$

Uwzględniając w końcu zależność (17) we wzorze (15) otrzymamy:

$$S = \frac{4n^2 \pi^2 EI}{l^2} \lambda_n, \quad (18)$$

gdzie współczynnik λ_n jest określony wzorem (18):

$$(18) \quad \lambda_n = \frac{\sqrt{\frac{1-\lambda_n}{3\left(\frac{3}{4}\lambda_n - 1\right)}} \left[1 + \frac{1-\lambda_n}{3\left(\frac{3}{4}\lambda_n - 1\right)} \right] + \beta_n}{\sqrt{\frac{1-\lambda_n}{3\left(\frac{3}{4}\lambda_n - 1\right)}} \left[1 + \frac{1-\lambda_n}{4\left(\frac{3}{4}\lambda_n - 1\right)} \right]},$$

przyczem:

$$\beta_n = \frac{gl^3}{4n^3 \pi^3 EI}.$$

Ponadto na podstawie zależności (18) można będzie określić wartość λ_n z równania trzeciego stopnia:

$$\lambda_n^3 - 3\lambda_n^2 + 3\lambda_n \left(1 + \frac{3}{4}\beta_n^2 \right) - \left(1 + \frac{3}{4}\beta_n^2 \right) = 0$$

w postaci następującej:

$$\begin{aligned} \lambda_n &= 1 + \frac{3}{q} \sqrt{\left(\frac{\beta_n}{2} \right)^2 \left[1 + \sqrt{1 + 27 \left(\frac{\beta_n}{2} \right)^2} \right]} + \\ &+ \frac{3}{2} \sqrt{\left(\frac{\beta_n}{2} \right)^2 \left[1 - \sqrt{1 + 27 \left(\frac{\beta_n}{2} \right)^2} \right]}. \end{aligned}$$

Zatem wartość siły ściskającej S będzie ostatecznie:

$$(19) \quad S = \frac{4n^2 \pi^2 EI}{l^2} \left\{ 1 + \frac{3}{q} \sqrt{\left(\frac{\beta}{2n^3} \right)^2 \left[\sqrt{1 + \sqrt{1 + 27 \left(\frac{\beta}{2n^3} \right)^2}} + \sqrt{1 - \sqrt{1 + 27 \left(\frac{\beta}{2n^3} \right)^2}} \right]} \right\},$$

gdzie:

$$\beta = \frac{gl^3}{4\pi^3 EI}.$$

Oznaczając następnie przez t_0 temperaturę, przy której szyny na skutek wydłużania się wypełniają całkowicie luz w złączach łukowych, oraz przez t_1 – temperaturę wyższą od t_0 , to siła ściskająca szyny na skutek różnicy temperatur $t = t_1 - t_0$ będzie:

$$S = atE\omega,$$

gdzie a oznacza współczynnik linjowej rozszerzalności tworzywa, E – współczynnik sprężystości tworzywa, zaś ω – przekrój szyn toru.

Krytyczną różnicę temperatur, przy której może nastąpić wyboczenie, określi więc niżej podany wzór:

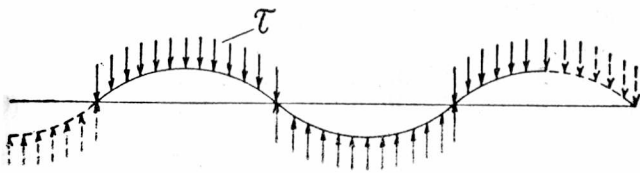
$$t_{\Delta R} = \frac{S_{KR}}{\alpha E \omega}.$$

W powyższym przypadku należy również zauważyć, że wszystkie krzywe odkształconego pręta są

⁴⁾ I oznacza miarodajny moment bezwładności toru kolejowego względem osi poziomej, przechodzącej przez środek ciężkości toru.

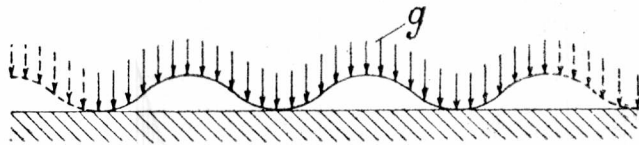
w stanie równowagi stałej, co jest zgodne z wynikami badań.

Należy jednak tutaj zaznaczyć, że tor kolejowy o długości l , naogół ulega wyboczeniu nie według całkowitej ilości fal (rys. 3 i rys. 4) — tak, że przyjęcie postaci odkształconej osi szyn toru w sposób uwidoczniony na rys. 1 i rys. 2 przedstawia sobą przypadek



Rys. 3.

szczególny, z wyników którego można będzie tylko w pewnej mierze wnioskować o zachowaniu się toru w przypadku ogólnym, matematycznie więcej złożonym.



Rys. 4.

Inż. Henryk Griffel.

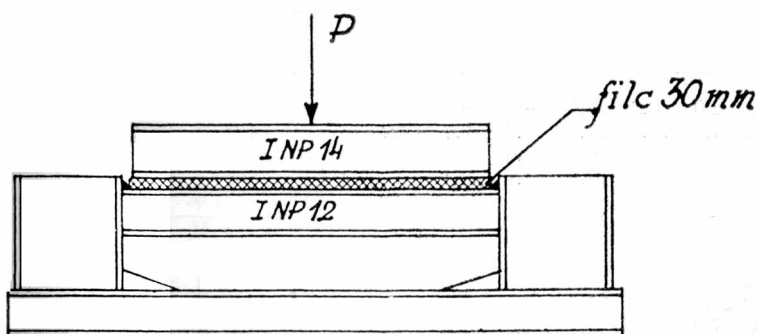
Studjum nad stopniem utwardzenia belek prostych w konstrukcjach spawanych.

(Ciąg dalszy).

VI. WYZNACZENIE STOPNIA UTWARDZENIA PRZY OBCIĄŻENIU JEDNOSTAJNIE ROZŁOŻONEM.

W dalszym ciągu niniejszych doświadczeń należało także zbadać, jaki stopień utwardzenia zachodzi, jeżeli będziemy stosować zamiast bardzo niekorzystnego obciążenia siłą skupioną, obciążenie jednostajnie rozłożone.

Ponieważ uzyskanie obciążenia jednostajnego belki na stojącej do dyspozycji maszynie do badania materiałów nie było bezpośrednio możliwe, zastosowałem sposób wskazany na rysunku 25, a mianowicie belkę badaną poddałem obciążeniu przez drugą belkę o nieco większym momencie bezwładności, zaś między obiema belkami umieściłem pasek filcu grub. 30 mm dla wyrównania różnic w ugięciach belek. Filc ten przy obciążeniu zginał się do grubości 16—18 mm.



Rys. 25.

Sposób wykonania prób na obciążenie jednostajnie rozłożone.

Sposób ten aczkolwiek niezupełnie idealny, jednakowoż dla niniejszych doświadczeń zupełnie wystarczający, dał dostatecznie dokładne wyniki. Por. także fotografię na ryc. 26.

W końcu przechodząc do omówienia sprawy wykorzystania wyników niniejszej pracy należy zaznaczyć, że teoretycznie rzecz biorąc można byłoby określić wartości β i γ , odpowiadające odkształconym pręta o k i $k+1$ falach względnie półfalach, co z praktycznego punktu widzenia byłoby pożądane. Jednakże rozwiązywanie równań:

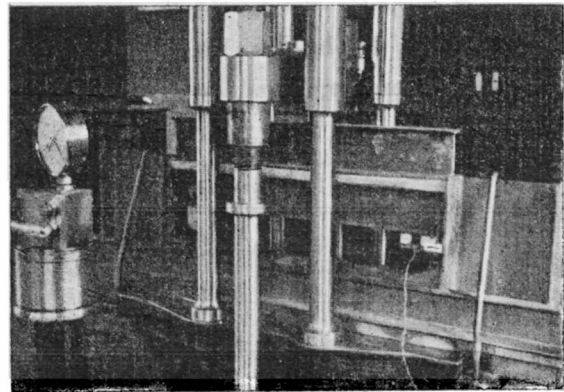
$$\begin{aligned} R_{m=k} &= R_{m=k+1} \\ S_{n=k} &= S_{n=k+1} \end{aligned}$$

względem wielkości γ i β , nawet drogą kolejnych prób jest naokół żmudne.

Dlatego też w zastosowaniach praktycznych najdogodniej można będzie korzystać ze wzorów (13) i (19) w ten sposób, że dla danych wielkości γ i β , przyjmując kolejno w powyższych wzorach liczby m i n o wartościach 1, 2, 3, ..., należy określić przynależne tym wartościom siły R i S , przy czym najmniejszą z nich należy przyjąć jako siłę krytyczną.

Z otrzymanych wyników można zauważyć ponadto, że niebezpieczniejszym przypadkiem przejścia prostoliniowego kształtu toru kolejowego w stan krzywoliniwny jest wyboczenie toru w płaszczyźnie pionowej, przy czym zwiększenie długości toru z szyn spawanych, z żądanym stopniem bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu, może być skuteczniejsze głównie przez zwiększenie ciężaru własnego samego toru.

Doświadczenia przeprowadziłem w podobny sposób jak poprzednie, t. j. mierzyłem naprężenie w środku belki oraz w odległości 50 mm od podpór. Ze względu jednak na inny kształt linii momentów, która to linja jest tu parabolą, należało zastosować odmienny sposób obliczenia momentu podporowego.



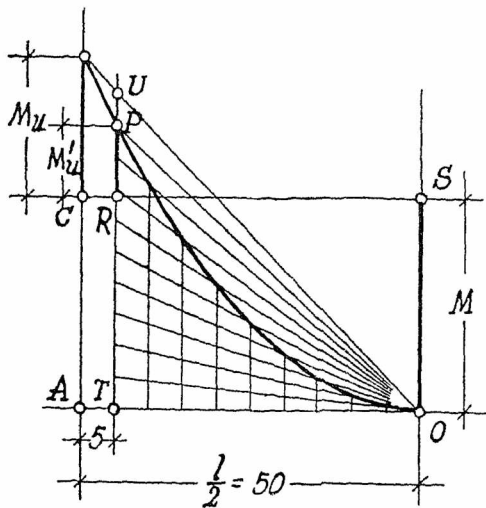
Ryc. 26.

Belka próbna z ramą, w laboratorium podczas prób na obciążenie jednostajnie rozłożone.

Sposób ten opiera się na znanej konstrukcji paraboli, gdy mamy dany wierzchołek, średnicę oraz jeden punkt tej paraboli (rys. 27).

W naszym przypadku znamy wierzchołek O , średnicę równoznaczną z osią symetrii belki oraz p, P , który wyznaczamy z pomiaru, gdyż znamy odcinki $\overline{OS} = \overline{RT} = M$ oraz $\overline{PR} = M_u'$. Parabola da się narysować przez podział odcinka \overline{OT} na pewną ilość równych części (w tym przypadku 9 części po 5 cm), z których wyprowadzamy równoległe do średnicy. Równocześnie dzielimy odcinek \overline{PT} na taką samą ilość równych części i prowadzimy promienie do p, O . Punkty przecięcia

odnośnych prostych wyznaczają nam punkty paraboli. Przez przedłużenie odcinka \overline{PT} o $\frac{1}{9} \overline{PT}$ otrzymujemy p. U , przez który prowadzimy promień \overline{OU} . Promień ten odcina nam na pionowej podporowej \overline{AB} również punkt paraboli, a zatem także szukany moment podporowy $M_u = \overline{BC}$.



Rys. 27.

Wyznaczenie momentu podporowego przy obciążeniu jednostajnie rozłożonym¹⁾.

