

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIECONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Obliczanie wykresów składu spalin, nap. Dr. Inż. Bolesław Szczeniowski.
Projekt norm naprężeń dopuszczalnych dla mostów betonowych i żelbetowych, nap. Inż. Dr. Alfons Chmielowiec.
Badania parowozów (dok.), nap. Prof. A. Czeczott.
Listy do Redakcji.
Przegląd pism technicznych.

SOMMAIRE:

Les calculs nécessaires pour la construction des abaques d'Ostwald (à suivre), par M. B. Szczeniowski, Dr. sc. techn., Ingénieur.
Le projet des normes des tensions admissibles pour les ponts en béton et en béton armé, par M. A. Chmielowiec, Dr. sc. techn., Ingénieur.
Sur les essais des locomotives (suite et fin), par M. A. Czeczott, Professeur.
Correspondance.
Revue documentaire.

Obliczanie wykresów składu spalin.

Napisał Dr. Inż. Bolesław Szczeniowski.

Mimo dużych ułatwień, jakie dają wykresy Ostwalda przy wszelkich obliczeniach produktów spalania, nie są one tak rozpowszechnione, jakby na to zasługiwały, co—jak sądzę—spowodowane jest trudnościami, nasuwającymi się przy sporządzaniu tych wykresów dla różnych paliw, tembardziej, że brak co do tego wskazówek w literaturze polskiej i obcej. To skłoniło mnie do zajęcia się wspomnianem zagadnieniem, a w związku z tem mogłem wprowadzić jeszcze uogólnienie wykresu Ostwalda, co nie jest bez znaczenia dla pracujących w technice wytwarzania i użytkowania ciepła.

Zagadnieniem stosowania metody wykreślnej do oznaczania składu spalin zajmowałem się już pośrednio w artykule p. t. „O wyznaczaniu strat wydechowych metodą wykreślną”¹⁾, ograniczając się jednak wówczas do wypadku szczególnego, kiedy paliwo składa się tylko z węgla i wodoru. Obecnie rozpatrzę paliwo o najogólniejszym składzie, przyjmując następujący wagowy jego skład: węgla $C\%$, wodoru $H\%$, tlenu $O\%$, siarki $S\%$, azotu $N\%$, wilgoci $w\%$, popiołu $p\%$, razem 100%.

Obliczenie związku między procentowymi wartościami składników w spalinach opiera się na następujących założeniach:

1) Tlen występuje w paliwie nie w stanie wolnym, lecz jest całkowicie związany z wodorem, pod postacią t. zw. wody chemicznej (krystalicznej), niezależnej od wilgoci nabytej w (woda hygroskopijna). Założenie to uczyniono również w znanej formule Związku Inżynierów Niemieckich na wartość opałową paliwa. Wynika stąd, że doprowadzone powietrze łączy się, prócz węgla, tylko z tą częścią wodoru, która pozostała niezwiązana z tlenem zawartym w paliwie, czyli $H - \frac{O}{8}$.

2) Również azot występujący w paliwie nie jest wolny, lecz występuje pod postacią bliżej nieokreślonego związku chemicznego, nie może się więc mieszać z doprowadzonym do spalania powietrzem.

3) Wartości procentowe składników w spalinach ujęte są objętościowo, przytem uwzględniamy tylko cztery składniki: bezwodnik węglowy $k_1\%$, tlenek węgla $k_2\%$, reszta tlenu $o\%$ i azot $n\%$, tak że $k_1 + k_2 + o + n = 100\%$. Konieczność takiego założenia wynika z właściwości aparatów, służących do analizowania spalin. W aparatach tych para wodna skrapla się jeszcze przed dojściem do aparatu, zaś nieznaczna zwykle zawartość SO_2 rozpuszcza się w wodzie, zawartej w miernicy aparatu. Wynika stąd, że wartości k_1, k_2, o, n są obciążone błędem, mianowicie są większe od wartości rzeczywistych, ponieważ jednak weszły one na miejsce pary wodnej i SO_2 proporcjonalnie do swych poprzednich objętości, nie powoduje to żadnych błędów przy obliczaniu straty wydechowej i współczynnika nadmiaru powietrza, w tych bowiem wyliczeniach grają rolę stosunki zawartości procentowych k_1, k_2, o, n do $(k_1 + k_2)$, ew. o i k_2 do n , a nie ich wartości bezwzględne.

4) Spalanie jest takie, że nie tworzy się zupełnie sadza; niema również w spalinach niespalonego wodoru ani metanu. Założenie to nie zawsze odpowiada rzeczywistości, jest jednak nieuniknione ze względów rachunkowych.

Opierając się na tych założeniach, określimy związek, jaki zachodzi między k_1, k_2, o , obliczając powstałe ze spalania 1 kg paliwa: CO_2, CO, O_2 i N_2 w m^3 , przytem przez V_m oznaczmy objętość 1 mola:

$$CO_2 = \frac{C V_m k_1}{1200 (k_1 + k_2)} m^3,$$

¹⁾ Przegląd Techniczny, r. 1926.

na co zużyto tlenu

$$\frac{C V_m k_1}{1200 (k_1 + k_2)} \text{ m}^3;$$

$$CO = \frac{C V_m k_2}{1200 (k_1 + k_2)} \text{ m}^3,$$

na co zużyto tlenu

$$\frac{C V_m \cdot 0,5 k_2}{1200 (k_1 + k_2)} \text{ m}^3;$$

$$O_2 = \frac{C V_m \cdot o}{1200 (k_1 + k_2)} \text{ m}^3;$$

$$H_2 O = \frac{H V_m}{200} \text{ m}^3, \text{ na co zużyto tlenu } \frac{(H - 0,125 O)}{400} \text{ m}^3; \text{ skąd po uproszczeniu otrzymamy}$$

$$S O_2 = \frac{S V_m}{3200} \text{ m}^3, \text{ " " " " } \frac{S V_m}{3200} \text{ m}^3;$$

$$N_2 = \frac{79}{21} \left[\frac{C V_m (o + k_1 + 0,5 k_2)}{1200 (k_1 + k_2)} + \frac{(H - 0,125 O)}{400} + \frac{S V_m}{3200} \right] \text{ m}^3.$$

Możemy teraz napisać, że np.

$$k_1 = \frac{100 \cdot CO_2}{CO_2 + CO + O_2 + N_2} \%;$$

$$\left\{ 1 + 2,37 \left[\frac{H - 0,125 (O - S)}{C} \right] \right\} k_1 +$$

$$+ o = 21,$$

albo, oznaczając

$$2,37 \left[\frac{H - 0,125 (O - S)}{C} \right] =$$

$$= \alpha = 2,37 \beta, \quad (1)$$

ostatecznie:

$$(1 + \alpha) k_1 +$$

$$+ (0,605 + \alpha) k_2 +$$

$$+ o = 21 \quad \dots (2)$$

Drugim [związkiem jest

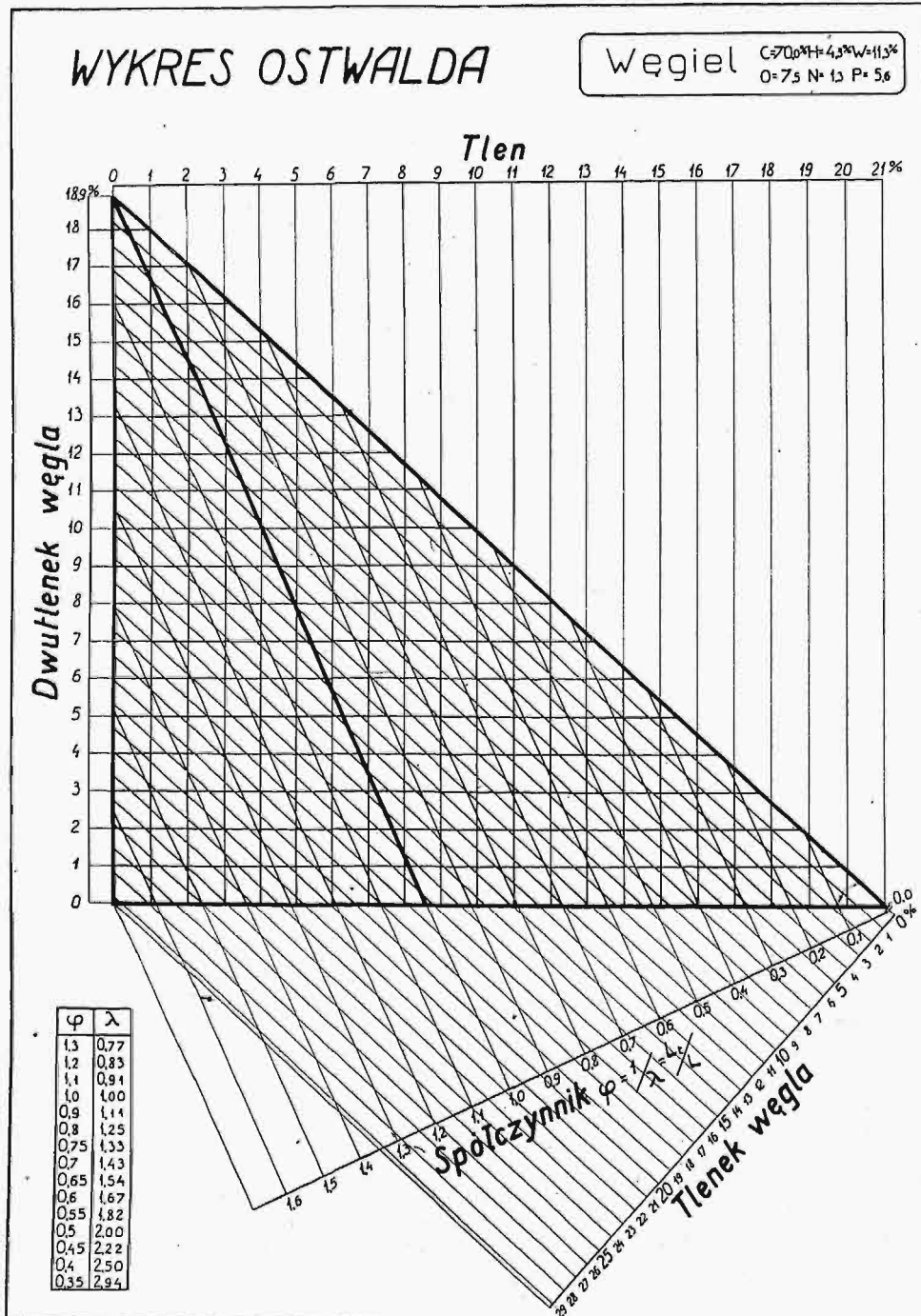
$$k_1 + k_2 + o +$$

$$+ n = 100, \quad (3)$$

aby więc wyznaczyć wszystkie cztery wartości, wystarczy określić drogą analizy chemicznej np. tylko k_1 i o , a następnie obliczyć:

$$k_2 =$$

$$= \frac{21 - (1 + \alpha) k_1 - o}{(0,605 + \alpha)} \quad (4)$$



Rys. 1. Wykres Ostwalda dla węgla kamiennego.

oraz

$$n = \frac{(39,5 + 100\alpha) + 0,395 k_1 + (0,395 - \alpha) o}{(0,605 + \alpha)} \quad (5)$$

Spółczynnik nadmiaru powietrza w funkcji k_1 i o wyrazi się:

$$\lambda = \frac{21 [(39,5 + 100\alpha) + 0,395 k_1 + (0,395 - \alpha) o]}{(79 + 100\alpha) (21 - 0,395 k_1 - o)} \quad (6)$$

albo

$$\lambda = \frac{21 [(0,5 + 3\beta) + 0,005 k_1 + 0,01 (0,5 - 3\beta) o]}{(1 + 3\beta) (21 - 0,395 k_1 - o)} \quad (7)$$

W celu wykreślnego ujęcia związku (4), przyjmujemy k_1 i o jako zmienne i będziemy je odcinać odp. na osi pionowej i poziomej prostokątnego układu współrzędnych, otrzymując w ten sposób linie stałych zawartości k_2 . W ten sposób otrzymana rodzina jest rodziną linii prostych, wzajemnie równoległych, gdyż ich kąt pochylenia określa się związkiem

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1}{1 + \alpha}, \text{ w którym}$$

wartość k_2 nie występuje.

Największą zawartość k_1 otrzymamy, zakładając $k_2 = o = \text{zera}$ (na osi rzędnych):

$$k_{1\max} = \frac{21}{(1 + \alpha)} \quad (8)$$

zaś największa zawartość tlenu wypada, gdy $k_2 = k_1 = \text{zera}$ (na osi odciętych):

$$o_{\max} = 21 \quad (9)$$

Linia prosta, łącząca punkty ($k_{1\max}$, zero) oraz (zero, 21), odpowiada spalaniu zupełnemu ($k_2 = \text{zera}$). Maksymalna zawartość k_2 wypada dla $k_1 = o = \text{zera}$ (początek współrzędnych):

$$k_{2\max} = \frac{21}{(0,605 + \alpha)} \quad (10)$$

Wobec tego, że związek (4) jest liniowy, linjowa będzie również podziałka dla k_2 , wystarczy więc uwzględnić wartość $k_{2\max}$ w początku współrzędnych, poprowadzić zeń prostopadłą do linii $k_2 = \text{const.}$ aż do linii zupełnego spalania ($k_2 = \text{zera}$)

i tak otrzymany odcinek podzielić proporcjonalnie, opierając się na wartości $k_{2\max}$.

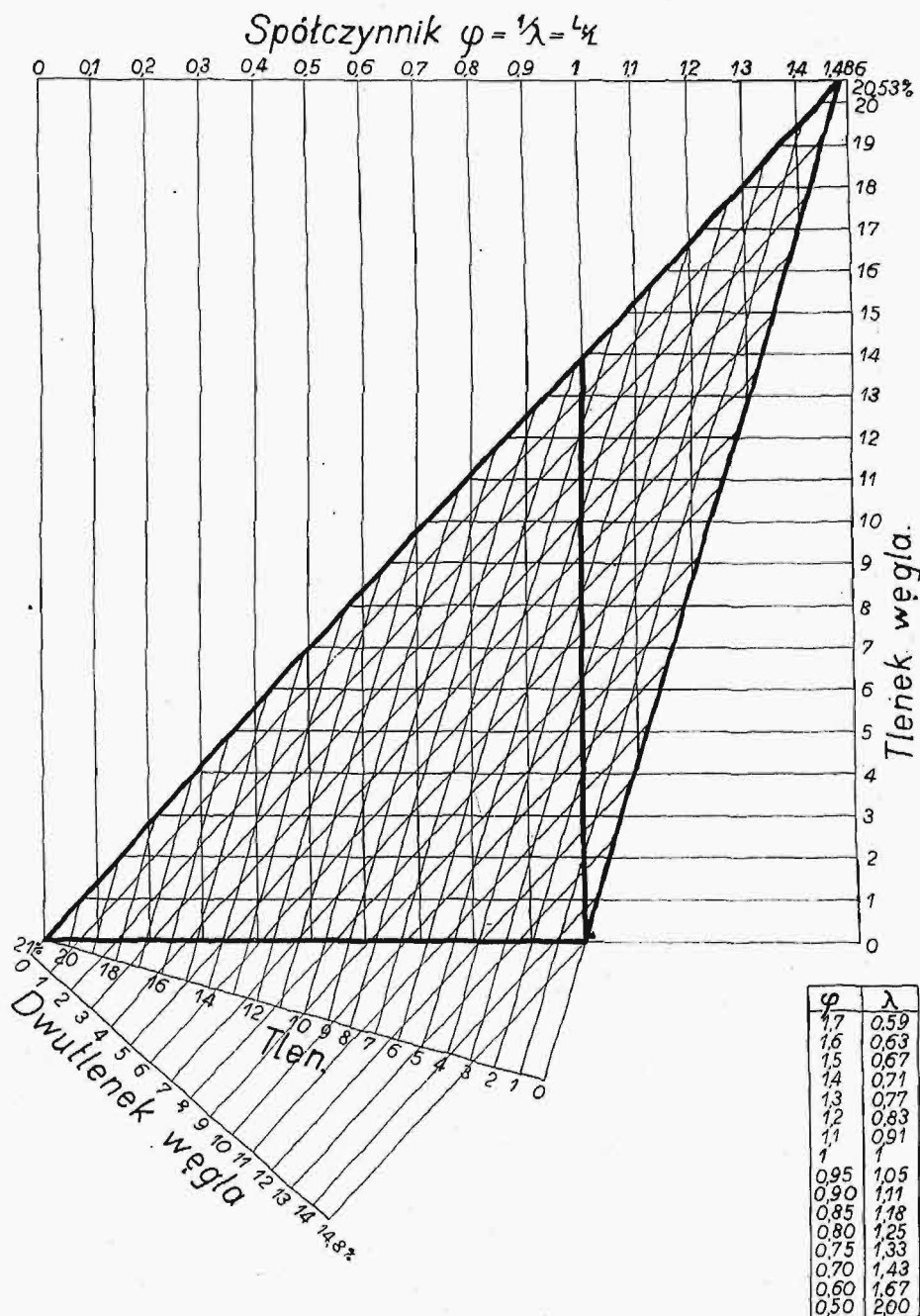
W celu umożliwienia wyznaczenia współczynnika nadmiaru powietrza λ , możnaby również wrysować w wykres linie $\lambda = \text{const.}$, które, jak widać ze związku (7), byłyby również liniami prostymi, nie byłyby one już jednak wzajemnie równoległe i, ponadto, podziałka wypadłaby nie linjowa, lecz hyperboliczna. Z tych względów zamiast linii $\lambda = \text{const.}$, wrysowuje się zwykle linie

$\varphi = \frac{1}{\lambda} = \text{const.}$ W tym wypadku, popełniając błąd stosunkowo nieznaczny, można przyjąć, że

WYKRES OSTWALDA.