Z podobieństwa trójkątów $\triangle AOB$ oraz $\triangle TOU$ otrzymujemy:

$$\frac{\overline{AB}}{\overline{AO}} = \frac{\overline{TU}}{\overline{TO}} \text{ stąd } \overline{AB} = \overline{AO} \frac{\overline{TU}}{\overline{TO}}$$

$$\overline{AB} = M_u + M, \overline{AO} = \frac{l}{2} = 50 \text{ cm}, \overline{TU} = M + M_u' + \frac{M + M_u'}{9} = 1,11 (M + M_u')$$

$$\overline{TO} = 45 \text{ cm, wobec tego:}$$

$$M_u + M = 50 \cdot \frac{1,11 (M + M_u')}{45} = 1,2321 (M + M_u'), \text{ a stąd:}$$

$$M_u = 1,2321 (M + M_u') - M = 0,2321 M + 1,2321 M_u', \quad M_u = 0,2321 M + 1,2321 M_u' \quad (58)$$

Próba Nr. 19.

Belka jak w próbie Nr. 10 (por. rys.16).

$W_B = 45,7 \text{ cm}^3, W_S = 49,0 \text{ cm}^3, F_S = 8,1 \text{ cm}^2$.

Tabl. XX.

1 mm = 90 kg/cm².

Odczyt dla Q=t			Różnica odczytów dla		Średnia dla		Napężenie σ kg/cm ²	M = σW_B kgcm	Punkt
0	3	6	3	6	3	6			
$x = \frac{l}{2} = 50 \text{ cm}$									
8,0	6,3	9,8	3,3	6,8	3,4		306	16700	A
8,5	12,0	15,3	3,5	6,8					
10,1	13,5	17,0	3,4	6,9			612	33400	B
14,3	17,7	21,0	3,4	6,7					
$x = 5 \text{ cm}$									
21,0	18,4	15,8	2,6	5,2	2,5		225	12300	C
15,0	12,3	9,7	2,7	5,3					
16,0	13,8	11,1	2,2	4,9			459	25100	D
10,8	8,4	5,8	2,4	5,0					
$x = 0$									
dla 3 t: $M_u = 0,2321 \cdot 16700 + 1,2321 \cdot 12300$								19000	E
" 6 t: $M_u = 0,2321 \cdot 33400 + 1,2321 \cdot 25100$								39000	F

*) W rys. 27 brak oznaczenia punktu B u góry.

dla 3 t:

$$M_0 = 16700 + 19000 = 35700 \text{ kgcm}$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{16700}{35700} = 0,468 \quad \frac{M_u}{M_0} = \frac{19000}{35700} = 0,532$$

dla 6 t:

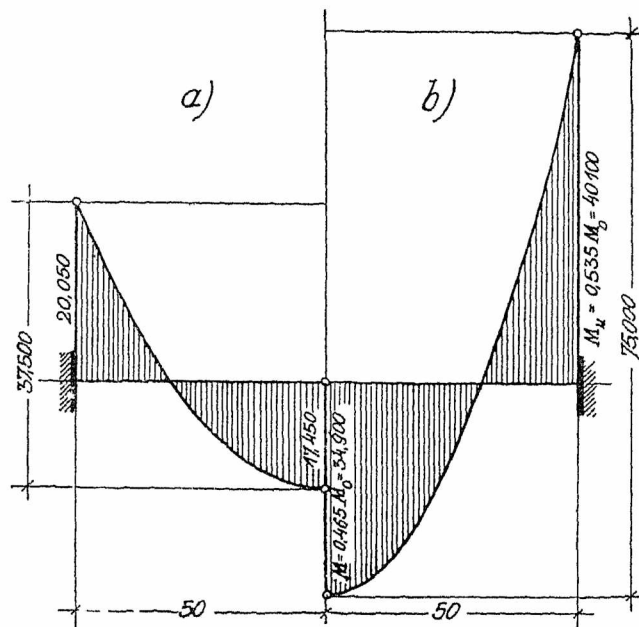
$$M_0 = 33400 + 39000 = 72400 \text{ kgcm}$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{33400}{72400} = 0,462 \quad \frac{M_u}{M_0} = \frac{39000}{72400} = 0,538$$

Średnio:

$$M = 0,465 M_0 \quad (59)$$

$$M_u = 0,535 M_0 \quad (60)$$



Rys. 28.

Wykres momentów dla próby Nr. 19. a) dla 3,0 t, b) dla 6,0 t.

Odkładając omówienie powyższych wyników na później przystępujemy do następnej podobnej próby. Belka została ta sama, spawki wzmocniono.

Próba Nr. 20.

Belka ta sama, co w próbie Nr. 11 (por. rys. 17).

$W_B = 54,7 \text{ cm}^3, W_S = 82,7 \text{ cm}^3, F_S = 15,5 \text{ cm}^2$.

Tabl. XXI.

1 mm = 90 kg/cm².

Odczyt dla Q=t			Różnica odczytów dla		Średnia dla		Napężenie σ kg/cm ²	M = σW_B kgcm	Punkt
0	4	8	4	8	4	8			
$x = \frac{l}{2} = 50 \text{ cm}$									
4,0	8,6	13,5	4,6	9,5	4,7		423	23100	A
7,5	12,2	17,2	4,7	9,7					
11,2	15,8	20,5	4,6	9,3			855	46700	B
13,4	18,1	22,8	4,7	9,4					
$x = 5 \text{ cm}$									
22,7	18,7	15,0	4,0	7,7	3,7		333	18200	C
17,2	13,2	9,4	4,0	7,8					
21,7	18,2	15,2	3,5	6,5			639	34900	D
16,7	13,3	10,3	3,4	6,4					
$x = 0$									
dla 4 t: $M_u = 0,2321 \cdot 23100 + 1,2321 \cdot 18200$								27800	E
" 8 t: $M_u = 0,2321 \cdot 46700 + 1,2321 \cdot 34900$								53900	F

dla 4 t:

$$M_0 = 23100 + 27800 = 50900 \text{ kgcm}$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{23100}{50900} = 0,454 \quad \frac{M_u}{M_0} = \frac{27800}{50900} = 0,546$$

dla 8 t:

$$M_0 = 46700 + 53900 = 100600 \text{ kgcm}$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{46700}{100600} = 0,464 \quad \frac{M_u}{M_0} = \frac{53900}{100600} = 0,536$$

Średnio:

$$M = 0,459 M_0 \dots \dots \dots (61)$$

$$M_u = 0,541 M_0 \dots \dots \dots (62)$$

Wyniki te zostaną omówione później.

Próba Nr. 21.

Belka jak w próbie Nr. 1 (por. rys. 5).

$$W_B = 34,2 \text{ cm}^3$$

$$W_S = 35,1 \text{ cm}^3$$

$$F_S = 7,0 \text{ cm}^2.$$

Tabl. XXII.
1 mm = 90 kg/cm².

Odczyt dla Q=t			Różnica odczytów dla		Średnia dla		Napreżenie σ kg/cm ²	M=σ W _B kgcm	Punkt				
0	1,5	3,0	1,5	3,0	1,5	3,0							
$x = \frac{l}{2} = 50 \text{ cm}$													
1,7	4,6	7,0	2,9	5,7	2,8	5,5	252	8600	A				
3,5	6,3	9,2	2,8	5,5									
7,8	10,5	13,1	2,7	5,4									
10,6	13,4	16,	2,8	5,5	5,5	4,95	16900	B					
$x = 5 \text{ cm}$													
22,1	19,5	17,3	2,6	4,8					2,4	2,2	216	7380	C
15,6	13,0	10,8	2,6	4,8									
12,3	10,1	7,9	2,2	4,4									
8,2	5,9	3,7	2,3	4,5									
$x = 0$													
dla 1,5 t: M _u = 0,2321.8600 + 1,2321.7380								11100	E				
,, 3,0 t: M _u = 0,2321.16900 + 1,2321.14150								21350	F				

dla 1,5 t:

$$M_0 = 8600 + 11100 = 19700 \text{ kgcm}$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{8600}{19700} = 0,437$$

$$\frac{M_u}{M_0} = \frac{11100}{19700} = 0,563$$

dla 3,0 t:

$$M_0 = 16900 + 21350 = 38250 \text{ kgcm}$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{16900}{38250} = 0,441$$

$$\frac{M_u}{M_0} = \frac{21350}{38250} = 0,559$$

Średnio:

$$M = 0,439 M_0 \dots \dots \dots (63)$$

$$M_u = 0,561 M_0 \dots \dots \dots (64)$$

Próba Nr. 22.

Belka jak w próbie Nr. 5 (por. rys. 11).

$$W_B = 34,2 \text{ cm}^3$$

$$W_S = 55,2 \text{ cm}^3$$

$$F_S = 13,3 \text{ cm}^2.$$

Tabl. XXIII.

1 mm = 90 kg/cm².

Odczyt dla Q=t			Różnica odczytów dla		Średnia dla		Napreżenie σ kg/cm ²	M=σ W _B kgcm	Punkt
0	2	4	2	4	2	4			
$x = \frac{l}{2} = 50 \text{ cm}$									
7,6	11,2	14,6	3,6	7,0	3,5	6,8	315	10780	A
10,2	13,6	17,0	3,4	6,8					
13,8	17,3	20,5	3,5	6,7					
17,3	20,8	24,0	3,5	6,7					
$x = 5 \text{ cm}$									
22,6	19,0	15,9	3,6	6,7	3,4	6,5	306	10450	C
18,2	14,6	11,5	3,6	6,7					
14,5	11,2	8,1	3,3	6,4					
10,6	7,4	4,3	3,2	6,3					
$x = 0$									
dla 2 t: M _u = 0,2321.10780 + 1,2321.10450								15380	E
,, 4 t: M _u = 0,2324.20900 + 1,2321.20000								29500	F

dla 2 t:

$$M_0 = 10780 + 15380 = 26160$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{10780}{26160} = 0,412 \quad \frac{M_u}{M_0} = \frac{15380}{26160} = 0,588$$

dla 4 t:

$$M_0 = 20900 + 29500 = 50400$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{20900}{50400} = 0,415 \quad \frac{M_u}{M_0} = \frac{29500}{50400} = 0,585$$

Średnio:

$$M = 0,413 M_0 \dots \dots \dots (65)$$

$$M_u = 0,587 M_0 \dots \dots \dots (66)$$

Próba Nr. 23.

Belka jak w próbie Nr. 17 (por. rys. 23).

$$W_B = 19,5 \text{ cm}^3$$

$$W_S = 19,0 \text{ cm}^3$$

$$F_S = 4,7 \text{ cm}^2.$$

Tabl. XXIV.

1 mm = 90 kg/cm².

Odczyt dla Q=t			Różnica odczytów dla		Średnia dla		Napreżenie σ kg/cm ²	M=σ W _B kgcm	Punkt
0	1	2	1	2	1	2			
$x = \frac{l}{2} = 50 \text{ cm}$									
0,2	3,3	6,1	3,1	5,9	3,1	6,0	279	5440	A
2,5	5,6	8,3	3,1	5,8					
3,3	11,4	14,4	3,1	6,1					
10,2	13,3	16,2	3,1	6,0					
$x = 5 \text{ cm}$									
15,9	12,6	9,7	3,3	6,2	3,1	5,9	279	5440	C
12,8	9,5	6,6	3,3	6,2					
17,8	14,8	12,3	3,0	5,5					
8,7	5,7	3,2	3,0	5,5					
$x = 0$									
dla 1 t: M _u = 0,2321.5440 + 1,2321.5440								7960	E
,, 2 t: M _u = 0,2321.10500 + 1,2321.10350								15200	F

dla 1 t:

$$M_0 = 5440 + 7960 = 13400 \text{ kgcm}$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{5440}{13400} = 0,406$$

$$\frac{M_u}{M_0} = \frac{7960}{13400} = 0,594$$

dla 2 t:

$$M_0 = 10500 + 15200 = 25700 \text{ kgcm}$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{10500}{25700} = 0,408$$

$$\frac{M_u}{M_0} = \frac{15200}{25700} = 0,592$$

Średnio:

$$M = 0,407 M_0 \dots \dots \dots (67)$$

$$M_u = 0,593 M_0 \dots \dots \dots (68)$$

Próba Nr. 24.

Belka jak w próbie Nr. 18 (por. rys. 24).

$$W_B = 19,5 \text{ cm}^3$$

$$W_S = 26,0 \text{ cm}^3$$

$$F_S = 6,5 \text{ cm}^2.$$

Tabl. XXV.
1 mm = 90 kg/cm².

Odczyt dla Q=t			Różnica odczytów dla		Średnia dla		Napężenie σ kg/cm ²	M=σ W _B kgcm	Punkt
0	1	2	1	2	1	2			
$x = \frac{l}{2} = 50 \text{ cm}$									
2,0	4,9	7,3	2,9	5,3	3,2	5,5	288	5620	A
5,1	8,3	10,7	3,2	5,6					
8,3	11,6	13,9	3,3	5,6					
10,2	13,4	15,7	3,2	5,5	5,5	495	9650	B	
$x = 5 \text{ cm}$									
23,0	19,5	17,2	3,5	5,8	3,4	5,7	306	5970	C
15,5	12,0	9,5	3,5	6,0					
9,0	5,6	3,5	3,4	5,5					
14,8	11,5	9,5	3,3	5,3	5,7	513	10000	D	
$x = 0$									
dla 1 t: $M_u = 0,2321.5620 + 1,2321.5970$								8660	E
„ 2 t: $M_u = 0,2321.9650 + 1,2321.10000$								14560	F

dla 1 t:

$$M_0 = 5620 + 5660 = 14280$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{5620}{14280} = 0,394$$

$$\frac{M_u}{M_0} = \frac{8660}{14280} = 0,606$$

dla 2 t:

$$M_0 = 9650 + 14560 = 24210$$

$$\frac{M}{M_0} = \frac{9650}{24210} = 0,399$$

$$\frac{M_u}{M_0} = \frac{14560}{24210} = 0,601$$

Średnio:

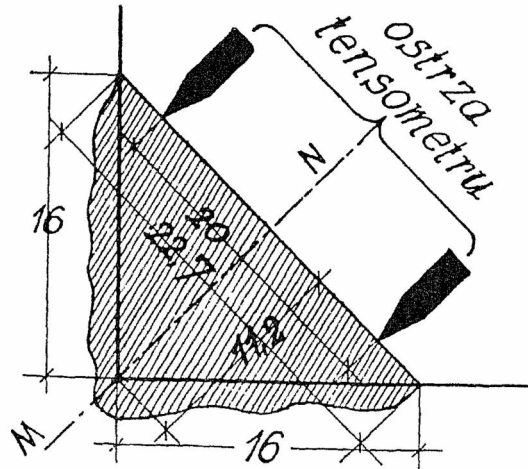
$$M = 0,396 M_0 \dots \dots \dots (69)$$

$$M_u = 0,604 M_0 \dots \dots \dots (70)$$

VII. POMIAR NAPRĘŻEŃ W SPAWKACH UTWIERDZAJĄCYCH.

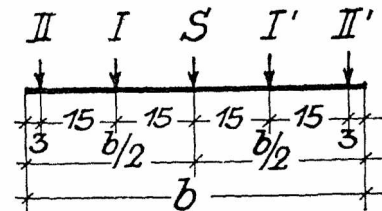
Zbadawszy stopień utwardzenia w szeregu wyżej przytoczonych przypadków belki prostej, należało jeszcze na zakończenie tej serii doświadczeń zbadać, jak wielkie są rzeczywiste naprężenia w spawkach utwardzających belkę, jaki jest ich rozkład w danej spawce, oraz o ile są uzasadnione wzory używane do obliczenia tych naprężeń.

Ze względu na użyty do tych doświadczeń instrument o rozstawie ostrzy 20 mm, musiałem użyć do tego celu spawek większych (min. 16 mm). Wobec tego pomierzyłem naprężenia w spawkach na dwu belkach próbnym, posiadających spawki grb. 16 mm, tj. w belce próby Nr. 15 oraz 16. Spawki te oszlifowano dokładnie na wymiar 16 mm, zaś tensometr umieściłem w sposób wskazany na rys. 29.



Rys. 29.
Umieszczenie tensometru na spawce.

Pomiaru dokonałem z lewej i prawej strony belki, by wyeliminować ewentualne mimośrodowe działanie siły obciążającej belkę, biorąc następnie średnią z obu wyników. By zbadać rozkład naprężenia w przekroju podłużnym spawki, dokonałem w każdej spawce 5 pomiarów, a mianowicie jeden w środku (p. S), dwa w odległości 15 mm od środka oraz dwa po bokach w odległości 3 mm od końca spawki jak wskazuje rys. 30.



Rys. 30.
Rozmieszczenie pomiarów w przekroju podłużnym spawki.

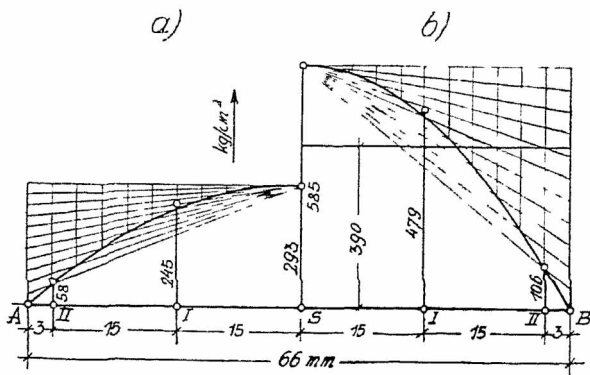
W powyżej podany sposób zbadałem wydłużenie jakiemu ulega górna powierzchnia spawki pod działaniem oddziaływania oraz momentu utwardzenia. Ponieważ wydłużenia te są sprężyste, można na ich podstawie obliczyć wielkość siły, usiłującej rozzerwać spawkę w przekroju niebezpiecznym M-N (rys. 29), a zatem także i wielkość naprężeń w tym przekroju.

Próba Nr. 35.

Pomiar naprężeń w spawkach próby Nr. 15.

Tabl. XXVI.
1 mm = 90 kg/cm².

Punkt	Odczyt dla P=t			Różnica odczytów		Średnia		Naprężenie	
	0	3	6	3	6	3	6	3	6
Prawa strona belki									
S	3,5	6,8	10,0	3,3	6,5	3,2	6,3	288	567
	7,7	10,8	13,9	3,1	6,2				
I	2,7	5,7	8,8	3,0	6,1	2,9	6,0	261	540
	5,6	8,5	11,5	2,9	5,9				
I'	1,8	4,9	7,3	3,1	5,5	3,1	5,3	279	477
	3,5	6,6	8,7	3,1	5,2				
II	3,0	3,5	4,2	0,5	1,2	0,5	1,2	45	108
	7,1	7,6	8,3	0,5	1,2				
II'	7,4	8,1	8,7	0,7	1,3	0,9	1,4	81	126
	12,2	13,1	13,7	0,9	1,5				
S	5,0	8,4	11,8	3,4	6,8	3,3	6,7	297	603
	9,0	12,3	15,6	3,3	6,6				
I	6,6	9,8	12,6	3,2	6,0	3,1	5,9	279	531
	7,5	10,5	13,4	3,0	5,9				
I'	7,8	9,6	11,9	1,8	4,1	1,8	4,1	162	369
	10,2	12,1	14,3	1,9	4,1				
II	1,0	2,0	2,6	1,0	1,6	1,0	1,7	90	153
	6,1	7,0	7,8	0,9	1,7				
II'	3,0	3,2	3,5	0,2	0,5	0,2	0,4	18	36
	7,8	7,9	8,1	0,1	0,3				
S	Średnie naprężenie z obu stron belki							293	585
I i I'	" " " " "							245	479
II i II'	" " " " "							58	106



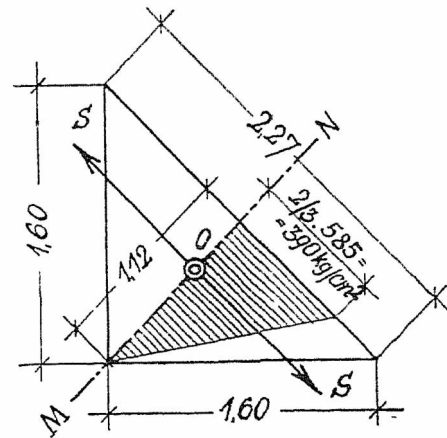
Rys. 31.

Rozkład naprężeń w przekroju podłużnym spawki: a) dla 3 t, b) dla 6 t.

Naprężenia maksymalne wynoszą zatem 293 kg/cm² dla obciążenia 3 t, zaś 585 kg/cm² dla 6 t. Z rys. 31 widać dalej, iż punkty I i II leżą prawie dokładnie na paraboli wykreślonej przez punkty A, S i B, rozkład naprężeń zatem w tym przypadku można do obliczenia przyjąć wg. tej krzywej. Całkowita siła działająca w przekroju niebezpiecznym M-N (rys. 32) prosto-

padła do tego przekroju obliczona na podstawie powyższego rozkładu naprężeń będzie zatem (dla 6 t):

$$S = \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 585 \cdot 1,12 \cdot 2,17 \cdot 6,6 = 3275 \text{ kg.}$$



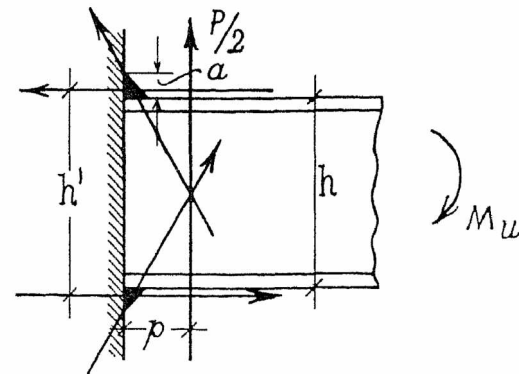
Rys. 32.

Rozkład naprężeń w przekroju poprzecznym spawki.

Obliczmy teraz naprężenie w przekroju niebezpiecznym M-N. Wyznamy je na podstawie następującego rozumowania.

Z rys. 33 widać, iż składowe oddziaływania belki w spawce górnej i dolnej są ukośne. Siłę S (rys. 32) można uważać z składową oddziaływania górnej spawki, prostopadłą do przekroju. Z siły tej, której wielkość jest znana, można wyznaczyć wielkość i kierunek oddziaływań, a zatem także i naprężenia w przekroju M-N.

Obciążenie 3 i 6 t odczytane na manometrze jak już raz nadmieniałem muszę uważać za przybliżone z powodu niedokładności maszyny i manometru. Możemy je jednak wyznaczyć dokładnie w następujący sposób (rys. 33 i 34).



Rys. 33.

Oddziaływanie belki.

$$M_u = H \cdot h' \quad (71)$$

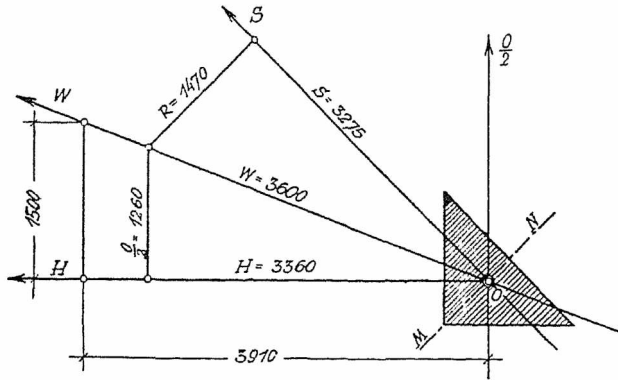
$$H = \frac{M_u}{h'} \quad (72)$$

$$h' = h + 2 \cdot \frac{a}{3} \quad (73)$$

W naszym przypadku $h' = 14 + 1,07 = 15,07 \text{ cm}$, zaś z wzoru (51) wiemy, iż $M_u = 0,393 M_0$, zatem:

$$H = \frac{0,393 M_0}{15,07} = 0,0261 M_0 \quad (74)$$

Porównajmy teraz następujący wykres (rys. 34).