BENZYNA.

C=85% H=15%



Rys. 2. Wykres Ostwalda dla benzyny.

linje $\varphi = \text{const.}$ są wzajemnie równoległe i ich podziałka jest linjowa. Aby błąd zredukować do minimum, należy wyjść ze ściśle obliczonej linii dla jakiejś średniej wartości λ , np. $\varphi = \frac{1}{\lambda} = 1$.

Punkty przecięcia tej prostej z osiami współrzędnych odpowiadają odpowiednio wartościom:

$$k_{1,\lambda=1} = \frac{21}{1 + 2,37\beta} = \frac{21}{1 + \alpha} \dots \dots (11)$$

oraz

$$o_{\lambda=1} = \frac{21}{2(1,105 + 2,37\beta)} = \frac{21}{2(1,105 + \alpha)} \dots (12)$$

czyli linja $\lambda = 1$ przechodzi przez górny wierzchołek trójkąta ($k_{1,\text{max}}$). Następnie prowadzimy z początku współrzędnych prostą do tak otrzymanej linii aż do przecięcia z linią $k_2 = \text{zeru}$ i tak otrzymane odcinki dzielimy proporcjonalnie według

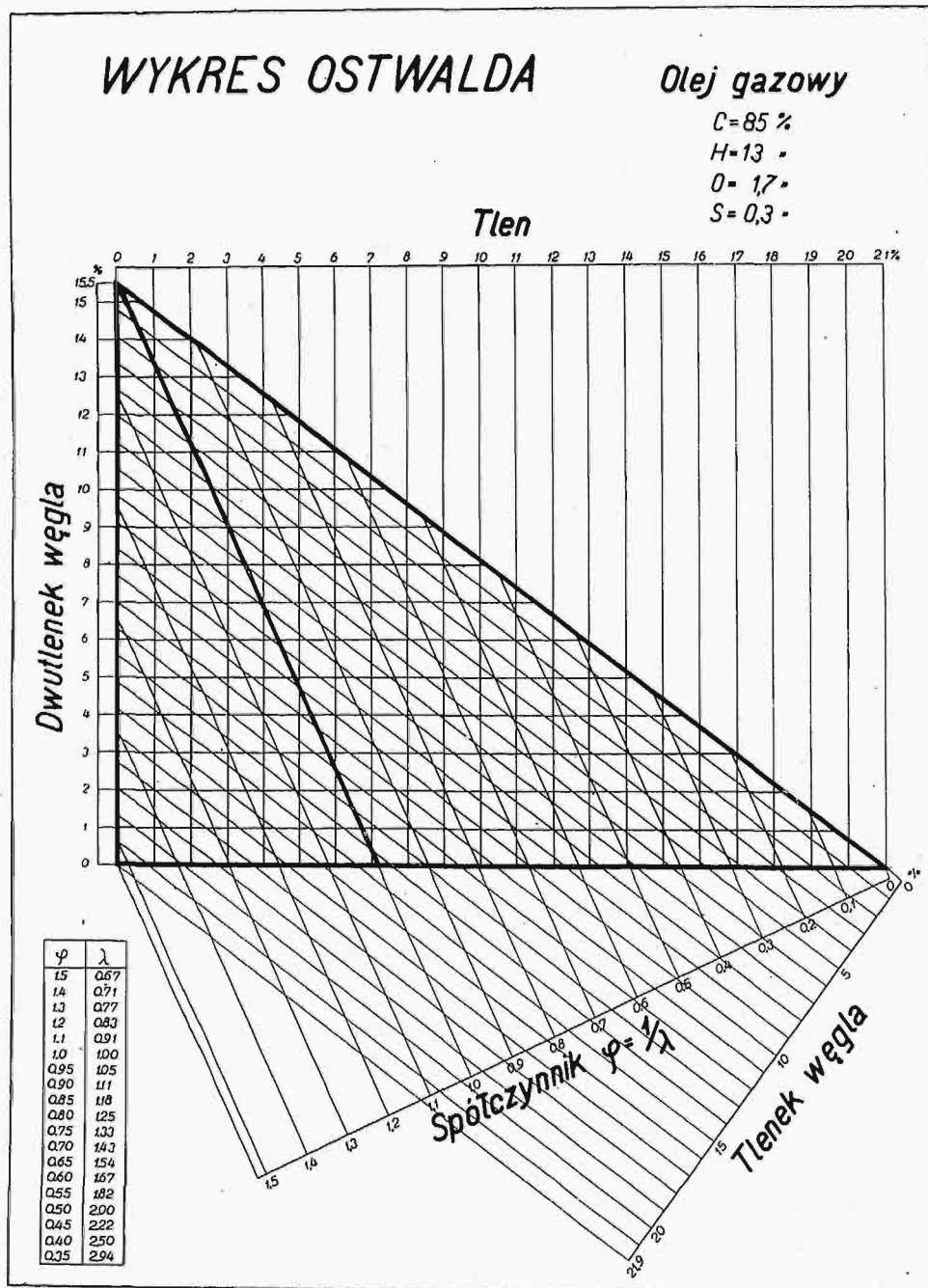
otrzymanej wartości odcinka dla $\varphi = 1$. Największa wartość φ (λ_{min}) wypada dla $k_1 = 0 = \text{zeru}$ i wynosi

$$\varphi = \frac{1 + 3\beta}{0,5 + 3\beta} = \frac{2,37 + 3\alpha}{1,185 + 3\alpha} \dots \dots (13)$$

Wykresy dla węgla kamiennego (rys. 1), benzyny (rys. 2) i oleju gazowego (rys. 3) wykonane zostały w Laboratorium Maszyn Politechniki Warszawskiej według wyłuszczonej wyżej zasad, z tą jedynie różnicą, że w wykresie dla benzyny obrano jako zmienne nie k_1 i o , lecz φ i k_2 , odcinając ich wartości odp. na osi odciętych i rzędnych. W tym wypadku linje $k_1 = \text{const.}$ i $o = \text{const.}$, ściśle biorąc, są hyperbolami, jednak w granicach zastosowań ich krzywizna jest tak nieznaczna, że można je uważać za odcinki proste równoległe.

Powyżej opisana metoda stosuje się zupełnie ogólnie do wszelkich paliw stałych i płynnych,

których pierwiastkowymi składnikami palnemi są węgiel, wodór i siarka. Dla paliw tych ustala się zwykle wagowy skład pierwiastkowy. Natomiast skład paliw gazowych (np. gazu świetlnego) z natury rzeczy określa się objętościowo, przeto nie jest to skład pierwiastkowy. Gazy przemysłowe zawierają zwykle wodór, metan, tlenek i dwutlenek węgla, etylen, tlen i azot, nie związane, lecz tylko zmieszane ze sobą, czyli tlen i azot będą się obecnie mieszać z doprowadzonym do spalania powietrzem. Przyjmijmy więc następujący skład objętościowy gazu: wodoru (H_2) %, metanu (CH_4) %, tlenku węgla (CO) %, bezwodnika węglowego (CO_2) %, etylenu (C_2H_4) %, tlenu (O_2), azotu (N_2) %, razem 100 %. Jeżeli, jak poprzednio, uwzględnimy w spalinach tylko CO_2 , CO , O_2 i N_2 , których objętościowe zawartości procentowe są odp. k_1 , k_2 , o , n (razem 100 %), to będziemy mogli przeprowadzić rachunek podobny jak wyżej. Musimy tylko wypowiedzieć jeszcze jedno założenie, które



Rys. 3. Wykres Ostwalda dla oleju gazowego.

już i tak dotychczas milcząco było przyjęte, że przy obliczaniu ilości powietrza do spalania jest obojętne, czy wodór jest wolny, czy związany z węglem; zatem, gdyby wodór był zupełnie niezwiązany, byłoby go w 1 m³ gazu:

$$H_2 = \frac{1}{100} [(H_2) + 2(CH_4) + 2(C_2H_4)] \text{ m}^3,$$

możemy więc powiedzieć, jeżeli w spalinach z 1 m³ gazu otrzymamy bezwodnika węglowego CO₂ m³, tlenku węgla CO m³ i resztę tlenu O₂ m³, że wogóle do spalania doprowadziliśmy tlenu:

$$[CO_2 + 0,5 CO +$$

$$+ 0,5 H_2 + O_2 - \frac{(O_2)}{100} - \frac{(CO_2)}{100} - \frac{0,5(CO)}{100}] \text{ m}^3.$$

Azotu w spalinach będziemy mieli $\frac{79}{21}$ razy więcej, plus $\frac{(N_2)}{100}$ m³. Możemy zatem napisać, że z 1 m³ gazu otrzymamy:

$$CO_2 =$$

$$\frac{k_1}{100(k_1 + k_2)} [(CH_4) + (CO) + (CO_2) + 2(C_2H_4)] \text{ m}^3;$$

$$CO = \frac{k_2 \cdot CO_2}{100(k_1 + k_2) k_1} \text{ m}^3;$$

$$O_2 = \frac{o \cdot CO_2}{100(k_1 + k_2) k_1} \text{ m}^3;$$

$$N_2 = \frac{79}{21} [CO_2 + 0,5 CO + + 0,5 H_2 + O_2 - 0,01(O_2) - - 0,01(CO_2) - 0,005(CO)] + + 0,01(N_2) \text{ m}^3.$$

Możemy teraz napisać, że np.

$$k_1 =$$

$$= \frac{100 CO_2}{CO_2 + CO + O_2 + N_2} \%$$

skąd, podstawiając

$$\frac{0,395 [(H_2) + 2(CH_4) + 2(C_2H_4) - 2(O_2) - 2(CO_2) - (CO)] + 0,21(N_2)}{[(CH_4) + (CO) + (CO_2) + 2(C_2H_4)]} = \alpha = 2,37 \beta, \dots (14)$$

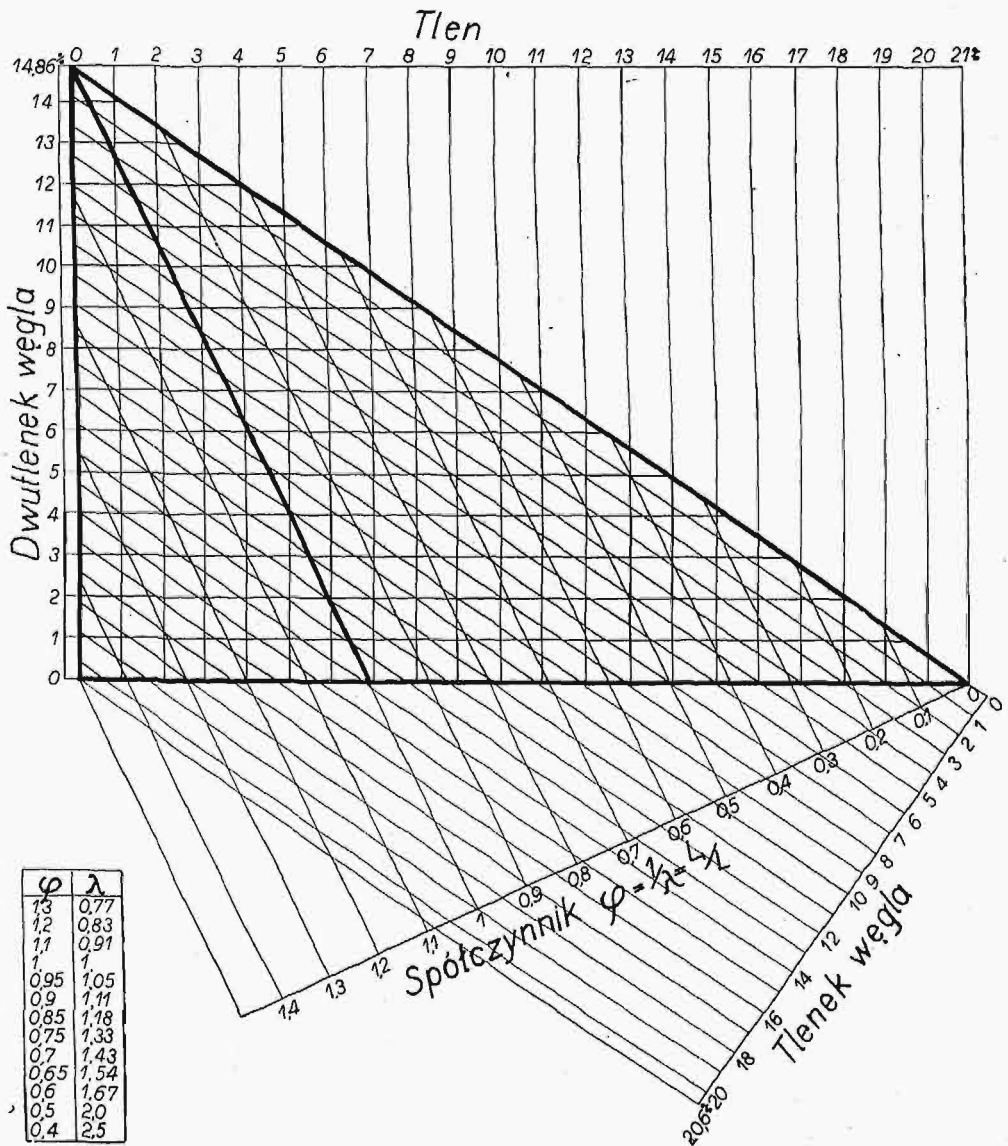
otrzymamy wzór zupełnie identyczny ze wzorem (2) otrzymanym dla paliw stałych i płynnych:

$$(1 + \alpha) k_1 + (0,605 + \alpha) k_2 + o = 21,$$

zatem dalszy tok rozważań przy obliczaniu wykresu Ostwalda będzie również taki sam. Podany poniżej wykres Ostwalda dla gazu świetlnego (rys. 4) wykonano w L. M. P. W. według podanego wyżej rachunku.

WYKRES OSTWALDA.

GAZ ŚWIETLNY.
skład objętościowy w %
C₂H₂=2,2; CH₄=11,3; CO=17,6; H₂=50,0;
O=0,8; CQ=9,1; N₂=9,0.



Rys. 4. Wykres Ostwalda dla gazu świetlnego.

(d. n.).

Projekt norm naprężeń dopuszczalnych dla mostów betonowych i żelbetowych.

Napisał Inż. Dr. Alfons Chmielowiec.

Z uznaniem powitać należy chwalebny zwyczaj, jaki wprowadziła Rada Cementowa, podając na łamach „Cementu” do wiadomości i rozważenia ogółu żelbetników — dla poczynienia uwag krytycznych — opracowany przez prof. Stefana Bryłę projekt zmian przepisów, dotyczących konstrukcyj betonowych i żelbetowych¹⁾. Poniższe uwagi dotyczą naprężeń dopuszczalnych w żelbetnictwie.

Jeszcze przed sześciu laty²⁾ zarzucił prof. Huber przepisom dla naprężeń dopuszczalnych w państwach środkowo-europejskich dwie zasadnicze wady: 1) szczegółowość, 2) różnorodność. Odpowiednio do tego, wysunął, rozwinął i uzasadnił dwa postulaty:

1) Żeby normy naprężeń dopuszczalnych były ogólne, t. zn. określały tylko stosunek naprężeń dopuszczalnych do wytrzymałości.

2) Żeby były jednolite, t. zn. określały ten stosunek jedną liczbą, charakterystyczną dla danego rodzaju naprężenia i materiału, bez względu na to, czy z tego materiału ma być zrobiony słup, strop, belka mostowa, sklepienie i t. p., — a ja dodam z naciskiem — bez względu na to, czy z tego materiału będzie belka mostu drogowego, czy kolejowego.