Rys. 34.

Wykres sił do próby Nr. 25*).

Przyjmijmy $P=6\ t$, $O=3\ t$.

$$M_0 = 150000\ kgcm,$$

$$H = 0,0261 \cdot 150000 = 3910\ kg$$

na jedną spawkę działa $\frac{O}{2} = 1500\ kg$.

Odetnijmy $\overline{OD} = 3910\ kg$, $\overline{DE} = 1500\ kg$, a otrzymamy kierunek wypadkowej W . Poprowadźmy $\overline{AB} \parallel$ do MN , a otrzymamy $\overline{BC} = \frac{O}{2} = 1260\ kg$, $\overline{OC} = H = 3360\ kg$ oraz $\overline{OB} = W = 3600\ kg$.

Wobec tego rzeczywisty moment:

$$M_0 = \frac{1260 \cdot 100}{4} = 126000\ kgcm,$$

zamiast $150000\ kgcm$; $O = 2520\ kg$ zamiast $3000\ kg$, zaś siła \parallel do przekroju $M-N$, $R = 1470\ kg$.

Napężenie w przekroju $M-N$, będzie zatem:

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{S}{F_s}\right)^2 + \left(\frac{R}{F_s}\right)^2} = \sqrt{\frac{S^2 + R^2}{F_s^2}} = \frac{W}{F_s} = \frac{3600}{1,11 \cdot 6,6} = 487\ kg/cm^2,$$

zaś napężenie obliczone z wzoru (17) będzie:

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{2520}{1,12 \cdot 6,6 \cdot 2}\right)^2 + \left(\frac{0,393 \cdot 126000}{105}\right)^2} = 501\ kg/cm^2,$$

(wyniki dość zgodne).

Jest to napężenie średnie, czyli $\frac{1}{3}$ maksymalnego; maksymalne będzie o 50% wyższe czyli $1,5 \cdot 487 = 730\ kg/cm^2$.

Wobec tego wzór (17) daje w tym przypadku wartości niższe o około $\frac{1}{3}$ od rzeczywistych, co jest zrozumiałe wobec rozkładu naprężeń podług paraboli. Przy przyjęciu naprężeń dopuszczalnych należy to przeto uwzględnić.

Wykres 35 różni się nieco od wykresu próby 25. Jak widać po naniesieniu naprężeń można było wkreślić parabolę między punktami S, I, II , otrzymując w A i B odcinek wyrażający nam pewną stałą wartość naprężenia w całym przekroju. Figura naprężeń składa się więc z prostokąta i paraboli.

*) W rys. 34 przez omyłkę rysownika nie oznaczono punktów A, B, C, D, E , przyczem p. A leży na przecięciu sił R i S , p. B na przecięciu R i W , p. C na przecięciu H i $\frac{O}{2}$, p. D na H i p. E na W .

Próba Nr. 26.

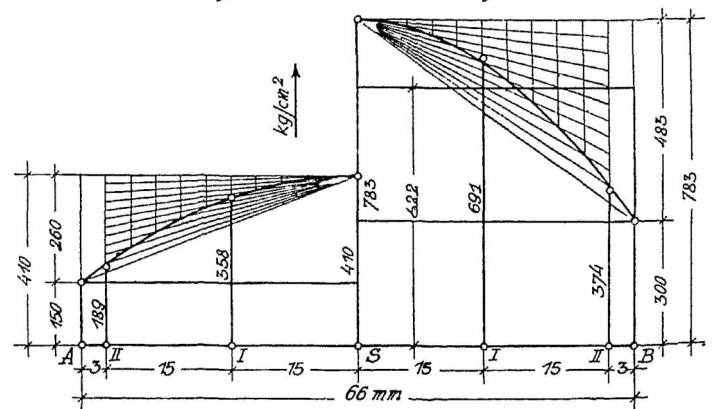
Pomiar naprężeń w spawkach próby Nr. 16.

Tabl. XXVII.

Punkt	Odczyt dla $P=t$			Różnica odczytów		Średnica		Napężenie	
	0	4	8	4	8	4	8	4	8
Lewa strona belki									
S	5,0	9,1	13,0	4,1	8,0				
	11,8	16,0	20,0	4,2	8,2				
	13,2	17,4	21,3	4,2	8,1	4,2	8,1	378	729
I	7,8	11,6	15,2	3,8	7,4				
	9,3	13,3	16,8	4,0	7,5				
	11,2	15,1	18,7	3,9	7,5	3,9	7,5	351	675
I'	5,6	9,1	12,3	3,5	6,7				
	9,5	12,9	16,0	3,4	6,5				
	13,5	17,0	20,1	3,5	6,6	3,5	6,6	315	594
II	3,0	5,2	7,4	2,2	4,4				
	11,3	13,9	16,0	2,6	4,8				
	14,2	16,6	18,8	2,4	4,6	2,4	4,6	216	414
II'	4,8	6,4	8,2	1,6	3,4				
	10,2	12,0	13,8	1,8	3,6				
	12,0	13,7	15,5	1,7	3,5	1,7	3,5	153	315
Prawa strona belki									
S	5,5	10,3	14,8	4,8	9,3				
	11,5	16,4	20,7	4,9	9,2				
	14,7	19,6	24,0	4,9	9,3	4,9	9,3	441	837
I	6,5	10,8	14,7	4,3	8,2				
	8,2	12,3	16,2	4,1	8,0				
	10,6	14,8	18,7	4,2	8,1	4,2	8,1	378	730
I'	5,6	9,9	14,1	4,3	8,5				
	7,8	12,1	16,3	4,3	8,5				
	13,3	17,5	21,7	4,2	8,4	4,3	8,5	387	765
II	12,0	14,0	16,0	2,0	4,0				
	13,6	15,6	17,6	2,0	4,0				
	15,2	17,2	19,2	2,0	4,0	2,0	4,0	180	360
II'	6,5	8,8	11,0	2,3	4,5				
	9,8	12,0	14,2	2,2	4,4				
	11,3	13,6	15,8	2,3	4,5	2,3	4,5	207	405
S	Średnie napężenie z obu stron belki							410	783
I i I'	" " " " "							358	691
II i II'	" " " " "							189	374

a)

b)



Rys. 35.

Rozkład naprężeń w przekroju podłużnym spawki.

Całkowita siła działająca w przekroju niebezpiecznym $M-N$ (rys. 36) będzie według tego wykresu (dla obciążenia $8\ t$):

$$S_1 = 6,6 \left(300 + \frac{2}{3} \cdot 483 \right) \cdot 1,12 \cdot 2,27 \cdot 0,5 = 5220\ kg.$$

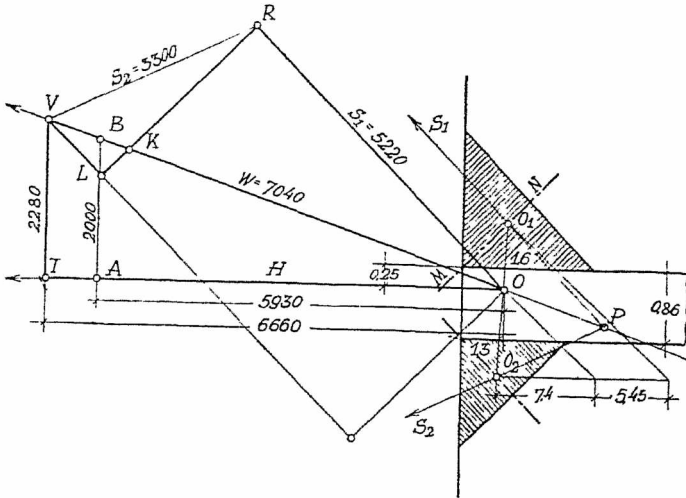
Obliczmy teraz naprężenia. Najpierw wyznaczmy podobnie jak przy próbie poprzedniej rzeczywiste oddziaływanie oraz moment utwierdzenia.

Rys. 36 przedstawia wykres sił działających na spawki. Naprzód wyznaczamy zwykłym sposobem wspólny środek ciężkości spawek O , przez który przechodzi oddziaływanie.

Przyjmijmy $P=8\text{ t}$, zatem $M_0=200000\text{ kgcm}$. Ramię momentu M_u :

$$h' = 14 - 2.0,25 = 13,5\text{ cm}, M_u = 0,4 M_0 \text{ (53)}, H = \frac{M_u}{h'}$$

$$H = \frac{0,4 \cdot 200000}{13,5} = 5930\text{ kg.}$$



Rys. 36.
Wykres sił dla próby Nr. 26.

Kreślimy $\overline{OA}=5930\text{ kg}$, prostopadłą $\overline{AB}=2000\text{ kg}$, następnie prostą BO , która daje nam kierunek wypadkowej W . Wypadkowa przecina się z siłą S_1 w P , przez który to punkt musi przejść dla równowagi i siła S_2 przechodząca przez środek ciężkości drugiej spawki. Siły S_1 i S_2 muszą być z wypadkową w równowadze; ponieważ znamy $S_1+5220\text{ kg}$ oraz kierunki pozostałych sił, możemy ich wielkość z rysunku wyznaczyć. Przewodźmy zatem $S_1=\overline{OR}=5220\text{ kg}$, $\overline{RV}\parallel PO$, do przecięcia się z W , przyczem otrzymujemy wielkość wypadkowej $W=7040\text{ kg}$, następnie zaś pionową \overline{VT} oraz poziomą $\overline{OT}=H$, która odcina nam w $p. T$ wielkość

oddziaływania. Wynosi ona w tym przypadku $O=2.2280=4560\text{ kg}$.

Rzeczywisty moment utwierdzenia będzie zatem:

$$M_0 = \frac{2.4560.100}{4} = 228000\text{ kgcm},$$

$$M_u = 0,4.228000 = 91200\text{ kgcm}.$$

Zaś naprężania w spawkach:

$$\sigma_s = \frac{W}{F_s} = \frac{7040}{12,85} = 548\text{ kg/cm}^2.$$

Zaś naprężenie z wzoru (17):

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{4560}{25,7}\right)^2 + \left(\frac{91200}{173}\right)^2} = 556\text{ kg/cm}^2.$$

Zgodność wyników jest więc i tutaj dość dobra.

Naturalnie podobnie jak i w próbie poprzedniej obliczone naprężenie jest naprężeniem średnim.

Jak z rys. 35 widać, rozkład naprężeń jest nieco lepszy jak w próbie 25 z powodu przyspojenia dodatkowymi spawkami, jednak maksymalne naprężenie jest tutaj także znacznie wyższe niż obliczone z wzoru (17).