Pierwszy z tych postulatów został już spełniony w budownictwie, bez żadnych ograniczeń. W mostach drogowych zaś z ograniczeniami (szczegółowe najwyższe wartości naprężeń, których nie wolno przekroczyć bez względu na wytrzymałość kostkową). Obecny projekt prof. Bryły usuwa te ograniczenia (wprowadza natomiast pewne nowe ograniczenia, mianowicie inne naprężenia dla płyt pomostowych) i wprowadza również tę samą zasadę do mostów kolejowych. Pozostaje do usunięcia druga wada przepisów. Sposobność się właśnie nadarza, przynajmniej odnośnie betonu i żelbetu. Uważam to za najwłaściwszy moment, aby postawić pierwszy bodaj krok w kierunku, który prof. Huber wytyczył.

Na podstawie projektu prof. Bryły¹⁾, można naprężenia dopuszczalne dla budownictwa ująć w sposób następujący. Jeżeli K_{28} jest wytrzymałością kostkową, względnie walcową, po 28 dniach (prof. Bryła wprowadza wytrzymałość walca, którego średnica jest równą wysokości), to naprężenie dopuszczalne betonu wogóle wynosi

$$\sigma_{dop} = \rho \cdot K_{28}, \quad (1)$$

przyczem współczynnik zmniejszający ρ podaje następująca tabela:

¹⁾ Prof. Dr. Inż. Stefan Bryła: Projekt zmiany przepisów, dotyczących konstrukcyj betonowych i żelbetowych. Odbitka z czasopisma „Cement”. Warszawa, lipiec 1931.

²⁾ M. T. Huber: W sprawie państwowych norm dla naprężeń dopuszczalnych. „Czasopismo Techn.” 1925.

TABELA 1.

Rodzaj naprężenia	Beton	Żelbet
Ściskanie przy zginaniu i ściskanie mimoosiowe	0,22	0,28
Ściskanie osiowe.	0,17*)	0,22
Ściskanie, przyczepność i rozciąganie przy mimoosiowym ściskaniu.	0,022*)	0,028

Naprężenie dopuszczalne dla żelaza na rozciąganie

$$\sigma_z = 1200 \text{ kg/cm}^2. \quad (2)$$

Stawiam konkretny wniosek: naprężenia dopuszczalne dla budownictwa rozciągnąć także na mosty, a zato mnożyć obciążenie ruchome przez współczynnik zwiększający φ , który wynosi dla mostów drogowych 1,5, zaś dla mostów kolejowych 2. Jeżeli uwzględnia się w obliczeniu wiatr, skurcz, zmiany temperatury i t. p., to dopuszczalne naprężenia są o 15% większe.

Zanim przejdziemy do uzasadnienia powyższego wniosku, zastanówmy się nad jego konsekwencjami, aby wykazać, że nie grożą one istniejącemu porządkowi i nie stworzą przewrotu, chaosu i zamieszania. W poniższych wywodach przyjmujemy zasadę superpozycji i weźmiemy pod uwagę tylko naprężenia ściskające w betonie przy zginaniu i naprężenia rozciągające w żelazie, które mają wpływ decydujący na projektowanie wymiarów.

Niech będzie σ_g naprężenie od ciężaru stałego, zaś σ_p naprężenie od ciężaru ruchomego, niepomnożonego przez φ , to naprężenie rzeczywiste będzie

$$\sigma = \sigma_g + \sigma_p \quad (3)$$

W myśl powyższego obliczać będziemy mosty na zginanie według równania

$$\sigma_g + \varphi \sigma_p = 0,28 K_{28}. \quad (4)$$

Z porównania (3) i (4) wynika

$$0,28 K_{28} = \sigma + (\varphi - 1) \sigma_p. \quad (5)$$

Nazwijmy:

$$\psi = 1 + (\varphi - 1) \frac{\sigma_p}{\sigma}, \quad (6)$$

^{*)} W projekcie¹⁾ § 28, 1 zamiast 0,17 jest 0,16, ale to musi być pomyłka, gdyż dla mostów drogowych odpowiednia wartość jest 0,17 (§ 68, 1), a przecież niemożliwe, żeby naprężenie dopuszczalne dla mostów było większe niż dla budownictwa. Tak samo pomyłką być musi wartość 0,02 dla ścinania i t. d., gdyż wszędzie zresztą mamy dla ścinania 10 razy mniejszą wartość niż dla zginania.

zaś

$$\mu = \sigma : K_{28} \dots \dots \dots (7)$$

to wg. (5)

$$\mu = \frac{0,28}{\psi} \dots \dots \dots (8)$$

Zatem naprężenie rzeczywiste w mostach, obliczonych wg. (4), t. j. wg. przepisów proponowanych, będzie wg. (7)

$$\sigma = \mu \cdot K_{28} \dots \dots \dots (9)$$

Dla mostów drogowych $\varphi = 1,5$, więc wg. (6)

$$\psi = 1 + \frac{1}{2} \frac{\sigma_p}{\sigma} \dots \dots \dots (10)$$

Stosunek $\frac{\sigma_p}{\sigma}$ waha się teoretycznie w granicach od 0 (dla rozpiętości $L = \infty$) do 1 (dla $L = 0$). Odpowiednio do tego otrzymamy

dla $L = 0$ $\psi = 3/2$ $\mu = \frac{2}{3} \cdot 0,28 = 0,187$

„ $L = \infty$ $\psi = 1$ $\mu = 0,28$.

Zamiast tedy stałego współczynnika 0,22, jaki jest w projekcie ¹⁾ § 77. 1, mamy współczynnik zmniejszający μ elastyczny i zmienny w granicach teoretycznych (nieosiągalnych zresztą) 0,187 do 0,28.

Dla mostów kolejowych $\varphi = 2$, więc wg. (6)

$$\psi = 1 + \frac{\sigma_p}{\sigma} \dots \dots \dots (11)$$

Dla $L = 0$ $\psi = 2$ $\mu = 0,28 : 2 = 0,14$

„ $L = \infty$ $\psi = 1$ $\mu = 0,28$.

W projekcie ¹⁾ mamy tu sztywny współczynnik 0,18. Że ta sztywność jest niebezpieczna dla płyt, t. j. dla b. małych rozpiętości, przewiduje projekt zmniejszenie naprężeń dopuszczalnych dla płyt pomostowych w mostach drogowych o 15%, w mostach kolejowych o 20%. Współczynnik zmniejszający będzie w tym wypadku dla mostów drogowych $0,22 \cdot 0,85 = 0,187$, dla mostów kolejowych $0,18 \cdot 0,80 = 0,144$. Zgodność zatem projektu naszego z projektem prof. Bryły jest odnośnie do płyt prawie zupełna. Tylko że to, co my uzyskujemy łagodnie i automatycznie, osiąga prof. Bryła w sposób sztuczny, nagłym skokiem, specjalnie ad hoc dodaniem zastrzeżeniem, a więc kosztem odstąpienia od pierwszego postulatu prof. Hubera, zatem kosztem prostoty.

Z uwagi na równania 2—6, otrzymamy dla mostów, liczonych wg. wzoru

$$\sigma_g + \varphi \sigma_p = 1200 \text{ kg/cm}^2$$

naprężenie rzeczywiste w żelazie

$$\sigma_z = \frac{1200}{\psi} \text{ kg/cm}^2 \dots \dots \dots (12)$$

Rozpatrzmy na konkretnych przykładach szczegółowo, jak zmienia się naprężenie rzeczywiste z rozpiętością w mostach drogowych i kolejowych, projektowanych wg. naszej propozycji.

A. Mosty drogowe.

Dla płyty pomostowej mostu drogowego I kl., dla rozpiętości teoretycznej 1 m, przyjąwszy grubość 12 cm, grubość żwirówki 20 cm, obliczyliśmy wg. przepisów ¹⁾, tudzież wg. ³⁾ na 1 m b.

płyty $M_g = 0,028 \text{ tm}$, $M_p = 0,580 \text{ tm}$,

$$M = M_g + M_p = 0,608 \text{ tm}.$$

Dla rozpiętości 2 m, przyjąwszy grubość płyty 18 cm, obliczyliśmy w podobny sposób:

$$M_g = 0,135 \text{ tm}, \quad M_p = 1,110 \text{ tm}, \quad M = 1,245 \text{ tm}.$$

Dla mostów o rozpiętościach w świetle od 5—20 m, wzięliśmy za podstawę typy Min. R. P.⁴⁾ i obliczyliśmy również największe M_g , M_p i M . Wartości dla $L = 5—16$ m odnoszą się do jednego dźwigara głównego z pośród pięciu (pomost górą), zaś dla 18 i 20 m (pomost dołem)—do całego mostu. Wartości M_g , M_p i M oraz stosunki $M_p : M$ zestawiono w tabeli 2.

TABELA 2.

1	2	3	4	5	
L m	M_g tm	M_p tm	M tm	$\frac{M_p}{M}$	
1	0,028	0,580	0,608	0,954	płyta
2	0,135	1,110	1,245	0,892	
5	6,41	9,23	15,64	0,59	pomost górami
6	9,84	12,1	21,9	0,55	
7	14,1	15,0	29,1	0,515	
8	19,35	18,3	37,65	0,486	
9	25,8	21,8	47,6	0,458	
10	35,7	25,4	61,1	0,415	
12	49,8	33,4	83,2	0,402	
14	103	43,4	146,4	0,296	
16	146	53	199	0,266	
18	735	228	963	0,2365	
20	975	268	1243	0,215	

Przyjęliśmy dalej, że naprężenia z powodu ciężaru własnego i ruchomego, zarówno na krawędzi betonu, jak i we wkładkach żelaznych, mają się do siebie, jak odpowiednie momenty zginające, że więc

$$\sigma_g : \sigma_p = M_g : M_p,$$

a więc także

$$M_p : M = \sigma_p : \sigma \dots \dots \dots (13)$$

Dla żelaza i dla betonu w belkach teowych założenie to jest prawie ściśle, ale i dla belek prostokątnych jest ono niezbyt dalekie od prawdy. Przy pomocy (10) i (13) i rubryki 5 tabl. 2, obliczyliśmy ψ (tabl. 3), zarówno jak i współczynnik μ wg. (8) (rubryka 3). Wg. ¹⁾, współczynnik ten wynosi 0,22 dla belek, 0,187 dla płyt (rubryka 4).

³⁾ Chmielowiec: Jak liczyć płytę żelbetową w mostach „Czas. Techn.” 1929.

⁴⁾ Ministerstwo Robót Publicznych: Typy żelazobetonowych mostów drogowych I. klasy.

TABELA 3.

1	2	3	4	5	6
L m	ψ	μ	wg. projektu ¹⁾ kg/cm ²	σ_z kg/cm ²	wg. projektu ¹⁾ kg/cm ²
1	1,477	0,190	0,187	814	875
2	1,446	0,194	„	830	„
5	1,295	0,216	0,220	927	915
6	1,275	0,220		942	918
7	1,257	0,222		955	921
7,5	1,250	0,224		961	923
8	1,243	0,225		966	924
9	1,229	0,228		980	927
10	1,207	0,232		995	930
12	1,200	0,233		1000	936
14	1,15	0,243		1042	942
16	1,125	0,249		1068	948
18	1,1182	0,250	1075	954	
20	1,1075	0,253	1113	960	
∞	1	0,280	1200	1150	

Z porównania rubryk 3 i 4 widzimy, że naogół nasz współczynnik niewiele odbiega od współczynnika zmniejszającego prof. Bryły. Dla rozpiętości 6 m, oba współczynniki są sobie równe. Dla rozpiętości mniejszych, otrzymujemy wg. projektowanej reformy współczynnik μ , a więc i naprężenie rzeczywiste mniejsze, powyżej zaś 6 m—większe od naprężenia dopuszczalnego wg. prof. Bryły. Rośnie ono u nas łagodnie w sposób racjonalny. Dla żelaza zestawiono w rubryce 5 tabl. 3 naprężenie wg. projektowanej reformy równ. 12 i wg. istniejących przepisów (rubryka 6), które prof. Bryła pozostawia bez zmian. Przyjmując one dla pomostu 875 kg/cm², zaś dla dźwigarów głównych 900 + 3L, lecz nie więcej niż 1150 kg/cm², por.⁵⁾, str. 876.

Tu znowu otrzymujemy dla płyty naprężenia rzeczywiste znacznie mniejsze; zato dla belek głównych reforma nasza jest korzystniejsza.

B. Mosty kolejowe.

Dla płyt ($L = 1$ m) przyjęliśmy tu bez liczenia $M_p : M = 0,95$ dla normy A, zaś 0,90 dla normy B. Dla dźwigarów głównych przyjęliśmy, jako podstawę, most kolejowy 1-torowy na linii Villach Rosenbachtal o rozpiętości $L = 6$ m i 4 dźwigarach głównych, por.⁶⁾ str. 52. Przyjmując odpowiednie wymiary b_0 (szerokość żebra) i d (grubość płyty), tudzież obciążenie wg. norm A i B Polskich Kolei Państw., wreszcie naprężenia dopuszczalne $\sigma_s = 26$ kg/cm² (jak dla $K_{28} \geq 200$ kg/cm), obliczyliśmy wg. 7) wysokość żebra z także dla innych rozpiętości. Tablica 4 podaje te wymiary i obliczone na ich podstawie momenty największe M_g , M_p i M , tudzież stosunek $M_p : M$.

⁵⁾ Podręcznik Inżynierski prof. Bryły. Tom II. Mosty. Statyka.

⁶⁾ Kersten: Brücken in Eisenbeton. Tom I, VI wyd. Berlin. 1928.

⁷⁾ Por. autora: Uproszczona teoria żelbetowych belek teowych. „Przeгляд Techniczny” 1931.

TABELA 4.

L m	d cm	b_0 cm	norma	z cm	M_g tm	M_p tm	M tm	$M_p : M$
1			A B					0,95 0,90
4	20	40	A B	51 47	15,8 15,5	37,5 30	53,3 45,5	0,70 0,66
6,4	20	40	A B	100 88	49,7 47,33	88,9 71,1	138,6 118,45	0,64 0,60
10	25	43	A B	160 140	162,5 152	200 160	362,5 312	0,55 0,51
15	30	45	A B	233 210	475 447	370 296	845 743	0,44 0,40

Wg. (11) obliczono ψ , wg. (8) μ , co zestawiono w tabeli 5 (rubryka 3 i 4). W rubryce 5 widzimy odpowiedni współczynnik zmniejszający wg. projektu prof. Bryły. Zgodność nadspodziewanie wielka. Dla rozpiętości poniżej 10 m projekt nasz jest surowszy, dla rozpiętości większych od 10 m jest on bardziej liberalny. Rubryki 6 i 7 przedstawiają wartości szczegółowe dla $K_{28} = 200$ kg/cm² wg. naszego projektu i wg. obecnych przepisów. Widać z nich, że dla płyt są przepisy obecne zbyt łagodne, natomiast dla belek — zbyt surowe. Przepisy niemieckie⁸⁾ dopuszczają nawet 80 kg/cm² dla mostów kolejowych (dla łuków ponad 80 m rozpiętości).

TABELA 5.

1 L m	2 norma	3 ψ	4 μ	5 wg. prof. Bryły	6 $K_{28} = 200$ kg/cm ²		8 σ_l kg/cm ²	9 obecnie
					σ	obecnie		
1	A	1,95	0,144	0,144	28,8	30	615	800
	B	1,90	0,147	„	29,4	„	632	„
4	A	1,70	0,165	0,18	33	„	707	„
	B	1,66	0,169	„	33,8	„	723	„
6,4	A	1,64	0,171	„	34,2	„	732	„
	B	1,60	0,175	„	35	„	750	„
10	A	1,55	0,180	„	36	„	775	„
	B	1,51	0,185	„	37	„	795	„
15	A	1,44	0,194	„	38,8	31	834	825
	B	1,40	0,200	„	40	„	857	„
∞		1,00	0,28	„	56	35	1200	850

Wreszcie tab. 5 (rubr. 8) podaje naprężenie rzeczywiste w żelazie w mostach wg. reformy projektowanej, zaś rubr. 9 — wg. przepisów obecnych, których projekt prof. Bryły nie zmienia. Poniżej 10 m projekt nasz jest ostrożniejszy, powyżej zaś 10 m — śmielszy od przepisów dotychczasowych. Odchyłki jednak są niewielkie. Nie będą one również bardzo wielkie i dla większych rozpiętości, niż 15 m. Wartości bowiem rzeczywiste dla jakiegokolwiek, choćby nawet bardzo wielkiej rozpiętości będą zawsze daleko mniejsze od war-

⁸⁾ Die Berechnungsgrundlagen für massive Brücken (Ausgabe 1930). DIN 1075.

tości ostatniego wiersza tabl. 3 i 5. Wtedy bowiem M_p/M nie zmaleje tak bardzo, jakby się zdawało, gdyż dla większych rozpiętości używa się ustrojów lżejszych (belki ciągłe, ramy, łuki); więc nie ma obawy, żeby naprężenie rzeczywiste wzrosło zbyt; nie należy się zatem spodziewać ze strony czynników miarodajnych w kolejnictwie, a tem mniej ze strony Min. Rob. Publ., nieprzewycięzonego oporu przeciw przyjęciu projektowanej reformy.