Z wykresu sił na rys. 36 widać, iż prosta \overline{RL} dzieli nam wypadkową na dwie części, z których $\overline{OK}=5800\text{ kg}$, działa na spawkę górną, zaś $\overline{VK}=1240$ na spawkę dolną. Wobec tego średnie naprężenie w górnej spawce

$$\text{będzie } \sigma_1 = \frac{5800}{7,4} = 784\text{ kg}, \text{ w dolnej zaś } \sigma_2 = \frac{1240}{5,45} =$$

$$= 228\text{ kg/cm}^2. \text{ Jeżeli uwzględnimy nierównomierny rozkład naprężeń, to otrzymamy nawet w górnej spawce } \frac{783}{622} \cdot 784 = 1,26 \cdot 784 = 987\text{ kg/cm}^2. \text{ Widocznym więc jest,}$$

iż spawki górna i dolna nie pracują równomiernie; górna pracuje za dużo, dolna zamało. Rzeczywiste naprężenie w górnej spawce jest o 77,5% wyższe od obliczonego z wzoru (17). Jest to jeszcze jeden wzgląd przemawiający za tem, że wystarczy dźwigary przymocowywać tylko odpowiednio silnymi szwami zewnętrznymi, wewnętrzne zaś mogą odpaść — tembardziej, iż niewiele na utwierdzenie wpływają; koszt ich zatem nie stoi w żadnym stosunku do korzyści, a wprowadzone do rachunku obniżają naprężenia, które w rzeczywistości są znacznie większe. (Dok. nast.).

Wiadomości z literatury technicznej.

Drogi.

— **Droga samochodowa Genua - Serravolles.** Ukończona niedawno droga Genua - Serravolles przeznaczoną jest głównie dla wymagającego się z roku na rok ciężarowego ruchu samochodowego. Rozpoczyna się ona w Genui na wysokości 22 m n. p. m. i biegnie w dolinie Polceva, przekraczając działy wód dwoma większymi tunelami (500 m i 900 m dł.) oraz 9 mniejszymi i dochodząc w 50 km do Serravolles w miejscu rozwidlenia się z jednej strony do Turynu, z drugiej zaś do Medjolanu. W ciągu całej długości liczne mosty i trzykrotne przekroczenie kolei. Największą wysokość, mianowicie 413 n. p. m. osiąga droga przy wyjściu z najdłuższego tunelu. Maksymalny spadek podłużny 4%. Szerokość jezdni 9.00 m z podziałem na 3 odrębne tory. zasadniczo do jazdy służą dwa tory skrajne, środkowy zaś przeznaczony jest do wyprzedzania dla szybko jadących wozów.

Nawierzchnia betonowa o spadku poprzecznym 1% spoczywająca na fundamencie z jezdni tłuczniowej, podzielona jednak od niej poduszczką piasku. W partjach, w których obawiano się jeszcze chwilowo osiadań, wykonano na razie jezdnię z makadamu asfaltowanego, który później zostanie wymieniony na beton. Każdy tor ograni-

czony szwem podłużnym. Szwy poprzeczne w odstępach 5—6 m. Co 50 do 60 m szwy przestrzenne. Do wykonania jezdni zastosowano mieszaninę betonu: 400 kg wysokowartościowego cementu na 0.80 m³ twardego tłucznia i 0.40 m³ piasku żwirkowego (*Le Strade* Nr. 1/34).

— **Sprawa drogowa w Danji.** Istotna rozbudowa drogowa w Danji rozpoczęła w drugiej połowie XVIII w., gdy w r. 1761 wydał król Fryderyk V. rozkaz wykonania całego szeregu dróg głównych, przy pomocy sprowadzonego z Francji oficera-inżyniera I. Marmillo'd'a. Wartość dróg zmalała w Danji silnie z chwilą ukazania się kolei tak, iż na mocy ustawy z r. 1867 zarząd drogami przekazany został gminom, a państwo zastrzegło sobie tylko ogólny nadzór nad siecią dróg krajowych.

Danja dzieli się administracyjnie na 25 obwodów, przyczem stolica Kopenhaga stanowi samoistny obszar administracyjny. Drogi dzielą się obecnie na 2 typy; krajowe zarządzane przez obwody, oraz drogi uboczne zarządzane przez gminy pod nadzorem obwodu. Z dniem 1 kwietnia 1933 długość dróg krajowych wynosiła 7.623 km, ubocznych 44.000 km.

Drogami miejskimi zarządzają magistraty. Długość ich, łącznie ze stolicą wynosiła w tym samym czasie 2264 km.

Wydatki na utrzymanie dróg krajowych pokrywane są na mocy ustawy z r. 1867 przez posiadaczy gruntów,

jednakże $\frac{1}{3}$ część tych wydatków może być rozłożoną na gminy. Koszta utrzymania dróg ubocznych oraz ulic miejskich pokrywane są przez normalne budżety gminne. Obecnie do kosztów utrzymania pociągnięto również ruch samochodowy w formie podatku od benzyny, od ciężaru wozów, oraz podatku obrotowego złączonego ze sprzedażą samochodów. W r. budżet. 1932/33 dało to kwotę 43 46 mil. koron, z czego udzielono dotacji obwodom 17.7 mil. k., gminom 12.6 mil. k., miastom 2.87 mil. k., Kopenhadze 1.79 mil. k. i specjalnie gminie Frederiksberg 0.9 mil. k. Reszta została przeznaczoną na specjalne roboty drogowe oraz w małej części na utrzymanie Laboratorium drogowego.

Wydatki na dzwycyjne, złączone z koniecznością dostosowania dróg do nowoczesnego ruchu samochodowego, pokrywa wprowadzony 1 lipca 1927 r. Fundusz Drogowy, którego źródła dochodów są dosyć rozmaite.

Obecnie wyłoniono komisję, która ma przedłożyć wniosek do zmiany ustawodawstwa drogowego z r. 1867 w tym kierunku, by zabezpieczyć państwu większy wpływ na gospodarkę drogową, aniżeli to miało miejsce dotychczas.

W r. 1928/29 przeprowadzono na 4133 km dróg głównych statystykę ruchu drogowego, dzieląc pojazdy na: motorowe na pneumatykach łącznie z motocyklami, motorowe na masywach, oraz konne. Otrzymane rezultaty co do rodzaju ruchu ilustruje poniżej podane zestawienie:

Pojazdy	Procentowy udział		Prze- ciężny ciężar w t
	wedle ilości	wedle ciężaru	
motorowe na pneumat.	86.3	79	1.55
motorowe na masywach	0.6	3	5.78
konne	12.9	18	2.39
razem	100%	100%	1.69

O ile rozchodziłoby się o statystykę nasilenia ruchu to uwidacznia się ona z poniższego zestawienia:

Nasilenie ruchu t	% dróg głów. badanych
0—200	8.0
201—400	36.2
401—800	41.9
801—1200	7.2
1201—1600	3.8
1601—2000	0.7
2001—3000	1.2
3001—5000	0.4
powyżej 5000	0.6

Oprócz tego przeprowadzono statystykę ruchu pieszego i rowerowego, co jest tam o tyle ważne, iż w Danji przypada 1 rower na 2 mieszkańców. Dodać należy, iż wedle zestawienia z 30 września 1933 r. posiada Danja 119.548 samochodów i 24.351 motocykli, tak, iż na 10.000 mieszkańców przypada 328 automobilów i 67 motocykli. (Bitumen Nr. 4/34). E. B.

Żelazo - beton.

— **Plastyczność betonu** omawia prof. Melan w *Bet. u. Eis.* (1932, str. 320). Przy ciśnieniu osiowym słupa żelbetowego plastyczność betonu zmniejsza naprężenie betonu, a powiększa żelaza. Wpływ ten jest znaczny i zależny od czasu, kiedy żelbet pierwszy raz obciążymy. I tak otrzymuje Melan dla wypadku obciążenia żelbetu po 1 miesiącu:

u z b r o j e n i e $p = 1\%$

wiek budowli 1 mies.	$\frac{1}{2}$ roku	1 r.	2 lata
σ_b	σ_0	$0.82 \sigma_0$	$0.80 \sigma_0$
σ_z	σ_0	$2.8 \sigma_0$	$3 \sigma_0$

u z b r o j e n i e $p = 2\%$

σ_b	σ_0	$0.72 \sigma_0$	$0.67 \sigma_0$	$0.63 \sigma_0$
σ_z	σ_0	$2.4 \sigma_0$	$2.65 \sigma_0$	$2.85 \sigma_0$

Dla wypadku obciążenia żelbetu po 3 miesiącach:

u z b r o j e n i e $p = 1\%$

wiek budowli 3 mies.	$\frac{1}{2}$ roku	1 r.	2 lata
σ_b	σ_0	$0.92 \sigma_0$	$0.89 \sigma_0$
σ_z	σ_0	$1.8 \sigma_0$	$2.1 \sigma_0$

u z b r o j e n i e $p = 2\%$

σ_b	σ_0	$0.86 \sigma_0$	$0.80 \sigma_0$	$0.75 \sigma_0$
σ_z	σ_0	$1.7 \sigma_0$	$2.0 \sigma_0$	$2.25 \sigma_0$

Widzimy, że wzrost naprężeń żelaza może być bardzo znaczny i zasługuje na to, by się nad tym problemem zastanowić.

Dr. M. Thullie.

Koleje.

— **Kolej linowa o długości 52 km.** została wybudowana w ciągu półtora roku w Indochinach między Tanep i Thakhek do przewozu materiałów budowlanych, prowiantów i osób. Kolej ta ma przedewszystkiem nadto na celu dowóz materiałów do budowy kolei normalotorowej w bardzo trudnym terenie między Hom-Cue i Ban-na-Phao. Kolej dzieli się na sześć odcinków z stacjami pośrednimi, posiada w ruchu 440 wagonetek i zapasowych 60 na torach bocznych. Pod linią umieszczono przewodniki telefoniczne i sygnalizacyjne (*Bautechnik* 30/1933).

— **Powrót ku motorówkom parowym.** Koleje niemieckie zamówiły nowy typ motorówki parowej, wykonanej wspólnie siłami fabryk Wegmanna w Cassel i Borsiga w Berlinie. Pojazd ten posiada ciężar własny 14.5 ton, pojemność 42 miejsc siedzących, szybkość jazdy 65 km/godz. Po odbyciu szeregu prób pojazd podlega obecnie pewnym przeróbkom. Oprócz dwóch podobnych pojazdów dwuosiowych zamówiono jeszcze dwa pojazdy o podwójnych wózkach, 34 ton własnej wagi, 70 miejscach i szybkości 90 km/godz. (*Modern Transp.* 756/1933). Francuska kolej północna zamówiła motorówkę parową o ciężarze własnym 45 ton, 65 miejscach, największej prędkości 90 km. Karoserja będzie wykonana przez dwa zakłady francuskie, reszta w Anglii. Budowa tej jednostki będzie przypominała trzy analogiczne pojazdy, zbudowane dla kolei angielskich. (*Modern Transp.* 759/1933). Inż. A. W. Krüger.

RECENZJE I KRYTYKI.

Michał Wojtkiewicz, inż. komunikacji: „Śródlądowe drogi wodne na tle ewolucji transportu“. Warszawa 1934. (XI + 485 stron, 4 tablice).

Powyższe obszernie dzieło, które ukazało się na półkach księgarskich przed niewiele tygodniami, zasługuje ze wszech miar na uwagę. Treścią jego jest ocena wartości i celowości nowoczesnych dróg wodnych śródlądowych wobec ewolucji transportu, a przedewszystkiem dokonanego już rozwoju wielkich sieci kolei żelaznych i nowoczesnego środka przewozowego, t. j. samochodu ciężarowego, który traktuje jednak tylko nawiasowo.

We wstępie twierdzi autor, że Francuzi, skorzy do śmiałych poczynań, popełnili kosztowne omyłki, nim sobie wyjaśnili obecne przeznaczenie dróg wodnych, a społeczeństwo polskie, dopóki nie posiadało własnego państwa, nie miało powodu, ani sposobności, do studjowania kwestji dróg wodnych pod własnym kątem widzenia, a nasza obecna literatura dróg wodnych ma tylko charakter okolicznościowej propagandy. Pozatem jeszcze zarzuca, że stosunek społeczeństwa polskiego do dróg wodnych opiera się na komunalach.