Wykazaliśmy, że projekt nasz zbyt radykalnych zmian nie wprowadzi, a teraz wykażemy jego racjonalność. Wstrząśnienia, drgania i uderzenia są proporcjonalne do obciążenia ruchomego. Słuszną jest tedy rzeczą mnożyć ciężar ruchomy przez współczynnik wstrząśnień. Tego samego zdania jest prof. Bryła. Pisze on w swoim projekcie ¹⁾: „Racjonalna zmiana przepisów, o ile chodzi o mosty, powinny uwzględniać wprowadzenie współczynników dynamicznych“. Nie są one zresztą w mostownictwie nowością. Znają je przepisy dla mostów kolejowych żelaznych. Współczynnik dynamiczny istniał również w Przepisach Tymczasowych dla mostów drogowych ²⁾.

Wpływ wstrząśnień i drgań maleje z ciężarem. Im większa jest masa mostu, tem mniejsze naprężenia dynamiczne. To też drgania są tem niebezpieczniejsze, im materiał jest lżejszy, więc im większe K_{28} i im mniejsze L . Dotychczasowe przepisy starały się uwzględnić tę okoliczność, ale czyniły to połowicznie i niezręcznie, skokami nagłemi. Np. na kolejach zmienność naprężeń dopuszczalnych wraz z rozpiętością zaczyna się dopiero od 10 m i ograniczona jest od góry największym naprężeniem dopuszczalnym. Dla mostów drogowych inne są naprężenia dla pomostu, inne zaś dla belek, dla których są one zależne od rozpiętości. Dla uproszczenia, prof. Bryła zależność tę usunął zupełnie w swoim projekcie, przez co jednak do prawdy się nie zbliżył. Wprowadza natomiast w konieczności oddzielne naprężenia dla płyt pomostowych, i to inne dla mostów drogowych, inne zaś dla kolejowych. To wszystko uzyskuje się u nas automatycznie, gdyż im większa rozpiętość, tem mniejszy jest wpływ obciążenia ruchomego na potrzebny przekrój, tem mniejsze naprężenie rzeczywiste, jak to widać z tabl. 3 i 5.

Wg. projektu ¹⁾, który nie ustanawia żadnej granicy szczegółowej naprężeń, dostalibyśmy w przypadku bardzo wielkiej wytrzymałości K_{28} niepokojąco drobne, nieraz filigranowe wymiary belek mostowych, niezdolnych wskutek tego do stawiania oporu uderzeniom, drganiom, wogóle wpływom dynamicznym. Przeciw temu zabezpieczyły się władze kolejowe ustanowieniem maksymalnych naprężeń.

Dla $K \geq 150 \text{ kg/cm}^2$ jest $\sigma = 26 \text{ kg/cm}^2$,
więc $\sigma : K_{28} = 0,173$;
dla $K \geq 200 \text{ kg/cm}^2$ jest $\sigma = 30 \text{ kg/cm}^2$,
więc $\sigma : K_{28} = 0,150$.

Więc dla większej wytrzymałości kostkowej K_{28} stosunek $\sigma : K_{28}$ jest mniejszy. W naszym projekcie, w którym nie wyszczególniono wartości nieprzekraczalnych, rozmach w kierunku zbyt wielkich

naprężeń, a więc i niebezpiecznej lekkości, hamuje współczynnik φ . Przy pomocy tabl. 4 i 5 wykażemy, że w mostach projektowanych wg. naszej reformy naprężenie rzeczywiste rośnie wprawdzie z wytrzymałością kostkową, ale nie w tym samym stosunku, lecz nieco wolniej. Niech K_{28} wzrośnie n razy. Gdyby równocześnie naprężenie σ tyleż razy wzrosło, zmniejszyłyby się tyleż razy i przekroje, a więc i moment M_g , więc zamiast

$$\phi = 1 + \frac{M_p}{M_g + M_p}$$

według (11), byłoby

$$\phi_1 = \left(\frac{M_g}{M_p} + 2n \right) : \left(\frac{M_g}{M_p} + n \right) \dots \dots \dots (a)$$

Niech będzie $n = 2$, $L = 15 \text{ m}$, norma B. Wg. tabl. 4 $M_g : M_p = 447 : 296 = 1,51$, zatem wg. (a) $\phi_1 = 5,51 : 3,51 = 1,57$, zaś wg. (8) $\mu = 0,28 : 1,57 = 0,178$, gdy tymczasem odpowiednia wartość z tabl. 5 jest 0,200. Gdy więc dla $K = 200 \text{ kg/cm}^2$ mielibyśmy wg. (1) $\sigma = 0,200 \cdot 200 = 40 \text{ kg/cm}^2$, por. tabl. 5, to dla $K = 400 \text{ kg/cm}^2$, mamy $\sigma_1 = 0,178 \cdot 400 = 71,4 \text{ kg/cm}^2$, zamiast 80, a więc mniej niż dwukrotną wartość. Widzimy więc, że dwukrotnej wytrzymałości K_{28} odpowiada naprężenie mniej niż dwukrotne, a więc i ciężar mostu nie zmaleje dwa razy, czego byśmy nie życzyli sobie, a co by zachodziło wg. projektu prof. Bryły. Stąd wynika, że wprowadzenie w życie pierwszego postulatu prof. Hubera możliwe jest w kolejnictwie tylko łącznie z postulatem drugim, t. j. tylko przy równoczesnym wprowadzeniu współczynnika φ .

Wg. projektowanej reformy, jak to widać z tabl. 3 i 5, im większa rozpiętość, tem większe naprężenie rzeczywiste. Z tem pozostaje w harmonii fakt, iż z reguły wielkie objekty projektowane są przez wybitnych inżynierów i wykonywane przez firmy bardziej doświadczone, do których możemy mieć większe zaufanie i którym bezpiecznie możemy pozwolić na większe naprężenia.

Obciążenia ruchome rosną z roku na rok, a przynajmniej co parę lat. Stąd może się zdarzyć, że most, projektowany dziś, może już za parę lat być nieodpowiednim, ze względu na obciążenia. Współczynnikiem φ zabezpieczymy dla danej konstrukcji rezerwę na szereg lat, co jest tem ważniejsze, że żelbet jest to materiał, mogący trwać wieki, a nie tylko lata.

Na mnożeniu obciążenia ruchomego przez pewien współczynnik opiera się nowoczesne pojmowanie stopnia bezpieczeństwa (pewności, por. ⁵⁾ str. 1091, także ¹⁰⁾). Stopień pewności określa się mianowicie liczbą n w równaniu

$$G + nP = F \cdot \sigma_{nieb.} \dots \dots \dots (14)$$

przyczem G jest to siła wewnętrzna z powodu obciążenia stałego, P — siła z powodu obciążenia ruchomego, F — przekrój elementu, zaś $\sigma_{nieb.}$ — wartość naprężenia niebezpiecznego, którem zależnie od materiału może być albo granica plastyczności, albo pewien ułamek granicy wytrzymałości. Łatwo zauważyć, że równanie 14, jeżeli je podzielimy przez F , zgodne jest zupełnie z równaniem 4, przyczem $n = \varphi$, $\sigma_{nieb.} = 0,28 K$. Więc zdajemy ostrożnie ku nowoczesnym poglądom.

Dlaczego prof. Bryła nie wprowadza współczynnika dynamicznego? Ponieważ — pisze — „dotyczyć-

¹⁾ Tymczasowe przepisy o budowie i utrzymaniu mostów drogowych, zatwierdzone przez Ministerstwo Rob. Publ. Warszawa, 1920.

¹⁰⁾ Melan. Der Brückenbau. T. II.

by to musiało nietylko mostów żelbetowych, ale wszystkich wogóle...“ Otóż pozwolę sobie zauważyć, że wprowadzenie w życie naszego projektu niczem nie przesądza norm naprężeń dla mostów z drzewa, kamienia i żelaza. Reforma opisana nie musi być zastosowana równocześnie do wszystkich materiałów, przeciwnie „dla każdego materiału z osobna“ — powiada prof. Huber⁵⁾ (str. 1091) — „musimy współczynnik n , zarówno jak i wartość σ_{nieb} . oznaczyć oddzielnie“. Niema wątpliwości, że i na inne materiały przyjdzie kolej. Dlaczego nie mamy dać dobrego początku, jeżeli mamy sposobność i jeżeli wiemy, że jest on racjonalny?

Możnaby zarzucić reformie projektowanej, że, zamiast mnożyć obciążenie ruchome przez φ , lepiej odrazu ustanowić je φ razy większe. Na to odpowiem: normy obciążenia powinny się zbliżać możliwie najbardziej do obciążenia faktycznego, obecnego, lub przewidywanego w czasie najbliższym. Są bowiem wypadki, że potrzeba nam znać naprężenia, lub inne wielkości mechaniczne, spowodowane ciężarem własnym i ciężarem ruchomym faktycznym. Np. linję ugięcia szukamy w tym celu, aby belce nadać przeciwstrzałkę, albo też, aby porównać ugięcie faktyczne podczas obciążenia próbnego z ugięciem obliczonym, a wiadomo, że obciążenie próbne w mostach żelbetowych równa się w niektórych wypadkach obciążeniu użytkowemu.

Ustawodawstwo wszystkich państw idzie w tym kierunku, że rosną wciąż naprężenia dopuszczalne i obciążenia ruchome. Nasz projekt daje wielką swobodę i łatwość w dostosowaniu się do potrzeb chwili: Zamiast zwiększać lub zmniejszać o jakis czas szereg liczb, określających dany układ ciężarów

ruchomych i wartości największych naprężeń dopuszczalnych, wystarczy zwiększyć lub zmniejszyć odpowiednio tylko współczynniki φ i ρ (równ. 1). Współczynnik klasy mostu ($\alpha = 0,8$ dla klasy II, $0,4$ dla klasy III) jest już w mostach drogowych precedensem. Komplikacja norm obciążenia A i B w mostach kolejowych, polegająca na powiększeniu nacisków osi przy rozpiętościach poniżej 5 m, będzie teraz zbyt dużą, ten sam efekt dokona się automatycznie. Wogóle wystarczyłyby mogła jedna norma obciążenia, a tylko trzy współczynniki różne, jak to jest w mostach drogowych.

Prof. Bryła nawołuje oddawna^{11) 12)} do uproszczenia i ujednostajnienia przepisów budowlanych, drogowych i kolejowych. Do tego właśnie zdążył nasz projekt.

Opisana reforma jest propozycją minimalną. Bardziej radykalna, choć wcale jeszcze nie rewolucyjna, byłaby taka:

Zwiększenie naprężeń dopuszczalnych w budownictwie w stosunku $0,333 : 0,28 = 1,19$ tak, aby naprężenie dopuszczalne na zginanie było $K_{28} : 3 = 0,333 K_{28}$, $\sigma_z = 1400 \text{ kg/cm}^2$; zato mnożyć ciężar ruchomy przez współczynnik $1,5$ dla budownictwa, 2 dla mostów drogowych, 3 dla mostów kolejowych.

Wtedy opisane wyżej korzyści wystąpiłyby w wyższym jeszcze stopniu, a bezpieczeństwu ogólnemu stałoby się jeszcze bardziej zadość. O ileby czynniki miarodajne były skłonne ten, nieco dalej idący wniosek wziąć pod uwagę, gotów jestem służyć odpowiednimi zestawieniami liczbowymi, ilustrującymi stosunek naprężeń rzeczywistych w budowlach liczonych wg. tego ostatniego projektu do naprężeń wg. przepisów istniejących.

Badania parowozów.

Napisał Prof. Czeczott.

D. Kotlewe równanie ciepłe i oparte na niem metody badań.

Dla wyprowadzenia odpowiednich wzorów, rozważmy dwie chwile pracy kotła:

Niech w pewnej chwili I mamy w kotle $v_0 \text{ m}^3$ wody i $(W_k - v_0) \text{ m}^3$ pary (jeżeli pod W_k

zmiany w ciężarze i ciepłe, zawartem w wodzie i parze, powoduje ta zmiana, w przypuszczeniu, iż ciśnienie w kotle p_k pozostaje stałe — warunek niezbędny do utrzymania trybu pracy.

Otóż mamy:

w I-ej chwili	w kotle { wody pary	pojemność (m ³) v_0 $W_k - v_0$ W_h	ciężar (kg) $v_0 \delta_k$ $(W_k - v_0) \gamma_k$ $W_h \gamma_s$	ciepło (Kal) $v_0 \delta_k q_k$ $(W_k - v_0) \gamma_k \lambda_k$ $W_h \gamma_s \lambda_s$
w II-ej chwili	w kotle { wody pary	v $W_k - v$ W_h	$v \delta_k$ $(W_k - v) \gamma_k$ $W_h \gamma_s$	$v \delta_k q_k$ $(W_k - v) \gamma_k \lambda_k$ $W_h \gamma_s \lambda_s$
Różnica	w { kotle { wody mniej o pary więcej o	$(v_0 - v)$ $-(v_0 - v)$ 0	$(v_0 - v) \delta_k$ $-(v_0 - v) \gamma_k$ 0	$(v_0 - v) \delta_k q_k$ $-(v_0 - v) \gamma_k \lambda_k$ 0
Razem	woda i para	pojemność nie zmieniła się	ciężar zmniejszył się o $(v_0 - v) (\delta_k - \gamma_k)$	Ilość ciepła zmniejszyła się o $(v_0 - v) (\delta_k q_k - \gamma_k \lambda_k)$

rozumieć będziemy całkowitą pojemność kotła), ponadto niech mamy jeszcze $W_h \text{ m}^3$ pary w przegrzewaczu. Niech w następnej chwili II ilość wody zmniejszy się do $v < v_0$. Zobaczmy, jakie

¹¹⁾ Prof. Bryła. Polskie ustawodawstwo mostowe. „Czas. Techn.“. 1927.

¹²⁾ — Potrzeby Polskiego Mostownictwa. Księga Pamiątkowa Pol. Towarzystwa Politechnicznego. 1927.

Mając na względzie iż q_k jest w stosunku do γ_k , jak $\sim 150:1$, zaś $\delta_k q_k$ do $\gamma_k \lambda_k$, jak $\sim 50:1$, możemy uważać, że zmiana poziomu wody w kotle wpływa praktycznie tylko na ciężar i ciepło wody, więc $(v_0 - v) \delta_k = m \text{ kg}$ i $(v_0 - v) \delta_k q_k = m q_k \text{ Kal}$.

Zawdzięczamy ten odpływ kg i Kal , oczywiście, różnicy pomiędzy przyływem do kotła a rozchodem z niego zarówno wody i pary w jednostkach ciężaru, jak również wogóle rozchodem kaloryj, w których liczbie są i kaloryje przeniesione lub stracone nie w postaci ciepła wody, lecz bezpośrednio ze spalania węgla.

Rozchód kaloryj i kilogramów pary odpowiada:

- 1) ilości $D \text{ kg}$ pary zużytej o zawart. ciepła λ_s ; dokładniej (ponieważ w praktyce nie cała para idzie przez przegrzewacz do maszyny) rozchód ten będzie wynosił:

$$D \lambda_k + D_m (\lambda_s - \lambda_k) = D_m \lambda_s + (D - D_m) \lambda_k = D_m \lambda_s + \Sigma d \cdot \lambda_k,$$

gdzie Σd oznacza straty pary w kotle;

- 2) ilości kaloryj zawartych w $d' \text{ kg}$ pary, użytej na uruchomienie smoczków, a więc ilości $d' \lambda_k$;
- 3) ilości k kaloryj, straconych na skutek promieniowania nazewnątrz, bez odpowiedniej straty na wadze pary.

Natomiast ciężar i ciepło, które dopłynęły do kotła, składają się:

- 1) z ilości $BK \eta'$ Kal, przeniesionych do kotła na skutek spalania $B \text{ kg}$ węgla o wart. opałowej K kaloryj na kg , przy współczynniku sprawności kotła η' ; to jest ta właśnie ilość ciepła, której odpowiada wytworzenie w kotle $D' \text{ kg}$ pary o zaw. ciepła λ , którą wyznaczmy bliżej w dalszym ciągu, tymczasem zaś możemy założyć wogóle $BK \eta' = D' \lambda$;
- 2) z $M \text{ kg}$ wody z tendra o początkowej temperaturze t , zawierających zatem Mt Kal ciepła;
- 3) $d' \text{ kg}$ wody o temperaturze τ' , powstałej jako skutek skroplenia w iniektorze powyżej wspomnianej ilości $d' \text{ kg}$ pary, a powracającej do kotła wraz z ilością kaloryj $d' \tau'$; w razie działania podgrzewacza, mamy jeszcze
- 4) $\delta \text{ kg}$ pary odlotowej o zawartości ciepła λ' Kal/kg, powracającej do kotła wraz z $\delta \lambda'$ Kal.