Cała książka ma charakter traktatu gospodarczego; techniką dróg wodnych autor się nie zajmuje, bo mu to zresztą nie jest potrzebne. Wprawdzie pierwszy ustęp nosi

ten tytuł, ale ma on tylko cztery strony i ma na celu chyba tylko zorientowanie laika co do znaczenia nazw fachowych.

W obszernych dziesięciu rozdziałach (str. 5—469) omawia historję i znaczenie gospodarcze dróg wodnych, w związku z ewolucją transportu, w Anglii, Francji, Niemczech, Rosji i Polsce, a ostatni rozdział (str. 474—482) poświęca zagadnieniu śródlądowych dróg wodnych w wieku kolei żelaznych.

Przechodząc do oceny wartości tego dzieła zaznaczyć trzeba, że ocena ta będzie tylko ogółową, a wchodzenie w szczegóły, jakkolwiek nie byłoby może bez pożytku, za dalekoby nas tu zaprowadziło.

Podnieść należy z uznaniem, że autor zadał sobie dużo trudu i zgromadził wiele cennych danych, które dla badacza tego działu mogą być przydatne. Powtórę trzeba przyznać autorowi dużą znajomość handlowej strony problemu. W dziedzinie taryf i kosztów ruchu porusza się on zupełnie dobrze i jego uwagi pod tym względem, analizy i porównania, dają w ogólnych zarysach dobre wyjaśnienia. Wreszcie uznać należy, że problemy gospodarcze traktuje trzeźwo i realnie, co na zbyt pochopnych projektantów dróg wodnych może oddziaływać korzystnie, otrzeźwiająco.

Ale — mimo wszystko — rzecz jest napisana tendencyjnie — pod temi samemi założeniami, jak dotychczasowe publikacje tegoż autora. Ponieważ zaś mojem zdaniem tendencja ta jest szkodliwa, przeto muszę się nią tu zająć bliżej, aby uchronić mniej uświadomionych czytelników od pomyłek.

Przedewszystkiem uważam, że autor w swych ocenach zbyt mało odróżnia naturalne od sztucznych dróg wodnych, przy których zachodzą bardzo znaczne różnice w kosztach przewozu i w gospodarczej wartości. Powtórę traktuje sztuczne drogi wodne z pewnem uprzedzeniem, a natomiast koleje żelazne znacznie przychylniej i pobłażliwiej. Po przeczytaniu całego działu nie ma się nawet pewności czy autor byłby wogóle za wykonaniem jakiegokolwiek drogi wodnej sztucznej. W końcowych wywodach twierdzi wprawdzie, że drogi wodne jako inwestycja, której przyświeca doniosły cel obniżenia kosztów przewozu pozostają narodowi na zawsze — jednak równocześnie dodaje, że „wszelkie nawet w tej formie, t. j. przy pominięciu kosztów inwestycji pobierane opłaty, wolne od ponoszenia kosztów drogi wodnej, nie mogą być porównywane z taryfami kolejowemi“. W dalszym ciągu mówi jeszcze wyraźniej i złośliwiej: „Narody bogate, duszące się od nadmiaru wolnych kapitałów, mogą sobie z lekkim sercem pozwolić na zagrzebywanie zawczasu w drogach wodnych słabo procentujących się kapitałów, by ułatwić byt przyszłych pokoleń“.

Sprawiedliwość nakazuje jednak również podkreślić następujące słuszne zdanie autora, według którego „budowa dróg wodnych ma dla społeczeństwa znaczenie, jako środek osiągnięcia oszczędności na wydatkach transportu“.

Ale i tu przebija się zbyt buchalteryczne (mówiąc po polsku, księgowo) traktowanie gospodarczego znaczenia drogi wodnej. Drogi wodne traktuje autor wyłącznie pod kątem dochodowości, odmawiając im nawet prawa stworzenia dogodnej drogi komunikacyjnej, które całkowicie przelewa na rzecz kolei żelaznych. Jest to ciasny zakres widzenia, a przytem tendencyjny; wszak buduje się i zbudowano już wiele kolei żelaznych z zupełną świadomością, że się nie będą rentować, a gdybyśmy rozpatrywali budowę dróg bitych z tego samego punktu widzenia, to musielibyśmy jej zupełnie zaprzestać.

Autor nie chce więc widzieć zupełnie rozwojowego znaczenia dróg wodnych, stąd zupełny u niego dla nich brak zapędu.

Ale jeżeli zanotowaliśmy tu jego niechęć do budowy dróg wodnych, to musimy tu zaznaczyć, że wprost z nienawiścią odnosi się do regulacji rzek. Przytem on tej regulacji nie rozumie, albo nie chce rozumieć. Regulację uważa jako inwestycję kosztowną, a niepotrzebną; nie mówi nic o szerokich jej celach i zadaniach, natomiast traktuje ją

wyłącznie jako środek poprawy żeglugi i spławu, przypisując mu jednak i w tym kierunku bardzo znikome znaczenie. Przytem nawet unika słowa regulacja, a zastępuje go wyrażeniem normalizacja, zwężenie i t. p. Do tego przyświeca mu zawsze „ex oriente lux“, gdyż całkowicie aprobuje zasady, wśród których wyrósł i pracował w Rosji. Dodać trzeba, że miesza regulację z obwałowaniem, stwierdza z całą stanowczością, że na Wiśle powyżej odgałęzienia Nogatu wysokie poziomy wody zostały podniesione o 2 m, a pod Płockiem o 3 m, a wreszcie, że regulacja łożyska Wisły na średnią wodę poważnie podwyższyła poziomy powodziowe!

Mówiąc o robotach w Rosji, wyraża następujące zdanie: „Sposób traktowania drogi wodnej, przyjęty ostatecznie przez kazański okręg komunikacji, polegał na tem, żeby brać od rzeki najmniejszym kosztem co ta dać może, stosując w tym celu kolejno zabiegi najtańsze: najprzód wytyczenie szlaku, potem stałą kontrolę głębokości mielizn, połączoną z jej podawaniem do publicznej wiadomości, w końcu systematyczne wspomaganie potoku bagrowaniem w jego pracy nad przemywaniem w łożysku poprzecznych progów“. Dodaje jeszcze, że sposób ten polega na naukowej organizacji pracy, połączonej ze znajomością ruchu rumowiska w rzece.

Zasady tu wyrażone są tak święte dla autora, że poza niemi nie widzi nic innego, a część podkreślona tu obejmuje jedyny środek regulacji, jaki autor uznaje i do którego czuje prawdziwy zapal.

A zatem bagrowanie i nic więcej! Jeżeli nieszczęście, jakie przyroda nam sprowadziła, t. j. rzeki są i nie dadzą się zasypać, to można je ostatecznie wyzyskać dla żeglugi i to tylko przez bagrowanie!

Jak się przedstawia sprawa z tem bagrowaniem?

Przedmiotem tym zająłem się obszerniej w mojej „Regulacji rzek“ z roku 1921, gdzie poświęciłem jej osobny ustęp (str. 314—318), dlatego nie chcę się tu powtarzać. Stwierdzam tylko, że tak międzynarodowe kongresy żeglugi, jak i poszczególni wybitni fachowcy uważają bagrowanie jako dobry środek pomocniczy przy regulacjach, ale nie za jakąś „metodę“ w celu regulacji rzeki, gdyż po przejściu wielkiej wody wszelkie poprzednie rezultaty są stracone. Nawet inżynier Kurejusz, pracujący przed wojną w Królestwie, uznał tę „metodę“ w odniesieniu do Wisły jako niewystarczającą. Sposób ten zresztą nie jest nowy, ale stary jak świat i oddawna stosowany w celach pomocniczych.

Ale „bagrowanie“ ma już swą przeszłość i w odrodzonej Polsce. Już niedługo po wojnie opowiadał mi we Lwowie pewien przemysłowiec, że jadąc z pewnym dyrektorem banku z Warszawy, dowiedział się od niego o „nowej“ metodzie regulacji rzek, która powinna być zastosowana do Wisły, a w ciągu bardzo krótkiego czasu Wisła może być uregulowana. Po dłuższem badaniu wyrozumiałem, że metoda ta polega na sprowadzeniu z Holandji wielkich drag (pogłębiarek, bagrów), które kopać będą żeglowne łożysko Wisły.

Bagrowanie mielizn zastosowano rzeczywiście na Wiśle przedewszystkiem na odcinku Warszawa — ujście Bugu, nawet z pewnym skutkiem dodatnim dla żeglugi. Gdyby jednak autor przeliczył kosztą tego bagrowania na 1 *tkm* przewiezionego towaru, to wypadłyby cyfry bardzo nieprzyjemne. A do tego te dwie wielkie pogłębiarki holenderskie, które nie chciały chodzić po Wiśle i z którymi było tyle kłopotu? Nie chcę tu krytykować zamiarów i zarządzeń naszego zarządu dróg wodnych, owszem uznaję w zupełności jego dobre chęci, oraz, że próby były tu konieczne, jak niemniej, że bagrowanie w celu poparcia żeglugi na dzikiej rzece było do pewnego stopnia potrzebne, jednak muszę stwierdzić, że „metoda“ ta zastosowana do długiej przestrzeni rzeki nie byłaby ani tanią ani ekonomiczną, bo nie daje niczego trwałego i po każdej wielkiej wodzie musi się zaczynać na nowo. Nic zatem nie pozostaje po tej metodzie na rzece trwałego; woda będzie dalej rwać piaszczyste, niewytrzymałe brzegi Wisły, o kilometrowych odległościach od siebie, a nawet pod Kłodą leżące w odległości trzech kilo-

metrów i zabierać urodzajne grunta. Zawalone ławicami łożysko będzie dalej leżeć wysoko, powiększać wylewy i utrudniać odwodnienie, oraz uniemożliwiać żeglugę. Sądzę, że zastosowanie wyłączne metody z kazańskiego okręgu zupełnieby nas nie zadowolniło. Musimy dążyć do czegoś lepszego, trwałego i wrócić do zachodniego wzoru regulacji rzek.

Jak dalece autor lekceważy systematyczną regulację rzek i jej skutki, stwierdza to jego krytyka wydatków czynionych przez warszawski okręg komunikacji przed wojną na roboty na Wiśle. Wydatki te wynosiły w przecięciu rocznym około miliona rubli — w której to sumie zawarte jest 750.000¹⁾ rubli na wykonanie i utrzymanie budowli regulacyjnych, zaś około 60.000 rb. na bagrowanie. Otóż autor powiada, że z tej milionowej kwoty wydano z namacalną korzyścią dla spławu i żeglugi tylko około 60.000 rubli, zaś z wydatkami na ułatwienie spławu i żeglugi do 100.000 rb.

Z literatury krajowej autor nie korzysta zupełnie, co jest zresztą zrozumiałe wobec zdań wyrażonych w przedmowie dzieła, a podanych tu na wstępie. Cytuje tylko Ingardena²⁾, którego nazywa „doradcą jednego z cesarskich namiestnictw krajowych“ i zarzuca mu „że wierzył w rentowność sieci (kanałowej), wbrew doświadczeniom Francji i Prus“, przyznaje jednak obiektywnie „że Małopolska korzystała z wydatnego poparcia przy porządkowaniu u siebie według własnego uznania odpływu wód rzecznych, dzięki czemu Polska odrodzona zastała w zaborze austriackim 670 km rzek w lepszym stanie, niż ten, w jakim te rzeki objęła niegdyś Austria“.

Pragnę jeszcze zwrócić uwagę na liczne błędy językowe i nieodpowiednią nomenklaturę, oraz sprostować pewne pomyłki.

W państwie polskim powinniśmy dbać o czystość języka, bo jest on naszą drogocenną spuścizną. Dlatego razi ciągle używanie przez autora formy biernej, niezgodnej z duchem naszego języka a taksamo słów złożonych. Powtórę rażą bardzo rozmaite brzydkie wyrażenia, których próbkę tu podaję.