A więc mamy

równanie wagowe:

$$(D_m + \Sigma d + d') - (M + \delta + d') = (D_m + \Sigma d) - (M + \delta) = -m \quad (1)$$

równanie cieplne:

$$\{D_K \lambda_k + D_m (\lambda_s - \lambda_k) + d' \lambda_k + k\} - (BK \eta' + Mt + d' \tau' + \delta \lambda') = m q_k; \quad (2)$$

albo inaczej:

$$BK \eta' - k - d' (\lambda_k - \tau') = BK \eta = D_k \lambda_k + D_m (\lambda_s - \lambda_k) - (Mt + \delta \lambda' + m q_k) \quad (3)$$

W pierwszym wypadku współczynnik η' charakteryzuje kocioł ze strony jego zdolności do pochłonięcia ciepła, wytworzonego w palenisku: z całkowitej ilości tego ciepła BK , za potrąceniem strat w samym palenisku i w dymnicy, część $BK \eta'$ jest przeniesiona do kotła, tam jednak i ta ilość kaloryj nie służy całkowicie do wytwarzania pary, bo k Kal ginie nazewnątrz z przyczyn bezpośrednio nie związanych z wyzyskaniem ciepła gazów spalinowych, lecz zależy od warunków ochładzania się zewnętrznego i ustroju izolacji kotłowej, a ilość $d' (\lambda_k - \tau')$ Kal, aczkolwiek związana z ilością pary d' , również nie odpowiada odparowaniu, lecz tylko dodatkowej ilości Kal, którą rozchoduje się do obsługi kotła, t. j. na zabezpieczenie zasilania go wodą. Nie jest ona bowiem niczem innym, jak ciepłem, potrzebnem do powtórnego nagrzania wody, która uprzednio już była odparowana i zużyta w iniektorze, gdzie nagrzewając wodę zasilającą do temperatury τ' przeniosła do niej $d' (\lambda_k - \tau')$ Kal, kosztem których osiągnięto nagrzanie $M \text{ kg}$ wody do tejże temperatury podług równania:

$$M (\tau' - t) = d' (\lambda_k - \tau').$$

W dalszym ciągu, przy wtłaczaniu do kotła, oprócz $M \text{ kg}$ wody, jeszcze ponownie $d' \text{ kg}$, trzeba ją oczywiście ponownie nagrzewać do stanu pierwotnego, a więc udzielać jej ilości $d' (\lambda_k - \tau')$ Kal, t. j. również tyle, ile użyto z pary do początkowego nagrzania $M \text{ kg}$ wody zasilającej. Możemy więc powiedzieć, że całkowite nagrzanie $M \text{ kg}$ wody odbywa się zarówno od t do τ' , jak i od τ' do λ_k , kosztem ciepła spalonego węgla; zatem działanie iniektora kosztuje nas. Co innego ogrzewanie parą odlotową; w tym wypadku ciepło $d' (\lambda_k - \tau')$ jest zastąpione ciepłem odlotowym $\delta \lambda'$, więc dla podgrzania wody zasilającej nietylko nie wydajemy ciepła $d' (\lambda_k - \tau')$, ale jeszcze oszczędzamy $\delta \lambda'$; zresztą bilans ostateczny zależy jeszcze od ewentualnego dodatkowego rozchodu $d \lambda_k$ na ruch urządzeń podgrzewacza, który to rozchód może być porównywany z $d' (\lambda_k - \tau')$ Kal rozchodu na podgrzanie w zwykłym wypadku stosowania iniektorów.

Zatrzymaliśmy się szczegółowo nad tą sprawą dla lepszego zrozumienia zachodzących tu zjawisk.

Ponieważ jednak w wypadkach praktycznych nie możemy wyznaczyć dokładnie ani k , ani $d' (\lambda_k - \tau')$, a conajmniej jest to związane z dodatkowymi skomplikowanymi obserwacjami, to możemy poprzestać na drugiej formie równania, odpowiadającej wypadkowi, w którym przy bezpośrednim zestawieniu B z D współczynnik η ujmując straty k i $d' (\lambda_k - \tau')$, które to straty mogą być uwzględnione przy bilansowaniu strat ogólnych.

Ostatecznie więc mamy równanie:

$$BK \eta = D' \lambda = D_m \lambda_s + \Sigma d \cdot \lambda_k - (Mt + \delta \lambda' + m q) = C_s - a, \quad (4)$$

gdzie

$$a = Mt + \delta \lambda' + m q,$$

i z którego widzimy, iż dla określenia ilości kaloryj rzeczywiście wyzyskanych do odparowania należy tylko odjąć od ilości Kal, zawartych w zużytej parze, pewną funkcję a , której wartość łatwo ustalić z danych doświadczenia. Zestawiając tę ilość Kal z ilością zawartych w rzeczywiście spalonym węglu, znajdziemy zupełnie dokładnie:

$$\eta = \frac{D'\lambda}{BK} = \frac{C_s - a}{BK},$$

a stąd

$$\frac{D'}{B} = \eta \frac{K}{\lambda},$$

o ile poprzednio ustalimy wartość, którą należy uważać za λ . Z równania powyższego z łatwością dostrzegamy, iż wyznaczenie λ jest dowolne w pewnych granicach, byleby iloczyn $D'\lambda$ pozostawał ten sam, a więc jest to rzeczą warunkową i mogą tu być zastosowane różne poglądy, z pośród których należy obrać najwłaściwsze. Otóż odparowanie może być przedewszystkiem rozpatrywane, jako pewna równowartość ciepła $BK\eta$, wyrażona w kg pary D' ; wówczas, jeżeli zużywamy parę o zawartości ciepła λ_s , to zestawienie odpowiedniego rozchodu D_m z odparowaniem wymaga, aby to ostatnie również było podane w jednostkach tej samej wartości, więc $\lambda = \lambda_s$, a jeszcze lepiej $\lambda = \lambda_s - \tau$, bo w taki sposób, uwzględniając temperaturę, w której wytwarza się para, damy bardziej poprawnie ilość pary w kg, a więc $D'\lambda = D_e(\lambda_s - \tau)$; będziemy zatem mieli zamiast D' i D'/B odpowiednie równowartości:

$$D_e = \frac{D_k \lambda_k}{\lambda_s - \tau} + \frac{D_m(\lambda_s - \lambda_k) - a}{(\lambda_s - \tau)}$$

$$\text{ i } \frac{D_e}{B} = \eta \cdot \frac{K}{\lambda_s - \tau}.$$

Łatwo jednak zrozumieć, iż przytoczona tu równowartość, aczkolwiek zupełnie poprawna, jako pewna fikcja, która ułatwia porównanie, ma tę wadę, że jest fikcją i nie odpowiada fizycznemu zjawisku odparowania, które wszak może odbywać się tylko w kotle, a nie w przegrzewaczu; a więc, chcąc scharakteryzować to zjawisko fizyczne, musimy wyłączyć przegrzewacz, to jest przyjąć następujące równanie:

$$BK\eta - D_m(\lambda_s - \lambda_k) = D\lambda_k - a = D_H(\lambda_k - \tau),$$

skąd

$$D_H = \frac{D\lambda_k - a}{\lambda_k - \tau},$$

co odpowiada rzeczywistej ilości kg pary, powstałej w samym kotle na powierzchni $H^1)$. W razie istnienia przegrzewacza, ta ostatnia charakterystyka nie jest wystarczająca, bo — nie ujmując wpływu przegrzewacza — obniża wartość kotła. Ponieważ jednak w przegrzewaczu nie zachodzi odparowanie, ocena jego pracy w postaci pewnej liczby

kg pary będzie oczywiście zawsze tylko warunkowym równoważnikiem fikcyjnym; chcąc jednak porównać pracę przegrzewacza z pracą odparowania, należy mierzyć ją tym samym miernikiem, ale równorzędnym z D_H . Wartość takiego fikcyjnego

$$D_h = \frac{D_m(\lambda_s - \lambda_k)}{\lambda_k - \tau};$$

wprowadzając go, mamy prawo mówić o całkowitem odparowaniu

$$D_H + D_h = D'$$

i o

$$\frac{D'}{B} = \frac{D_H + D_h}{B} = \frac{D\lambda_k - a + D_m(\lambda_s - \lambda_k)}{B(\lambda_k - \tau)}.$$

Wyraz ten, jak widzimy, różni się bardzo mało od poprzedniego wyrazu fikcyjnego, bo tylko zamianą λ_s na λ_k .

Często określa się odparowanie w postaci tak zwanego natężenia powierzchni ogrzewanej; w tym wypadku miarodajny wyraz daje stosunek

$$\frac{D_H}{H} = Z;$$

ponieważ jednak nie uwzględnia on wpływu przegrzewacza, to zdawałoby się, że właściwszą charakterystyką byłby stosunek

$$Z_e = \frac{D_e}{H + h};$$

ale wiemy, iż udział w przenoszeniu ciepła powierzchni H i h nie jest jednostajny, przeto ostatni stosunek byłby tylko wyrazem arytmetycznym, nie ujmującym rzeczywistego zjawiska; dlatego też różni autorzy proponowali w tym wypadku wprowadzić tak zwaną sprowadzoną powierzchnię H_e , która jest pewną funkcją poszczególnych wymiarów i ukształtowania konstrukcyjnego powierzchni $H^2)$.

Wobec jednak wątpliwości co do rzeczywistej wartości tych wzorów, pewniejszy sposób uwzględnienia pracy przegrzewacza polegałby na określeniu tylko równowartości wzmożenia natężenia normalnego Z , t. j. na określeniu (oczywiście w tych samych jednostkach, jak Z) dodatkowego ΔZ , odpowiadającego liczbie kaloryj uzyskanych w przegrzewaczu, a więc, ponieważ

$$Z = \frac{D_H}{H} = \frac{D_k \lambda_k - a}{(\lambda_k - \tau) H},$$

$$\text{to } Z' = Z + \Delta Z = \frac{D_k \lambda_k - a + D_m(\lambda_s - \lambda_k)}{(\lambda_k - \tau) H} = \frac{D_H + D_h}{H}.$$

Wyraz ten inaczej wygląda tak:

$$\begin{aligned} Z' &= \frac{\{D_k \lambda_k - a + D_m(\lambda_s - \lambda_k)\}(\lambda_s - \tau)}{H(\lambda_k - \tau)(\lambda_s - \tau)} \\ &= \frac{D_e}{H} \cdot \left(\frac{\lambda_s - \tau}{\lambda_k - \tau} \right). \end{aligned}$$

¹⁾ Wartość $D_H \cdot B = \eta \frac{K}{\lambda_k - \tau}$ nie miałaby jednak real-

nego znaczenia, bo ciepło uzyskane z węgla jest przenieszone do kotła nie tylko na powierzchni H .

²⁾ Patrz wywody, dotyczące takich wzorów, w pracy: Łopuszański, „Nicktore dane i uwagi dla wyznaczenia norm obciążenia parowozów”, str. 38.

Chcąc zaś specjalnie ująć sprawność tylko prze-grzewacza w stosunku do jego wielkości, możemy to zrobić przez zestawienie liczby kaloryj, przypadających na jego powierzchnię:

$$\frac{K_h}{h} = \frac{D_m (\lambda_s - \lambda_k)}{h}$$

Na podstawie krzywych $D_e = f(B)$, możemy dogodnie przeprowadzić porównanie kotłów identycznych co do ich ogólnych wymiarów; na podstawie zaś krzywych natężenia Z , zwłaszcza w stosunku do natężenia rusztów $B/R = y$, a więc krzywych $z = f(y)$, — wskazane są porównania kotłów o wymiarach różniących się. Przy znacznie większych zaś różnicach byłoby już wskazaniem użycie zamiast H wyrazów H_e — sprowadzonej powierzchni ogrzewanej.

Należy jednak zaznaczyć, że w pewnych wypadkach, mianowicie przy znacznie większych różnicach w stopniu przegrzania porównywanych kotłów, powyższe zestawienia, oparte na kilogramowym odparowaniu, nie są wystarczające, ponieważ możliwe jest, iż — kosztem odpowiedniego zwiększenia przegrzania — jednoczesny spadek odparowania kilogramowego, przy tym samym rozchodzie paliwa, nie będzie świadczył o pogorszeniu ogólnych warunków pracy, ponieważ możliwe jest zwiększenie pracy w cylindrach. Dla uwzględnienia tych okoliczności, wystarczy podać całkowite odparowanie kotła D' , lub natężenie Z , nie w kg, lecz w m^3 przy odpowiedniej temperaturze przegrzania T_s w skrzyni suwakowej, a więc objętość pary

$$V_s = f(B)$$

i odpowiednio

$$\frac{V_s}{B} = f'(B),$$

albo

$$\frac{V_s}{H} = f''\left(\frac{B}{R}\right).$$

Wyrazy te mogą stanowić jeszcze lepsze charakterystyki, niż $\frac{N_t}{H}$ lub $\frac{N_t}{B}$, ponieważ nie zależą od przypadkowej różnicy $D_m - D'$, nie będą spaczane przypadkowymi defektami cylindrów i nadają się do określenia możliwego wyzyskania pary w maszynie na podstawie badania samego tylko kotła; jest to bardzo dogodne przy porównaniach takich urządzeń w kotłach, które wpływają na pracę maszyny, a jednak badane są niezależnie od tej ostatniej.

Co się zaś tyczy określenia wartości V_s , to z wyrazu dla D' możemy wnioskować, że odparowanie jest zazwyczaj mniejsze od rozchodu pary w cylindrach, przeto ilość D' kg pary wytworzonej w kotle w każdym razie przechodzi przez cylindry; kosztem więc spalania B kg węgla wytwarza się objętość pary $V_s = D' v_s$, gdzie v_s jest objętością 1 kg pary o temperaturze T_s i ciśnieniu p_s , panujących w skrzyniach suwakowych.

Z powyższego widzieliśmy, że wyznaczenie rozchodu pary D' na zasadzie D_m możliwe jest o tyle, o ile da się określić wartość $a = Mt + \delta v' + mq$, wobec czego nabiera wielkiego znaczenia:

- 1) Obserwacja wahań poziomu wody w kotle, a w wypadku stosowania podgrzewaczy — jeszcze
- 2) umiejętność wyznaczenia prostymi sposobami δ .

Wyznaczenie λ' dla parowozu na parę przegrzaną daje się zrobić bardzo prosto: wystarczy bowiem ustawienie pirometru do prądu pary odlotowej oraz manometru; w wypadku pary nasyconej można się spodziewać, zwłaszcza w parowozach sprzężonych, znacznej wilgotności pary odlotowej; wtedy zamiast pirometru należy ustawić kalorymetr. Z danych p' i t' (względnie x') znajdziemy z tablic λ' .

Skropliny δ możemy zmierzyć bezpośrednio specjalnym licznikiem, przez który odpowiednia pompa przegrzewacza tłoczyłaby wodę do kotła w ilości M' ; zwykły pomiar w tendrze daje M ; wtedy $M' - M = \delta$.

Ustawienie wspomnianego tu licznika nie zawsze daje się przeprowadzić, nadomiar złego sam licznik, wobec gorącej wody (około 100°), nie jest pewny, ulega zanieczyszczeniu i t. d.; pewniejszy jest inny sposób, który wymaga tylko pomiaru temperatury podgrzania τ . Ponieważ do kotła tłoczy się M kg wody z tendra i δ kg skroplin o temperaturze τ , przychodzi zaś do podgrzewacza pierwsza mając t stopni, a druga w postaci pary o zawartości ciepła λ' , to mamy tu warunek:

$$Mt + \delta \lambda' = (M + \delta) \tau,$$

skąd:

$$M(\tau - t) = \delta(\lambda' - \tau)$$

$$i \quad \delta = \frac{M(\tau - t)}{(\lambda' - \tau)}.$$

W wypadku zaś podgrzewania wody inżektorem Metcalfa, który — oprócz pary odlotowej — używa częściowo i pary świeżej w ilości d_m kg, mamy równanie:

$$Mt + \delta \lambda' + d_m \lambda_k = (M + \delta + d_m) \tau,$$

skąd:

$$\delta = M \frac{(\tau - t)}{\lambda' - \tau} - d_m \frac{(\lambda_k - \tau)}{(\lambda' - \tau)}.$$

W takim podgrzewaczu, jak Knorra, gdzie kondensat nie wraca do kotła, będzie oczywiście $\delta = 0$.

Zatrzymamy się jeszcze na kwestji podgrzewaczy. Parowozy nowoczesne są często wyposażone w podgrzewacze różnych systemów. Należy więc również do programu badania kotłowego zaliczyć określenie pewnych charakterystyk wyników podgrzewania.

Po części wskazaliśmy wyżej te dane, które wpływają na odpowiednie wyniki przy ustalaniu wartości D' ; należy jeszcze uwypuklić je, podając jakiś miernik do bardziej bezpośredniego określenia wyniku ostatecznego, jakim jest stopień osiągniętego zaoszczędzenia węgla.

Tu mamy naogół dwie drogi: doświadczenie zwykłe, odbyte w pewnych warunkach z użyciem podgrzewacza, powtarza się z zachowaniem możliwie najściślejszym warunków, a więc na tym samym parowozie, po wyłączeniu działania podgrzewacza.

W tym wypadku otrzymujemy możliwość bezpośredniego porównania wyników dwóch jazd porównawczych na zasadzie poprzednich wzorów.

Zarzut, jaki może być zrobiony tej metodzie, pomijając już potrzebę podwójnej ilości doświadczeń, polega na tem, iż nie jest zupełnie ścisłą, ponieważ:

1) przede wszystkim ustala porównanie pracy podgrzewacza z pracą przy inżektorze, który sam przez się nie stanowi niezbitego fundamentu do porównania i wymaga uprzedniego zbadania stanu i warunków pracy tego przypadkowego inżektora;

2) mimo wszelkich starań, nawet przy użyciu tego samego parowozu, zupełna identyczność warunków dwóch jazd porównawczych nie może być gwarantowana, a to prowadzi do wątpliwości przy ocenie wyników tą metodą bezpośrednią.

Stąd powstaje potrzeba ustalenia takiego miernika bezwzględnego, któryby podawał stopień doskonałości osiągniętego wyniku w sposób niezależny i nie wymagający dalszych porównań na podstawie danych jednego doświadczenia.

Otóż w tym celu będziemy porównywali wynik doświadczenia z wynikiem w pewnym wypadku, który uznamy za podstawę do porównań, za pewien poziom zerowy.

Podstawą do ustalenia takiego porównania będzie, jak zawsze, zasadnicze równanie odparowania w kotle:

$$D' = Bk\eta = D_m \lambda_s + \Sigma d \lambda_k - (Mt + \delta \lambda' + mq).$$

Przekształcimy je, mając na względzie, iż

$$D_m = M + m + \delta - \Sigma d;$$

$$Bk\eta = (M + m + \delta - \Sigma d) \lambda_s + \Sigma d \lambda_k - (Mt + \delta \lambda' + mq) = M(\lambda_s - t) + \delta(\lambda_s - \lambda') + m(\lambda_s - q) - \Sigma d(\lambda_s - \lambda_k) \dots \dots \dots (1)$$

W analogicznym wypadku, lecz bez podgrzania ($\delta = 0$) i spadku poziomu wody ($m = 0$), gdy parowóz wykazuje tę samą pracę, a więc taki sam rozchód pary tejże jakości λ_s

$$D_m = M' - \Sigma d = M + m + \delta - \Sigma d \dots \dots (x)$$

mielibyśmy, używając ten sam węgiel o wart. opałowej K Kal tylko na samą pracę użyteczną, a rozchód węgla B_0 — podług równania:

$$B_0 K \eta_0 = D_m (\lambda_s - t).$$

gdzie η_0 — inna wartość współczynnika sprawności kotła w nowych warunkach spalania; oczywiście $\eta_0 < \eta$, gdyż mamy tu większy rozchód $B_0 > B$ z powodu braku podgrzania. Zastępując w tym wzorze D_m przez wyraz (x), mamy:

$$B_0 K \eta_0 = M(\lambda_s - t) + \delta(\lambda_s - t) + m(\lambda_s - t) - \Sigma d(\lambda_s - t) \dots \dots \dots (2)$$

Z dwóch równań (1) i (2) otrzymujemy stosunek:

$$\frac{B}{B_0} \frac{\eta_0}{\eta} \frac{\{M(\lambda_s - t) + \delta(\lambda_s - \lambda') + m(\lambda_s - q) - \Sigma d(\lambda_s - \lambda_k)\}}{\{M(\lambda_s - t) + \delta(\lambda_s - t) + m(\lambda_s - t) - \Sigma d(\lambda_s - t)\}} = \frac{\eta_0 A}{\eta A_0},$$

który ocenia stopień doskonałości wyników w porównaniu z wypadkiem takiej samej pracy bez stosowania sposobów zaoszczędzających węgiel,

do których należy również, jak wykazuje równanie, i metoda jazdy z możliwym wyczerpaniem kotła, t. j. przy $m > 0$.

Ponieważ w pewnych wypadkach m może stanowić około $0,5 D_m$, a δ zawsze około $0,1 D_m$; dalej $\lambda_s - q \approx 500$, a $\lambda_s - \lambda' \approx 100$; przeto należyte wyzyskanie zapasu wody w kotle może być źródłem energii daleko zasobniejszym od podgrzania, o ile źródło to przyczynia się do pokonania przypadkowych trudności w ruchu; nie mówimy: źródłem oszczędności na węglu, gdyż to źródło nie jest zupełnie darmowe, jak to jest z oszczędnością na podgrzewaniu, ponieważ akumulowanie ciepła $m\eta q$ wymaga pewnego rozchodu ciepła $bK\eta_m$ ze spalania b kg węgla, przeważnie poza jazdą, albo raczej poza czasem pracy z otwartą przepustnicą, t. j. na postoju lub na spadkach przy zamkniętej przepustnicy, a więc w każdym razie kiedy $\eta_m > \eta$ w normalnych warunkach i zbliża się do η_{max} ; inaczej mówiąc, przy spalaniu za tańszą cenę niż w czasie normalnej pracy.

Z tego wynika, że poprawniejsze, zwłaszcza dla oceny wpływu podgrzewacza, byłoby podanie jako miernika nie stosunku $\frac{B}{B_0}$, lecz $\frac{B + b'}{B_0}$, w którym b' miałoby uwzględnić dodatkowy rozchód węgla na akumulację ciepła $m(q - t)$.

Dla wprowadzenia więc poprawki do stosunku $\frac{B}{B_0}$ należy uważać, iż ciepło $m(q - t)$ odpowiada nie ilości węgla $b = \frac{m(q - t)}{K\eta}$, lecz mniejszej $b' = \frac{m(q - t)}{K\eta_m}$; stąd wynika, iż dla wprowadzenia do stosunku B/B_0 prawdziwej ilości b' , lecz bez zmiany wartości η — należy do wyrazu ciepła $m(q - t)$ dołączyć współczynnik η/η_m ; wtedy

$$\frac{B + b'}{B_0} = \frac{\eta_0}{\eta} \left(\frac{A + m(q - t) \eta/\eta_m}{A_0} \right).$$

Dalej, dla uwzględnienia wszystkich szczegółów pracy podgrzewaczy, należy wprowadzić do stosunku B/B_0 rozchód węgla na urządzenia uruchamiające podgrzewacze. Częściowo to już uwzględniono we wzorze przez dodanie Σd , o ile podgrzewacze wymagają uruchomienia pomp; w wypadku inżektora Metcalf'a, należy do licznika stosunku B/B_0 dodać $d_m(\lambda_k - \tau)$, a gdyby częściowo używano i zwykłego inżektora — jeszcze $d'(\lambda - \tau)$.

Przy pompach Dabeg'a tych dodatków niema, natomiast w mianowniku stosunku B/B_0 , w wyrazie rozchodu D_m , należy potrącić rozchód d_e , przypadający na uruchomienie pompy, związanej z ogólnym mechanizmem parowozu.

Zostaje omówić wartość, którą należy nadać η_0 i η_m . Właściwie η_0 — jest to współczynnik, któryby odpowiadał takiej samej pracy, wymagającej użytecznego rozchodu pary D_m bez podgrzewania i bez wyzyskania spadku poziomu wody m , które to warunki przyjęliśmy za podstawę porównań.

Ponieważ są to warunki najmniej sprzyjające oszczędnej pracy kotła, przeto dla ustalenia bezwzględnej miernika przyjmujemy, iż towarzyszy tym warunkom dopuszczalne minimum $\eta_0 = 0,5$,

a przez to samo ustalamy dla danej pracy tolerowane jeszcze maximum rozchodu węgla: $B_0 = \frac{D_m (\lambda_s - t)}{0,5 K}$, z którym będziemy prowadzili porównania.

Co się zaś tyczy η_m , to z łatwością ustalimy go po szeregu doświadczeń, które pozwolą określić ogólny przebieg krzywej $\eta = f(y)$, mając na względzie, iż η_m równa się conajmniej max. η tej krzywej.

W taki więc sposób nasz bezwzględny miernik, określający rozchód węgla w stosunku do dopuszczalnego tolerowanego maximum w danych warunkach, a więc określający pewien stopień otrzymanej doskonałości wyników, wygląda tak:

$$\frac{B}{B_0} = \frac{0,5 M (\lambda_s - t) + \delta (\lambda_s - \lambda') + m (\lambda_s - q) + \Sigma d (\lambda_k - \tau) - \Sigma d_0 (\lambda_s - \lambda_k) + m (q - t) \eta / \eta_m}{(D_m - d_b) (\lambda_s - t)} = \frac{0,5}{\eta} \cdot \varepsilon.$$

Przytem $D_m = M + m + \delta - \Sigma d_0$, a wartości d_0, d_1, d_b podlegają specjalnemu określeniu.

Dla praktycznego jednak użytkowania ostatniego wzoru, celem więcej przejrzystego ujawnienia wpływu na ekonomiczny wynik jazdy poszczególnych okoliczności pracy kotła, założmy czasowo $d_b = 0$ i zastąpmy ułamek ε przez $\varepsilon = \frac{\alpha}{\beta}$

$$= 1 - \frac{\varphi}{\beta} = \frac{\beta - \varphi}{\beta}, \text{ skąd } \varphi = \beta - \alpha,$$

więc

$$\varphi = D_m (\lambda_s - t) - M (\lambda_s - t) - \delta (\lambda_s - \lambda') - m (\lambda_s - q) + C,$$

gdzie

$$C = \Sigma d (\lambda_k - \tau) + \Sigma d_0 (\lambda_s - \lambda_k) - m (q - t) \eta / \eta_m;$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 1 - \frac{D_m (\lambda_s - t) - M (\lambda_s - t) - \delta (\lambda_s - \lambda') - m (\lambda_s - q) + C}{D_m (\lambda_s - t)} = \\ &= 1 - \frac{(M + m + \delta - \Sigma d_0) (\lambda_s - t) - M (\lambda_s - t) - \delta (\lambda_s - \lambda') - m (\lambda_s - q) + C}{D_m (\lambda_s - t)} = \\ &= 1 - \frac{\{m (q - t) - m (q - t) \eta / \eta_m\} + \delta (\lambda' - t) - \Sigma d_0 (\lambda_k - t) - \Sigma d (\lambda_k - \tau)}{D_m (\lambda_s - t)} = \\ &= 1 - \frac{(1 - \eta / \eta_m) m (q - t) + \delta (\lambda' - t) - \Sigma d_0 (\lambda_k - t) - \Sigma d (\lambda_k - \tau)}{D_m (\lambda_s - t)} = 1 - \frac{u_1 + u_2 - u_3}{\gamma}. \end{aligned}$$

Obliczając poszczególne u_1, u_2, u_3 , mamy natychmiastowe, w stosunku do stałego γ i w porównaniu z 1, charakterystyki zaoszczędzenia, które zawdzięczamy: 1) umiejętności jazdy, t. j. wyzyskaniu spadku poziomu wody m , 2) podgrzaniu brutto u_2 i 3) podgrzaniu netto $u_2 - u_3$, za potrąceniem kosztów ruchu u_3 .

Im wynik ogólny $\frac{B}{B_0} = \left(1 - \frac{\Sigma u}{\gamma}\right) \frac{0,5}{\eta} = \varepsilon_1 \varepsilon_2 < 1$ jest mniejszy, tem lepiej, ponieważ zero stanowi nieosiągalny ideał minimum rozchodu.

Z powyższych wzorów, które określają ostateczny wynik oszczędności, bardzo łatwo wyprowadzić jeszcze wynik, świadczący o znaczeniu eksploatacyjnym metody jazdy ze spadkiem poziomu wody; należy tylko odrzucić poprawkę $m (q - t) \eta / \eta_m$, a otrzymamy liczbę, która będzie

świadczyła o stosunkowym skutku podgrzania i wyczerpania kotła, mianowicie:

$$\begin{aligned} \varepsilon' &= 1 - \frac{m (q - t) + \delta (\lambda' - t) - \Sigma d \lambda}{D_m (\lambda_s - t)} = \\ &= 1 - \frac{u_1' + u_2 - u_3}{\gamma}. \end{aligned}$$

Z równania tego widać między innymi, że wyczerpanie bierze górę nad podgrzaniem, kiedy

$$m \geq \frac{\delta (\lambda' - t)}{q - t}. \text{ Ponieważ } \sim \delta = 0,1 D_m, \lambda' - t = 600, q - t = 200, \text{ to warunki te mamy przy } D_m \leq \frac{2000}{600} \cdot m = \frac{10}{3} m.$$

Jeżeli max. $m = 2000$, to $D_m \leq 7000$, to znaczy, że bezwarunkowe korzyści podgrzania mamy tylko przy pracy więcej natężonej. Wzór ten pozwala ocenić sprawność jazdy w sensie umiejętnego wyzyskania m , bo to zawsze sprzyja lepszemu wyzyskaniu parowozu.

Z tego wzoru jest również zrozumiałe, dlaczego stosowanie podgrzewaczy daje lepsze wyniki na profilach równinnych, a nie na górzystych, gdyż na tych ostatnich właśnie może być stosowana metoda wyczerpania, nie mówiąc już o tem, że tu trudno uniknąć zasilania parowozu na spadkach, a więc zwyczajnym inżynierem.

Zakończenie.

Powyższy wykład, w którym rozpatrzyliśmy kolejno zasadnicze zagadnienia badania parowozu,

wyczerpuje tak zwany program minimum tych badań, obejmujący zagadnienia, z którymi mamy do czynienia przy wykonywaniu obliczeń trakcyjnych. Oczywiście, nie jest wykluczone dalsze pogłębianie sprawy,—lecz wkracza to już w zakres spraw bardziej specjalnych, dla których rozwiązania nie mamy jeszcze utartych metod, więc tymczasem rezygnujemy z dalszego opracowania naszego tematu. Należy tylko zaznaczyć, że ogólne zadanie dalszych specjalnych dociekań stanowi albo ustalenie przyczyn faktów i zjawisk zarejestrowanych przy badaniach omawianych wyżej, albo wyszukanie specjalnych stosunków i współczynników, które tak w jednym, jak i w drugim wypadku, miałyby się przyczynić bądź do oceny rozwiązań konstrukcyjnych w danym parowozie, bądź wogóle do racjonalnego projektowania nowych parowozów. Jako przykład, przytoczę z jednej strony badanie

racjonalności zastosowanego w pewnym danym wypadku urządzenia dyszy wylotowej i komina, które wymagałyby specjalnych studjów nad przepływem gazów spalinowych, połączonych z chemicznymi analizami tych gazów oraz dość skomplikowanych badań podciśnienia w różnych częściach kotła, wymagających oczywiście specjalnej a delikatnej aparatury, z drugiej strony—zagadnienie racjonalnego podziału powierzchni ogrzewanej pomiędzy palenisko, rury, a przegrzewacz, z którym się spotykamy przy projektowaniu nowego parowozu, wymaga znajomości takich danych, jak naprzykład wartość współczynnika przenoszenia ciepła w kotłach, która może być zbadana oczywiście tylko na parowozach istniejących w różnych warunkach ich pracy. Takie badanie stanowi również zupełnie specjalne zagadnienie, które może być opracowane i organizowane tylko ad hoc w każdym poszczególnym wypadku i w zależności od aparatury, którą będziemy dysponowali. Narazie więc, ograniczając się do tej wzmianki o celach dalszego pogłębiania badań parowozów, nie będziemy wdawali się w dalsze szczegóły tej kwestji.

Również wypada pozostawić bez odpowiedniej analizy dwie ostatnie z tych pięciu pozycji, na które podzieliśmy na wstępie całokształt wszechstronnego zbadania parowozu, mianowicie poz. 4 o warunkach wpływających (poza opałem) na zmniejszenie „innych” wydatków przy eksploatacji parowozów i poz. 5—o zbadaniu „warunków bezpieczeństwa” ruchu, zależnych od parowozu.

Sprawa „innych wydatków” dotyczy przeważnie kosztów smarowania, utrzymania i naprawy parowozu. Nie ulega wątpliwości, iż w ogólnym bilansie gospodarczym kolei wydatki te mają poważne znaczenie, jednak z punktu widzenia naukowego z wielkim trudem daje się uzależnić powyższe wydatki od pracy parowozu, ponieważ wpływa tu nietylko typ i konstrukcja badanego parowozu, ale cały ustrój gospodarki warsztatowej. Są to więc kwestje, wkraczające w zupełnie inne, obszerne dziedziny wiedzy, posługujące się zupełnie innymi metodami badań, przeważnie charakteru statystycznego, których nie zamierzamy tu poruszać.