Współczynnik pełnotliwości (wystarczy pełności, lub wypełnienia), wododziały (działy wód). Rzeka przedstawia sobą łańcuch miejsc głębokich. Kwestja stała się rozwiązana. Podścielające skały. Dniestrowskie zboże. Brała swój początek. Kanały Ładożskie. Małowodny stan — mołowodny rok (stan niski, stan z małym przepływem, mała woda, rok suchy). Użegłownienie Emsu. Ruch żeglugowy (lepiej żeglowny). Żeglugę demoralizowały rujnujące ją katastrofalne nawigacje (makaronizmy). Kilometr kanału był kosztorysowany. Kanał wziął początek. Nawigacje katastrofalnie małowodne. Takie holowniki znalazły zastosowanie. Regulacja Dniepra.

Twórca jazów iglicowych, które dziś postuletniem panowaniu wyszły już z użycia, nazywał się nie Piorret, ani Poiret, tylko Poirée. Regulację pasa żeglownego, czy położenia nurtu, nazywa autor „regulacja potoku“. „Potok“ to całkiem co innego. Prócz wyrażenia „kanalizacja rzeki“, używa autor również terminu „śluzowana rzeka“. Można lepiej było pozostać przy pierwszej nazwie, jako międzynarodowej i lepiej znanej; powtórę nie służy się rzeki tylko statki.

Dodatkowo wyjaśniam, że niema jeszcze na Przemyślu progów, ani jazu na Wiśle pod Krakowem.

Reasumując stwierdzam, że książkę warto przeczytać, jednak, kto ją bierze do ręki, musi być przedtem uświadomiony o tendencjach autora, mojem zdaniem chybionych, a nawet dla sprawy regulacji rzek szkodliwych.

Dr. M. M.

NEKROLOGJA.

† Inż. Leon Wichański zmarł 15 lipca b. r. w 62 roku życia. Śp. Zmarły po ukończeniu Akademii Górniczej w Leo-

¹⁾ W tem 412.000 rubli na Wisłę graniczną.

²⁾ Przedewszystkiem dzieło „Rzeki i kanały w dawnych trzech zaborach“.

ben pracował długi lata w przemyśle naftowym jako kierownik kopalń w Borysławiu, Tustanowicach, Gorlicach i Równem, w okresie wojennym zaś zajęty był w Centrali Odbudowy Galicji. Członkiem naszego Tow. był od r. 1908. Cześć Jego pamięci!

Kongresy i Zjazdy.

XI Międzynarodowy Kongres dla Acetyleny, Spawania Autogenicznego i pokrewnych działów techniki. W dniach od 5—11 czerwca, odbył się w Rzymie XI międzynarodowy kongres dla acetyleny i spawania autogenicznego itd. Na kongres zjechało się przeszło 300 delegatów różnych państw i narodowości z całego świata. Polska była na kongresie tym reprezentowana przez szereg osób; między innymi brali udział w kongresie pp.: Dr. Schnerr prezes Tow. dla Rozwoju Spawania i Cięcia Metali i Prof. Pilarzki z Warszawy, Inż. Griffel z Urzędu Wojew. śl., Inż. Nowak z Dyrekcji kolej. katowickiej, Inż. Tułacz Dyr. Tow. dla Rozwoju Spawania, Inż. Dobrowolski redaktor miesięcznika „Spawanie i Cięcie Metali“, Dyr. Bernstein, Dyr. Golling z Katowic i i.

Wygłoszono przeszło 100 referatów w językach francuskim, angielskim, włoskim i niemieckim. Referaty polskie zgłoszone na kongres były następujące:

1) Bryła: „*Renforcement des charpentés métalliques à l'aide de la soudure*“. 2) Dobrowolski: „*Travaux sur le rechargement des voies ferrées au chalumeau oxy-acétylénique en Pologne; son état actuel et son avenir*“. 3) Golling i Tułacz: „*Verbindung von Eisenbahnschiennen mittels der Acetylen-Sauerstoff-Schweissung*“. 4) Griffel: „*Etude du degré d'encastrement des poutres droites dans les constructions soudées*“¹⁾.

Obrazy kongresu połączone nieraz z ożywionymi dyskusjami toczyły się w trzech sekcjach.

Włosi zdali celująco egzamin jako gospodarze; uczestnicy kongresu byli nadzwyczaj gościnnie przyjmowani i umożliwiono im zwiedzenie całego szeregu interesujących obiektów i przedsięwzięć, między innymi zwiedzili członkowie kongresu roboty przy meljoracji słynnych „błot pontyjskich“.

Następny kongres ma się odbyć za 2 lata w Londynie.

Międzynarodowy Doroczny Zjazd „Poradni Stosowania Żelaza“ w Londynie. W dniach 20—23 czerwca b. r. odbył się w Londynie III Międzynarodowy Zjazd „Poradni Stosowania Żelaza“. Zjazdy Poradni odbywają się corocznie, pierwszy z nich był w Paryżu w r. 1932, drugi w Düsseldorfie w 1933 roku.

Celem zjazdu jest informowanie zainteresowanych o pracach i postępach osiągniętych w dziedzinie konstrukcyj stalowych, o nowych metodach obliczania i wykonywania, wskazywanie możliwości nowych zastosowań w użyciu żelaza i stali, wreszcie wymiana doświadczeń z zakresu propagandy spożycia stali.

Na tegorocznym zjeździe reprezentowane były następujące państwa: Anglja, Belgja, Czechosłowacja, Francja, Holandja, Niemcy, Polska i Stany Zjednoczone A. P. Równocześnie z okazji zjazdu zorganizowało angielskie stowarzyszenie „British Steelwork Association“ „Międzynarodowy Kongres Zastosowań Stali“. W programie obrad zamieszczono następujące referaty:

1. Przepisy budowlane dotyczące stali, M. L. G. Ruquoi, Belgja.

2. Ochrona konstrukcyj stalowo-szkieletowych przed działaniem ognia, M. van Genderen Stort, Holandja.

3. Konstrukcje ramowe sztywne, Meier-Leibnitz, Niemcy.

4. Wytrzymałość słupów stalowych, wypełnionych betonem, A. Kloppel, Niemcy.

¹⁾ Por. Nr. 12 *Czasop. Techn.* i następne: Griffel: „Studjum nad stopniem utwierdzenia belek prostych w konstrukcjach spawanych“.

5. Budownictwo przemysłowe i utylitarne, Prof. Dr. R. L. A. Schoemaker, Holandia.

6. Prace badawcze nad konstrukcjami szkieletowymi (w naturalnej skali). Dr. F. J. Baker, Anglja.

8. Stosowanie blach stalowych w budownictwie, Mr. Frank Main, Stany Zjed.

8. Metody budowy oparte na budownictwie stalowo-szkieletowym, Francja.

9. Osiedle robotnicze w Rotterdamie, M. T. Elshout, Holandia.

10. Zastosowanie blachy w architekturze, Mr. Francis Lorne, Anglja.

11. Projekt Konkursowy Pałacu Wystawowego w Paryżu, M. L. Icre, Francja.

12. Mosty o dużej rozpiętości, MR. R. Freeman, Anglja.

13. Stemple stalowe i łuki obudowy górniczej, Major H. M. Hudspeth, Anglja.

14. Spawane konstrukcje stalowo-szkieletowe, Prof. Dr. Inż. Stefan Bryła, Polska.

15. Zastosowanie spawania w budowie taboru kolejowego, Inż. A. Brandt, Polska.

16. Najnowsze kierunki w projektowaniu mostów stalowych, T. C. Grisenthwaite, Anglja.

17. Zastosowanie belki Vierendeela w konstrukcjach budynków, P. C. G. Hausser, Anglja.

VI Międzynarodowy Kongres Naukowej Organizacji w Londynie. W dniach 15—20 lipca 1935 roku odbędzie się w Londynie VI Międzynarodowy Kongres Naukowej Organizacji pod protektoratem J. K. M. Księcia Walji.

Program Kongresu przewiduje 7 sekcji, a mianowicie: sekcję Przemysłową, Rolniczą, Handlową, Nauczania, Szerzenia i Propagandy Naukowej Organizacji, Gospodarstwa domowego, oraz sekcję na której dyskutowane będą referaty na tematy dowolne.

Bliższych wiadomości o Kongresie Londyńskim udziela biuro Polskiego Komitetu Naukowej Organizacji w Warszawie przy ul. Mokotowskiej 53, tel. 8. 16-43 w godz. 10—14 codziennie z wyjątkiem niedziel i świąt.

Zjazd Inżynierów-Mechaników we Lwowie. Z końcem maja 1935 roku odbędzie się we Lwowie IX Zjazd Inżynierów-Mechaników. Zjazd ten urządzi bardzo czynne i ruchliwe „Stowarzyszenie Inżynierów-Mechaników Polskich“ w Warszawie (adres ul. Czackiego 3/5, m. 22), skupiające w sobie ogół inżynierów-mechaników z całej Polski.

Wiadomość o uchwale, powziętej 4 czerwca b. r. na Zjeździe Mechaników w Katowicach, odnoszącej się do odbycia następnego Zjazdu we Lwowie przyjęli lwowscy Kolegzy, Wydział Główny Pol. Tow. Politechnicznego, Rektor Politechniki i Grono profesorów Wydziału Mechanicznego z prawdziwą radością.

W celu wczesnego przygotowania Zjazdu i przyjęcia miłych gości w naszym grodzie utworzono już „Tymczasowy Komitet Zjazdowy“ we Lwowie, do którego należą profesorowie Wydziału Mechanicznego Politechniki i liczne grono młodych inżynierów. Pełny Komitet lwowski ukonstytuuje się we wrześniu b. r.

Na pierwszym swem posiedzeniu „Komitet tymczasowy“ przyjął następujący projekt organizacji Zjazdu, który już przedłożono Zarządowi Stow. I. M. P. do zatwierdzenia:

Zjazd podzielony będzie na 5 Sekcyj specjalnych, obejmujących po kilka grup tematów każda. Przewiduje się grupy: a) energetyczno-ruchową, b) konstruktorską, c) warsztatową, d) metalurgiczną, e) badania materiałów, f) lotniczą, g) kolejowo-samojazdową, h) techniki wojskowej, i) maszyn budowlanych, inżynierskich, rolniczych itp., j) grupę techniki naftowo-gazowej, k) grupy wykładów wspólnych o treści ogólnie interesującej z dziedzin: ekonomiki przemysłowej Małopolski, kształcenia techników, zastosowań techniki w rolnictwie itd.

Referaty zjazdowe przysyłać należy przed 1 marca 1935 r. pod adresem Komitetu zjazdowego w Warszawie ul. Czackiego 3/5, m. 22. *E. Hauswald.*

SPRAWY TOWARZYSTWA.

Protokół z posiedzenia Wydziału Głównego P. T. P. z 7 maja 1934 r. Obecni: Prezes i 16 członków Wydziału.

1. Protokół z ostatniego posiedzenia przyjęto po sprostowaniu.

2. Przyjęto na członka P. T. P. Inż. Wargalę Józefa.

3. Inż. Bronarski podał do wiadomości otrzymanie subwencji w wysokości 5.000 zł. z Ministerstwa Komunikacji dla *Czasopisma Technicznego*.

4. Regulamin Sekcji Drogowej P. T. P. przyjęto w brzmieniu przedłożonym przez Prezydium.

5. Załatwiono sprawy, związane z wynajmem lokali w budynku Towarzystwa.

6. Odczytano z okólnika Nr. 66 Z. P. Z. T. program Zjazdu Delegatów P. Z. T., który ma się odbyć dnia 27 maja b. r. w Katowicach. Jako delegata P. T. P. na Zjazd uproszono Inż. Nosowicza.