Co się zaś tyczy warunków bezpieczeństwa ruchu, to jest to również obszerna dziedzina wie-

dzy odmiennej, jednak ściśle związanej tak z niektórymi warunkami pracy parowozu, jak jego budową oraz budową torów, na których on kursuje. Całokształt tych zagadnień stanowi zakres tak zwanej dynamiki parowozu, która oczywiście nie może nie stanowić przedmiotu badania doświadczalnego, zwłaszcza iż praktycznym celem takich badań jest bardzo ważne z punktu widzenia praktyki ustalenie wysokości dopuszczalnych szybkości ruchu pociągów i parowozów.

Niestety, zakres dynamiki doświadczalnej stanowi jeszcze nie tyle młodą gałąź wiedzy, ile gałąź mało usystematyzowaną, bez wyrobionych metod badania, wykazującą nader małą ilość doświadczeń,—a to w znacznym stopniu utrudnia wykład tego przedmiotu. Dlatego też zamierzamy poruszyć go innym razem, gdy dłuższa praktyka w tym kierunku z pomocą urządzeń przewidzianych w nowym wagonie dynamometrycznym P. K. P.¹⁾ pozwoli dojść do pewnych wniosków.

Zagadnienie bezpieczeństwa ruchu obejmuje również i kwestję hamowania pociągów; wprawdzie zależy ono tylko w małym stopniu od parowozu, jako takiego, pozatem zagadnienie ruchu pociągu hamowanego jest tylko szczególnym wypadkiem bardziej ogólnego zagadnienia oporów pociągu i może być studjowane według tych samych metod, jak te opory; tem niemniej, skoro odróżniamy w opozycji poszczególne parowozów niektóre ich cechy indywidualne, jak opór mechanizmu, możemy również podawać jako specjalną cechę danego zbadanego parowozu i siłę jego hamulców, jako czynnik konstrukcyjny, i dlatego też w przyszłości poruszymy także niektóre zagadnienia z zakresu doświadczeń hamulcowych, dotyczących takich kwestji, jak np. wytrzymałość części hamulcowych, wartość współczynnika tarcia klocków o koła i t. p., do których obserwacji wspomniany wagon P. K. P. będzie posiadał odpowiednie urządzenia.

Natomiast nie możemy nie zadowolnić słusznego żądania, które powinno powstać ze strony uważnego czytelnika, chcącego poznać wyniki zastosowania opisanych tu metod badania parowozów, względnie te uogólnienia, do których one prowadzą. Otóż w tym celu zamierzamy podać odpowiedni referat, jako dodatek do niniejszej pracy, w jednym z przyszłych zeszytów „Przeglądu Technicznego”.

Listy do Redakcji.

W sprawie naprężeń dopuszczalnych w wałkach łożysk mostowych.

W „Przeglądzie Technicznym” Nr. 16 z dnia 22 kwietnia r. b. ukazał się artykuł p. Profesora M. T. Hubera o naprężeniach dopuszczalnych w wałkach łożyskowych dźwigarów mostowych i t. p., w którym Autor zaznacza, że przy ocenie naszych projektów mostów w Radzie Technicznej przy Ministrze Komunikacji natrafia na „zwartą opozycję konstruktorów przeciwko podwyższeniu ciśnienia dopuszczalnego na linii geometrycznego stykania się wałka z płytą”. Ponieważ w Radzie Technicznej i ja również należę do tej zwartej opozycji, gdyż większość projektów mostów otrzymuję do referowania, a w tych referatach nie wykazuję się zwolennikiem wygórowanych dopuszczalnych naprężeń (6500 kg/cm²), przeto pozwalam sobie zabrać głos w tej sprawie.

Nie zaznaczam tutaj, że piszę to „w imię prawdy naukowej”, gdyż ani jednej sekundy nie posadzam nikogo ani z pośród profesorów, ani z pośród inżynierów, piszących bądź w pismach technicznych, bądź to w osobnych publikacjach, że piszą oni w jakimkolwiek innym celu. Natomiast zaznaczę tutaj pragnę, że piszę to w imię dobra mostów polskich, jak również i dla tych licznych moich uczniów z Politechniki Warszawskiej, którzy z zamiłowaniem poświęcili się mostownictwu i którzy obecnie tworzą pewną szkołę.

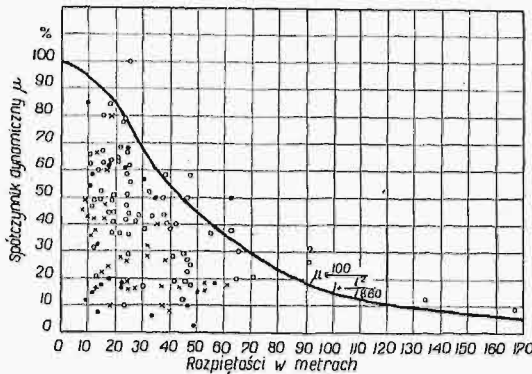
Muszę zaznaczyć, że nie należę do tej kategorii inżynierów, którzy przez pewną bojaźń, lub by być spokojnym, projektują z wielkimi zapasami, czyli idą na niewyzyskanych dopuszczalnych naprężeniach. Już w kursie swym mostów, mówiąc o dopuszczalnych naprężeniach, zaznaczyłem, że „gdybyśmy uwzględnili wszelkie możliwe naprężenia w zespołach żelaznych, to moglibyśmy podnieść naprężenia do-

¹⁾ Patrz, opis w czasop. „Inż. Kolejowy” 1928 r., Nr. 9-10.

puszczalne nawet do granicy sprężystości, a przynajmniej doprowadzić je blisko do granicy sprężystości”.

Zanim przejdę do samej sprawy, muszę wskazać, jakie czynniki — według mego przekonania — wpływają na dopuszczalne naprężenia w konstrukcjach mostowych ze stali zlewnej.

1) Przedewszystkiem naprężenia dopuszczalne zależą od właściwości stali, zatem od jej granicznej wytrzymałości i granicy sprężystości.



Rys. 1.

Doświadczenia Railway Engg. & M. Assoc.
M. Greiner'a
M. Turneure'a

2) Naprężenia dopuszczalne zależne są od sposobów obliczania i od ściśłości tych obliczeń. Im sposoby obliczania są ściślsze, tem naprężenia dopuszczalne mogą być wyższe.

3) Obciążenia w mostach, przyjmowane do obliczeń, wpływają również na naprężenie dopuszczalne, bo im z większym zapasem są brane te obciążenia, tem naprężenia dopuszczalne mogą być większe.

4) Warunki techniczne wykonania konstrukcji odgrywają niepoślednią rolę przy wyznaczaniu naprężeń dopuszczalnych. Im warunki te są ostrzejsze, im dokładniejszego wymaga się wykonania, tem i dopuszczalne naprężenia mogą być wyższe.

5) Wreszcie warunki odbioru wykonanej konstrukcji wpływają też na dopuszczalne naprężenia.

Punkt pierwszy nie nastęrcza żadnych uwag, i co do niego najzupełniej podzielam zdanie p. Prof. Hubera, że przy granicy plastyczności stali 2500 kg/cm² naprężenie bezpieczne w środku paska zetknięcia będzie 6500 kg/cm².

Jeżeli natomiast zwrócimy się do punktu 2, to już musimy powiedzieć, że punkt ten niezupełnie jest przestrzegany w projektach mostów, które przechodzą przez Radę Techniczną przy Ministrze Komunikacji.

Po pierwsze, przy określeniu ciśnienia na podpory przyjmuje się tylko obciążenie statyczne i nie uwzględnia się wpływu dynamicznego, który zwiększa siły nietylko w poszczególnych prętach, lecz oczywiście zwiększa też ciśnienie i na podpory, na łożyska. Na załączonym rysunku 1, na którym na osi odciętych dane są rozpiętości mostów w metrach, zaś na osi rzędnych zwiększenia naprężeń w odsetkach, lub współczynnik dynamiczny, oznaczone są wyniki doświadczeń amerykańskich, z których widać, że przy rozpiętościach mostu nprz. pomiędzy 50—60 m wzrost naprężeń i ugięć może dochodzić do 40%. Według przepisów Ministerstwa Komunikacji, współczynnik dynamiczny dla tych rozpiętości wynosi od 0,313 do 0,284, jest zatem nieco mniejszy, niż wskazują doświadczenia amerykańskie i niż daje wzór amerykański (0,427—0,341). Dla rozpiętości np. 46,7 m współczynnik ten, według naszych przepisów, będzie $\mu=0,32$. Według wzoru proponowanego przez inżynierów amerykańskich, zbudowanego na podstawie doświadczeń podanych na rys. 1, współczynnik ten byłby

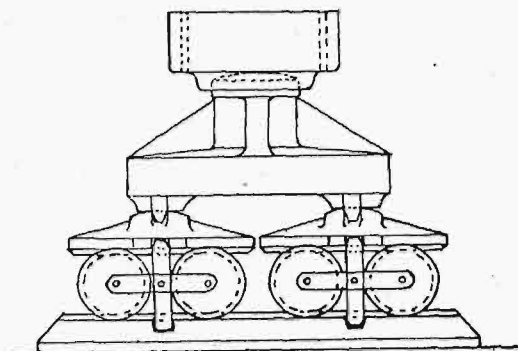
$$\mu = \frac{100}{1 + \frac{l^2}{1860}} = 0,46.$$

Zatrzymując się na rozpiętości mostu 46,7 m, możemy przeliczyć, jakie ciśnienia na podpory wypadają przy uwzględnieniu współczynnika dynamicznego. Ciśnienie od wagi własnej mostu będzie 41,5 t, ciśnienie od obciążenia ruchomego, bez uwzględnienia współczynnika dynamicznego — 135,7 t, uwzględniając zaś współczynnik dynamiczny, otrzymamy zwiększenie ciśnienia o 43,4 t. Przeciążenie dźwigarów od parcia wiatru daje także poważne zwiększenie ciśnienia na łożyska. Dla dźwigarów z jazdą górą przeciążenie jednego dźwigara nad drugim przy sile wiatru 150 kg/m² i przy odległości pomiędzy dźwigarami 3,4 m daje 41,5 t.

Zatem w rzeczywistości całkowite ciśnienie może być 262,1 t, zamiast przyjmowanego w obliczeniu 177,2 t, t. j. o 47,9% większe.

W łożyskach tego mostu dane są po cztery wałki o średnicy 22 cm i długości 74 cm. Gdyby na wszystkie cztery wałki było zupełnie jednakowe ciśnienie, to otrzymalibyśmy naprężenie według wzorów Hertz'a 5840 kg/cm², zamiast otrzymanego w obliczeniu 4605 kg/cm². Czy jednak można powiedzieć, że wszystkie wałki i przytem na całej swej długości będą bezwzględnie jednakowej średnicy? Z praktyki swej wyniosłem przeświadczenie, że nie. Osiągnąć zupełnie jednakową średnicę jest bardzo trudno. Stawiając wymagania, by wałki były możliwie jednakowej średnicy, napotykałem na bardzo znaczny opór ze strony przedstawicieli fabryk, nawet przed wojną, kiedy wykonanie robót, naogół można powiedzieć, było dokładniejsze niż obecnie. Obecnie, gdyby stosować sposoby odbioru wałków, przy których byłaby zupełna gwarancja dokładności co do ich wykonania, jestem przekonany, że natrafilibyśmy na jeszcze większy sprzeciw. Zresztą i p. Prof. Huber wie, na jak wielki sprzeciw ze strony hut napotyka się, gdy się stawia obecnie warunki techniczne wykonania pod względem dokładności nawet nieco łatwiejsze, niż przed wojną. Jeżeli zatem weźmiemy pod uwagę punkty 4 i 5, od których uzależniamy dopuszczalne naprężenia, to musimy przyjąć, że będą pracować nie wszystkie cztery wałki jednakowo; z czterech wałków mogą pracować tylko 3, lub nawet 2. Przyjmując, że pracują trzy wałki, mamy naprężenie w nich 6426 kg/cm², t. j. to, którego broni p. Prof. Huber.

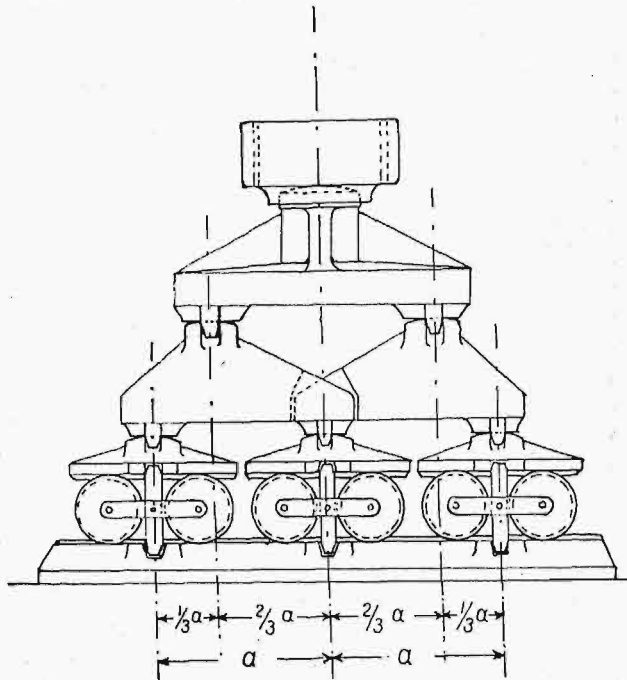
Może się jednak zdarzyć, że będą pracować tylko dwa wałki, i dlatego też w praktyce rosyjskiej często wymagaćno, by wahacz łożysk ruchomych był obliczony w założeniu, że spoczywa tylko na dwóch skrajnych wałkach. Z tej też



Rys. 2.

przyczyny unikano w praktyce rosyjskiej przy projektowaniu mostów stosowania łożysk na nieparzystej liczbie wałków, bo obawiano się przypadku, by jeden środkowy wałek nie mógł się okazać nieco większej średnicy od innych i by przy przesuwaniu się podpory nie mogło mieć miejsce przechylenie się wahacza to w jedną, to w drugą stronę. Rosja zaś pod względem mostownictwa stała wysoko, bo ilość mostów była tam duża, ze względu na dużą ilość i przytem poważnych rzek. Zresztą i powagi mostowe zagraniczne, jak

np. Schaper, zaznacza to wprost w swym artykule o mostach w Rosji: „Die vorstehenden kurzen Ausführungen können natürlich keine umfassende Darstellung des russischen Brückenbaues bieten, sie geben aber die Besonderheiten wieder und genügend, um zu zeigen, auf welcher hoher Stufe der Brückenbau in Russland steht“¹⁾).



Rys. 3.

Gdyby wałki do mostów były przygotowywane tak, jak dla laboratoriów do doświadczeń, wtedy oczywiście bez żadnej obawy możnaby przyjąć te wysokie naprężenia.

Lecz nie tylko jednakowość wałków ma tutaj znaczenie. Płyta, po której wałki się toczą, jak również i kadłub łożyska, powinny stanowić również absolutnie gładkie płaszczyny. Tymczasem i to nie zawsze ma miejsce. Wszak przy odlewach nie zawsze otrzymuje się dany odlew jednakowej twardości. Niejednakowa twardość zaś pociąga za sobą pewne wzniesienie w miejscach twardszych przy ich struganiu, a to oczywiście pociąga za sobą wzrost naprężeń w wałkach, ich płaszczenie się w tych miejscach i opór toczeniu. Możliwość nie zwracać uwagi na wzrost oporu toczenia się wałków na łożyskach, gdyby tu chodziło tylko o wałki, płyty i o dźwigiary. Lecz to utrudnione toczenie się wałków ma bardzo zły wpływ także na mury podpór. Niejednokrotnie zauważano zrywanie ciosów i uszkodzenia murów przy nienależytem toczeniu się wałków. Przy obecnych sposobach obliczeń i przy naprężeniach tylko 4600 kg/cm², daje się zauważyć częstokroć — zamiast równomiernego i łagodnego przesuwania się wałków na łożyskach — przesuw skokami i z pewnym wstrząsem²⁾. Jest to niezawodny dowód, że w pewnych miejscach niektóre wałki płaszczą się. Gdyby wałki do mostów oraz płyty i kadłuby łożyskowe wykonywane były tak, jak wykonywa się je dla laboratoriów, to oczywiście dopuszczalne naprężenie mogłoby być wyższe niż to, którego broni p. Profesor Huber.