7. Inż. Chmielewski informuje Wydział o obecnym stanie rządowego projektu o Izbach Inżynierskich.

8. Odczytano pismo Komitetu Funduszu Pracy Województwa Lwowskiego w sprawie wieloletniego planu robót dla likwidacji bezrobocia. Po dyskusji, przekazano to pismo Sekcji Ogólnej.

Na tem posiedzenie zamknięto.

Protokół Walnego Zgromadzenia Członków Polskiego Towarzystwa Politechnicznego we Lwowie, odbytego dnia 21 marca 1934 r.

Prezes Inż. St. Rybicki otwiera o godz. 18-tej Walne

Zgromadzenie stwierdzając, że liczba obecnych członków jest wystarczająca dla powzięcia prawomocności uchwał.

Po powitaniu członków w ilości 55 zaprasza przewodniczący na skrutatorów Inż. Engla, Inż. Maślankę i Inż. Nechay'a, zaś na sekretarzy Inż. Gawlińskiego i Inż. Heydę.

Następnie Prezes St. Rybicki uczcił pamięć zmarłych w roku ubiegłym członków Towarzystwa. Zgromadzenie uczciło pamięć zmarłych przez powstanie i przez chwilę milczenia.

Protokół ostatniego Walnego Zgromadzenia przyjęto bez odczytania z uwagi na to, że został ogłoszony w Nr. 1 *Czasopisma Technicznego* z dnia 1. I. 1934 r. Również zwolniono Sekretarza od odczytania sprawozdania z czynności Wydziału za rok 1933, wydrukowanego w Nr. 5 *Czasopisma Technicznego* z dnia 10. III. 1934 r.

Następnie Prezes Inż. St. Rybicki zdaje sprawozdanie z działalności Towarzystwa. Towarzystwo może wykazać pewne moralne sukcesy, gdyż niektóre zasadnicze postulaty, które wysuwało wobec Władz Centralnych od szeregu lat, uzyskały zgodę miarodajnych czynników i zostały zastosowane w programie prac, przez Rząd ustalonym na najbliższą przyszłość. Odnosi się to np. do podjęcia szerokiej akcji inwestycyjnej dla zatrudnienia bezrobotnych, zamiast dotychczas stosowanego systemu zasiłków pieniężnych, subwencjonowania budowy małych, jednorodzinnych domków, zamiast udzielania pożyczek na budowę kolonij mieszkalnych i t. p. Co do sposobu finansowania prywatnych budowli, wnioski Towarzystwa, idące w tym kierunku, aby Skarb Państwa, zamiast udzielać pożyczek, obejmował gwarancję części odsetek od włożonego, prywatnego kapitału, nie

zyskał dotychczas zgody kół miarodajnych. Kierownictwo akcji inwestycyjnej spoczywa obecnie w ręku Ministerstwa Opieki Społecznej, nie będącego Ministerstwem technicznym, które dla tego celu stworzyło Dyrekcję Techniczną Funduszu Pracy. Powołanie do życia nowego urzędu technicznego dowodzi, że zwinięcie Ministerstwa Robót Publicznych było zarządzeniem szkodliwym dla odpowiedniego kierownictwa robotami inwestycyjnymi i że reaktywowanie tego Ministerstwa jest uzasadnionym postulatem polskich kół technicznych. Towarzystwo zamierza podjąć na nowo akcję w celu reaktywowania tego Ministerstwa.

Projekt ustawy o Izbach Inżynierskich zajmował żywo nasze Towarzystwo, które wraz z Izbą Inżynierską współpracowało w komisji na ten cel przez Związek Polskich Zrzeszeń Technicznych, wyłonionej. Komisja opracowała projekt ustawy, który jako kompromisowy nie odpowiadał w zupełności żądaniom wysuniętym przez Towarzystwo. Projekt ustawy zatwierdzony przez Zarząd Związku nie spotkał się z przychylnym przyjęciem przez Zjazd Delegatów odbyty w grudniu 1933 w Warszawie, który w jego miejsce ustalił szereg tez mających służyć za podstawę do opracowania nowego projektu. Dalsze losy tej ustawy nie dadzą się przewidzieć.

Usiłowania podjęte przez Towarzystwo dla pomocy materialnej dla inżynierów wogóle a w szczególności dla inżynierów bezrobotnych nie dały wydatnego wyniku oprócz uzyskania kilku posad dla bezrobotnych inżynierów i zebrania funduszu pożyczkowego dla nich przeznaczanego. Towarzystwo nie ustanie jednak w usiłowaniach, aby przyjąć z pomocą bezrobotnym inżynierom przez wynalezienie dla nich zajęcia.

W gronie członków Towarzystwa odzywają się głosy krytyki co do działalności Towarzystwa, które twierdzą, że Towarzystwo nie daje swoim członkom wzamian za ofiary, które ponoszą. Te nieprzychylne sądy są wywołane nieporozumieniem. Praca Towarzystwa jest pracą dla celów ideowych i rozwija się po linii zasad i tradycji ustalonych przez 60-letnią działalność Towarzystwa. Wydawnictwo *Czasopisma Technicznego*, które w wysokiej mierze obciąża budżet Towarzystwa jest przedsięwzięciem mającym rozwijać wiedzę techniczną, a zatem także ideowe dążenia, na celu. Żądanie członków, aby Towarzystwo dawało im przedewszystkiem realne, materialne korzyści jest trudne do urzeczywistnienia i do pogodzenia z ideowymi celami i zadaniami Towarzystwa, jakkolwiek przynależą, że członkowie ponoszą ofiary dla tych celów ideowych, ofiary, które w czasach przesilenia gospodarczego mają poważne znaczenie w ich budżecie.

W dalszym ciągu Prezes Inż. St. Rybicki składa podziękowanie wszystkim członkom Wydziału Głównego za gorliwą współpracę dla dobra Towarzystwa. W szczególności dziękuje Wiceprezesom Rektorowi O. Nadolskiemu i Inż. P. Prachtel-Morawiańskiemu za wydatną współpracę, Skarbnikowi Inż. E. Bronarskiemu, Sekretarzowi Inż. St. Kozłowskiemu, Redaktorowi *Czasopisma Technicznego* Prof. E. Bratro, Prof. D. Krzyczkowskiemu, jako Administratorowi domu, oraz Inż. A. Tomaszewskiemu, Administratorowi *Czasopisma Technicznego*, Inż. T. Laskiewiczowi, Bibliotekarzowi, wreszcie pozostałym członkom Wydziału. W końcu dziękuje całemu personelowi Towarzystwa za bardzo sumienne spełnianie obowiązków. Zebrani Członkowie wyrażają swoje uznanie oklaskami.

Inż. Engel podnosi zasługi Prezesa St. Rybickiego i wyraża w imieniu Walnego Zgromadzenia podziękowanie za ofiarną pracę dla Towarzystwa.

Prezes Inż. St. Rybicki dziękuje za słowa uznania, zastrzega się jednak, że spełnił tylko swój obowiązek a zasługi są wspólne wszystkich członków Wydziału.

Imieniem Komisji Rewizyjnej odczytuje Inż. Nechay wniosek udzielenia Wydziałowi Głównemu absolutorjum za zamknięcie rachunkowe roku 1933 i przyjęcie sprawozdania i preliminarza.

Wniosek ten przyjęto jednogłośnie.

Inż. E. Bronarski referuje wniosek Oddziału Stanisławowskiego poparty przez Oddział Przemyski i Tarnowski w sprawie obniżenia wkładek dla zamiejscowych członków do 50 gr. i zgodnie z uchwałą Wydziału Głównego z dnia 23. III. br. wnosi o odrzucenie go. W czasie dyskusji nad powyższym wnioskiem poruszono konieczność nawiązania kontaktu przez urządzenie odczytów z zamiejscowymi Oddziałami P. T. P. oraz rozwinięcia szerszej propagandy celem pozyskania nowych członków z uwagi na to, że obniżenie wkładki będzie możliwe w pierwszym rzędzie od potaniaenia *Czasopisma Technicznego*, co jest związane z powiększeniem nakładu. W końcu Walne Zgromadzenie przyjęło jednogłośnie następujący wniosek postawiony przez Rektora Nadolskiego: Walne Zgromadzenie sprawę obniżki wkładek dla zamiejscowych członków pozostawia Wydziałowi Głównemu do rozpatrzenia i do uwzględnienia, oraz upoważnia Wydział Główny do wprowadzenia zniżki o ile uzna to za możliwe. W dyskusji nad sprawozdaniem Redaktora *Czasopisma Technicznego* Prof. Bratry, Prof. Witkiewicz zwrócił się z prośbą do Redakcji, aby nie drukować prac doktorskich, rolniczych, długich artykułów i aby sprawozdania z posiedzeń Wydziału były krótkie. Prof. Bratro w odpowiedzi Prof. Witkiewiczowi uzasadnił stanowisko zajęte przez Redakcję. Również za naprowadzonymi przez Prof. Bratro momentami przemawiał Prof. Hauswald.

Następnie przystąpiono do wyboru nowego Wydziału na podstawie wniosków Komisji Matki. Wybrano następujących członków Wydziału Głównego: Prezes: Inż. Stanisław Rybicki. Wiceprezesi: Prof. Dr. Otto Nadolski i Inż. Paweł Prachtel-Morawiański. Członkowie Wydziału: Inż. Dr. Witold Aulich (nowo wybrany), Inż. Dr. Mieczysław Besaga, Inż. Fryderyk Blum, Prof. Inż. Emil Bratro, Inż. Edward Bronarski, Inż. Gustaw Chmielewski (nowo wybrany), Inż. Adam Heyda (nowo wybrany), Inż. Stanisław Kozłowski, Prof. Inż. Dyonizy Krzyczkowski (nowo wybrany), Inż. Tytus Laskiewicz, Prof. Dr. Maksymilian Matakiewicz, Inż. Zygmunt Marynowski (nowo wybrany), Prof. Inż. Witold Minkiewicz (nowo wybrany), Inż. Andrzej Nosowicz (nowo wybrany), Inż. Antoni Tomaszewski (nowo wybrany), Prof. Inż. Kazimierz Zipser.

Nowo wybrana Komisja Rewizyjna: Inż. Konstanty Biernacki, Inż. Kazimierz Gąsiorowski, Inż. Marjan Jakóbczyński, Inż. Adolf Kamieniobrodzki, Inż. Kazimierz Winiarz. Sąd konkursowy fundacji Im. Romana Bar. Gostkowskiego Członkowie: Prof. Inż. Edward Geisler, Prof. Dr. Maksymilian Matakiewicz, Prof. Inż. Witold Minkiewicz. Zastępcy: Prof. Inż. Zygmunt Ciechanowski, Prof. Inż. Dyonizy Krzyczkowski, Prof. Inż. Kazimierz Zipser.

Prezes Inż. St. Rybicki przedstawia Walnemu Zgromadzeniu wniosek Wydziału Głównego, dotyczący Regulaminu Sądu honorowego, który referuje Walnemu Zgromadzeniu Prof. Zipser. Po dyskusji, w której zabierali głos Inż. Biernacki, Prezes Rybicki i Prof. Zipser, przyjęto jednogłośnie Regulamin wraz z poprawkami zgłoszonymi podczas dyskusji.

W końcu Dyrektor Blum referuje wniosek Inż. Posackiego dotyczący zmiany Statutu a mianowicie, aby można było zgłaszać wszystkie wnioski wprost na Walnem Zgromadzeniu z wyjątkiem wniosków dotyczących budżetu i w imieniu Wydziału Głównego wnosi o odrzucenie powyższego wniosku. Wniosek Inż. Posackiego po dyskusji, w której zabierali głos Inż. Posacki, Prezes Rybicki, Rektor Nadolski, nie został przez Walne Zgromadzenie przyjęty.

Na tem Walne Zgromadzenie zamknięto.