Przytoczę tutaj taki przykład. Przyjmując raz łożysko do mostu i chcąc zbadać, o ile wałki są jednakowej średnicy, poprosiłem fabrykę złożyć mi całe łożysko: płytę, wałki i na wałki kadłub. Pomiędzy kadłubami i wałkami położyłem cienki i mocny papier i następnie papier ten wycią-

gałem z pod kadłuba. I oto okazało się, że z nad niektórych wałków papier ten można było łatwo wyciągnąć, z nad innych zaś nie można go było wyciągnąć. Było to niezbitym dowodem, że średnica wałków była niejednakowa, a zatem nacisk na nie był również niejednakowy. Gdyż żądał wyrównania wałków, okazano wielki sprzeciw i zaznaczono, że jeżeli ma być taki sposób odbioru, to trzeba będzie cenę na łożyska podwoić. Mając takie doświadczenie i wiedząc, że obecnie dokładność wykonania konstrukcji mostowych nie jest lepsza od przedwojennej, co zresztą p. Profesor Huber wie również, bo razem bierzemy udział w Komisji opracowania warunków technicznych na stal do mostów, gdzie bardzo często spotykamy się ze stanowczym sprzeciwem ze strony wytwórców co do przyjęcia dokładności wykonania przedwojennej, nie zgadzam się oczywiście na takie normy, które wymagają lepszego wykonania, niż je mamy obecnie. Specjaliści mostowi dawno już zwrócili uwagę na nierównomierność ciśnienia na wałki i, mając na względzie, że przy dwóch wałkach jeszcze może być mowa o jednakowym nacisku na nie, choć i to nie zawsze, dążyli przy projektowaniu mostów do tego, by sprowadzić ciśnienie do dwóch wałków. Wymagało to jednak złożonych łożysk, jak to np. widać z rys. 2 i 3, gdzie łożyska są piętrowe. Oczywiście, są one i więcej złożone, a zatem i cięższe i droższe, wymagają bowiem trzech i sześciu kadłubów zamiast jednego. Przypuszczam, że oszczędność na wałkach osiągnięta, wskutek zwiększenia dopuszczalnych naprężeń, nie dorównałaby stratom ze względu na zwiększony ciężar kadłubów, a może czasem i dokładność wykonania wałków wchłonie w siebie nietylko zwiększenie ciężaru wałków, wskutek zwiększenia ich średnicy w dążeniu do zmniejszenia naprężeń, lecz nawet jeszcze więcej podniesie ich cenę.

Wydaje mi się, że nie jesteśmy różnych zdań co do zasadniczej kwestji, poruszonej przez p. Profesora Hubera, a mianowicie, że teoria wskazuje, iż dopuszczalne naprężenie w wałkach przy obliczeniu ich według wzorów Hertz'a może być 3 razy większe od otrzymanego ze wzoru:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{P}{2n \cdot lr} \cdot \frac{m^2 E}{m^2 - 1}}$$

— tylko pod warunkiem, że wałki do mostów będą wykonywane tak, jak dla laboratoriów. Różni się zaś pod tym względem, że p. Profesor Huber rozpatruje sprawę z teoretycznego i laboratoryjnego punktu widzenia, ja zaś, com przez lat dwadzieścia kilka miał do czynienia z projektowaniem, budową mostów i dozorowaniem nad ich wykonaniem w różnych fabrykach, zapatruję się na to także i z praktycznego, życiowego punktu widzenia, i doszedłem do przeświadczenia, że nie zawsze ściśle wywody teoretyczne można stosować w praktyce. Pozostałoby jeszcze wskazać na p. 3, t. j. czy w przyjętych obecnie normach obciążeń mamy znaczny zapas. Otóż i tutaj muszę zaznaczyć, że nie uważam, by obciążenia te były nadmierne. Normy obciążeń ustalone były w roku 1923 i już w roku 1930 były zwiększone: wagony z 6 t na m b. zwiększono do 8 t na m b., t. j. o 33%. Nie można powiedzieć przeto, czy za lat kilka nie posuniemy się dalej, i wtedy z łożyskami mieliśmybyśmy kłopot, bo wzmocnienie ich byłoby trudne, wymagałoby bowiem zmian także w podporach mostu.

A. Pszenicki.

Odpowiedź.

Cieszę się szczerze, że mój artykuł wywołał potrzebę szczegółowego uzasadnienia stanowiska, jakie zajął p. Rektor A. Pszenicki we wspomnianej przezemnie dyskusji nad wielkością naprężeń dopuszczalnych wałków łożyskowych przy zastosowaniu teorii Hertz'a. Ale przy całym szacun-

¹⁾ Der Eisenbau, 1911 r.

²⁾ Most na Wiśle pod Sandomierzem.

ku dla doświadczenia konstrukcyjnego i praktycznego jednego z czołowych przedstawicieli naszego budownictwa mostowego, nie mogę uznać przytoczonych argumentów za wystarczające do zachwiania mego głębokiego przekonania o słuszności własnego sądu w tej sprawie, wytworzonego już przed dwudziestu kilku laty.

Opinia moja, przedstawiona i umotywowana w artykule, nie była bowiem oparta jedynie na „rozpatrywaniu sprawy z teoretycznego i laboratoryjnego punktu widzenia”, lecz także na fakcie natury całkiem praktycznej i życiowej, a mianowicie na tem, że niemieckie koleje państwowe stosują od r. 1925 właśnie takie wartości naprężeń dopuszczalnych wałków, jakie uważałem oddawna za uzasadnione naukowo. Niewiadomo mi, aby je kto w ostatnich latach zakwestjonował. P. Rektor Pszenicki nie zwrócił uwagi na ten fakt w swej odpowiedzi; natomiast powołał się na praktykę rosyjską niższych naprężeń dopuszczalnych, uzasadniając ją nadto nieuniknionymi błędami wykonania (nierówności średnic wałków, nierówności powierzchni płyt je podpierających i t. d.). Są to argumenty konstrukcyjne nader ważne, ale te argumenty były chyba również uwzględnione przez inżynierów niemieckich przy ustalaniu norm z r. 1925.

Czyż mamy uważać naszą technikę warsztatową za niższą o tyle, że nie można liczyć na równie dokładną obróbkę wałków i płyt łożyskowych, jak w warsztatach niemieckich? Gdyby tak być musiało, to oczywiście wypadło-

by obniżyć naprężenia dopuszczalne. Wiadomo jednak, że nasze przepisy odbiorcze bywają w niektórych szczegółach nawet bardziej wymagające od współczesnych niemieckich, a wytwórnice, chociaż narzekają i bronią się, to jednak czynią im zadość.

Przytoczone w artykule p. Rektora Pszenickiego przypadki nieprawidłowego działania łożysk wałkowych, szkodliwego niewątpliwie dla przyczółków lub filarów, na których są umieszczone (a także i dla samego dźwigara), mogą być, według moich spostrzeżeń, wynikiem nie tylko błędów wykonania, ale także nieodpowiedniego materiału, a częściej jeszcze złego utrzymania łożysk.

Wyjaśniając sprawę w artykule poprzednim „w imię prawdy naukowej”, nie posądzałem żadnego z moich oponentów o zajmowanie jakiegokolwiek innej platformy w dyskusji. Przez wyrażenie przytoczone tutaj w cudzysłowie pragnąłem jedynie podkreślić stwierdzenie zgodności dobrej teorii z praktyką (wymienione normy niemieckie), wynikające z dalszych wywodów mego artykułu. Odwieczny spór między „teorią” a „praktyką” rozstrzyga życie już to na korzyść teorii (choćby jak w naszym przypadku po wielu latach od jej powstania), już to na korzyść praktyki, co dowodzi tylko, że stosowano złą teorię. Szkoda, że praktycy mało zwykle cenią głębokie zdanie Boltzmann'a: „Nie ma nic praktyczniejszego od dobrej teorii”.

M. T. Huber.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

ELEKTROTECHNIKA.

Pływająca elektrownia.

Statek frachtowy „Jacoma” należący do towarzystwa elektryfikacyjnego New England Public Service Co, został przebudowany na pływającą elektrownię o mocy 20 000 kW; ustawiono na nim mianowicie nowe kotły wysokoprężne, opalane ropą, oraz dwa turbogeneratory po 10 000 kW. Projekt urządzenia tego rodzaju elektrowni powstał już w r. 1928, lecz dopiero niedawno zaczęto go uważać za nadający się do zrealizowania; od czasu mianowicie, gdy zaszedł wypadek, że okręt-łotnisko „Lexington” w ciągu 30 dni użyto na celu zasilania prądem miasta Tacoma (Waszyngton), gdyż wskutek niezwykłej suszy tamtejszy zakład wodny z powodu braku wody nie mógł dostarczać energii elektrycznej w ilości odpowiadającej zapotrzebowaniu.

Koszty budowy pływającej elektrowni New England wyniosły przeszło 9 200 000 zł.; natomiast zakład ten będzie miał prawdopodobnie czas użytkowania w ciągu roku niemal dwa razy większy, niż jakikolwiek zakład nieruchomości. Poza to uzyska się znaczną oszczędność na kosztach przewodzenia prądu, gdyż zakład może przylegać do każdego portu wzdłuż wybrzeża, możliwie jaknajbliżej do miejsca największego odbioru prądu.

Z innych zalet takiego urządzenia możnaby wspomnieć o mniejszych kosztach kondensacji oraz fundamentów.

Gdy więc w którymkolwiek punkcie wybrzeża morskiego New England zachodzi brak prądu, trzeba tylko zakotwiczyć okręt „Jacoma” w odpowiednim miejscu, zmontować połączenia elektryczne oraz zatroszczyć się o dowóz niezbędnej ilości paliwa. Woda zasilająca do kotłów jest dystylowana na samym okręcie.

W ten sposób w ciągu paru dni można mieć do dyspozycji 20 000 kW, gdy musiałyby minąć tygodnie zanimby się zbudowało jakąś nową linię, a miesiące, zanim miałyby zostać zbudowana nowa elektrownia. (Industrial Bull. 1930; E. T. Z., lipiec, 1930, zesz. 30).

KOTŁY PAROWE.

Nowoczesny kocioł płomienicowy.

Engineering (1930, r., tom 130, str. 378) podaje wyniki badań niedawno ustawionego kotła dwupłomienicowego, z przegrzewaczem pary, podgrzewaczem powietrza oraz podgrzewaniem wody zasilającej parą odlotową, przy zastosowaniu ciągu sztucznego ssąco-tłoczącego.

Przegrzewacz pary został ustawiony za pierwszym ciągiem, przy wyjściu spalin z płomienicy, drugi ciąg stanowią płomieniówki, idące od tyłu kotła ku przodowi, czem kocioł różni się od klasycznego kotła lankasterskiego, trzeci ciąg nie istnieje, a zamiast niego, po obu stronach kotła ustawione są skrzynie podgrzewacza powietrza, przez który przebiegają spaliny przed ujściem w tyle kotła do komina. W ten sposób kocioł obywa się bez obmurza, co wpływa bezwzględnie korzystnie na wysokość kosztów zakładowych instalacji oraz ułatwia jej ewentualną sprzedaż, jako instalacji przenośnej. Ciąg sztuczny wywoływany jest przez wentylatory, pędzone zapomocą małej maszyny parowej. Para odlotowa z tej maszyny parowej i z pomp zasilających oddaje swe ciepło parowania wodzie zasilającej, dzięki czemu wspomniana maszyna parowa nie potrzebuje wykazywać małego zużycia pary, a co za tem idzie — może być tania i prostej konstrukcji. Powierzchnia ogrzewana kotła wynosi 132 m², przegrzewacza 26,5 m², podgrzewacza powietrza 98 m².

Kocioł ten, przy ręcznym zarzucaniu węgla na ruszt i użyciu paliwa o wartości opałowej 6826 Kal/kg, wykazał na dwunastogodzinnej próbie sprawność 83,31%, przy uwzględnieniu zużycia energii na pędzenie wentylatorów (5,83 kW). Natężenie pow. ogrzewanej wynosiło 18 444 Kal/m²h, co odpowiada w warunkach prób (9,72 atn) natężeniu 29,7 kg/m²h. Temperatura spalin przed podgrzewaczem powietrza 310°C, za podgrzewaczem 209°C. Powietrze podgrzewane jest do 124°C. Powierzchnia rusztu wynosi 3,54 m², co przy spalaniu na próbie 490 kg/h daje natężenie rusztu 138 kg/m²h. Moż-

na przypuszczać, że wobec zastosowania paleniska wewnętrz- nego, intensywnie odbierającego ciepło przez promieniowa- nie, rusztowiny nie są narażone na zbyt szybkie zniszcze- nie, chociaż ostateczny sąd może wydać wyłącznie tylko praktyka. Wątpliwości co do możliwości utrzymania tak inten- sywnego ruchu w ciągu dłuższego czasu zyskują podstawę w tem, że niektóre liczby opublikowane każą przypuszczać, iż w czasie próby kocioł był forsowany: bardzo wysokie na- tężenie rusztu, wysoka jak na ciąg sztuczny temperatura spal- lin za podgrzewaczem powietrza, oraz bardzo mały nadmiar powietrza (zaledwie 1,4). Zapewne tak małemu nadmiarowi powietrza zawdzięczać należy wysoką sprawność instalacji, chociaż recenzent w „Engineering” przypisuje główne zna- czenie małemu promieniowaniu, dzięki skróceniu prze- biegu spalin. Jeżeli nawet przyjmujemy założenie forsowania kotła przy próbie, wskutek czego należałoby w warunkach normalnych obniżyć wydajność kotła z m², tembardziej za- stanawiająca jest wysoka sprawność instalacji. Zauważono, że mimo tak małego nadmiaru powietrza nie następowało dy- mienie, a analiza spalin wykazała nieobecność w spalinach CO, co zapewne jest nie tylko zasługą palacza, specjalnie zwykle szkolonego do badań odbiorczych i dogładanego, ale w dużej mierze zawdzięczać należy dobremu uregulowaniu sztucznego ciągu, jak i podwyższonej temperaturze w pale- nisku.

Bliższa kalkulacja w poszczególnych wypadkach powin- na wykazać, czy w naszych warunkach, przy względnie ni- skiej cenie węgla, lecz wysokim oprocentowaniu kapitału zakładowego, możnaby przez zastosowanie podgrzewaczy po- wietrza przy tak bardzo w kraju rozpowszechnionych kotłach jedno lub dwupłomienicowych, uzyskać nie tylko oszczędność na węglu, dzięki podwyższeniu sprawności, ale również i oszczędność na kapitale zakładowym dzięki podwyższeniu wy- dajności pary z 1 m². Brak płomieniówek w naszych typo- wych kotłach płomienicowych, w porównaniu z nowym płas- kodennym typem angielskim, zastępuje wyzyskanie ze- wnętrnej powierzchni ogrzewanej w drugim i trzecim ciągu, dając wzajemian większą podatność ścian kotła na rozszerza- nie i ułatwiając rewizję wnętrza kotła, pracującego w tak ciężkich warunkach. Trudności zaś z utrzymaniem we- względnie dobrym stanie paleniska może nie byłyby tak wielkie, wobec sygnalizowania z rynku niemieckiego korzyst- nych wyników prób z rusztowinami aluminiowanymi lub chromowanymi. Jeszcze lepsze wyniki mogłyby być zapewne osiągnięte przy zastosowaniu małych rusztów podsuwnych, przyczem para odlotowa pozwoliłaby na wyższe jeszcze podgrzanie wody zasilającej. Możliwość wówczas osiągnąć strącanie niektórych soli jeszcze w podgrzewaczu i oszczę- dzanie w ten sposób powierzchni ogrzewanej kotła.

(t. p.)

METALoznawstwo.

Rozpuszczalność magnezu w aluminium.

Schmid i Siebel ustalili metodą rentgenograficzną następującą zmianę rozpuszczalności magnezu w aluminium:

°C	% ciężarowe Mg	% atom. Mg
150	2,95	3,35
200	3,38	3,80
250	4,38	4,88
300	6,25	7,05
350	9,05	10,05
400	12,05	13,25
445	15,00	16,45
451	15,35	16,85

Wyniki te są zupełnie zgodne z wynikami otrzymanymi przez Dix a i K e l l e r a. Różnica wynosi maximum 0,7% atom. Zmiana parametru siatki przestrzennej Al jest pro- porcjonalna do koncentracji atomów. Powiększenie paramet- ru siatki — aż do temp. 445°C, gdy osiąga się koncentrację nasycenia 16,8% at. Mg (15,3% cięż.), — wynosi 0,0047 Å na 1% atom. rozpuszczonego magnezu. Wyniki te są zgodne z dawniejszemi badaniami W a s s e r m a n n a, który okre- ślił powiększenie parametru o 0,0045 Å na 1% atomowy roz- puszczonego magnezu w zakresie do 3%. (Schmid i Siebel, Zeitschr. f. Metallkunde 1931, str. 202, 4).

E. P.

TECHNIKA MIEJSKA.

Zadania techniczne Wielkiego Londynu.

Obszar Wielkiego Londynu wynosi okragło 1300 km² i mieści 8 milionów ludzi. Najważniejszymi zadaniami technicz- nymi do rozwiązania na tym obszarze, oprócz środków lokomocji, są: zaopatrzenie w wodę i usunięcie ścieków brud- nych. Wpuszczanie ścieków do Tamizy i jej dopływów do- prowadziło wkrótce, wskutek przyptyków i odpływów, do- wyników szkodliwych, które usunięto drogą budowy kanałów zbierających, oczyszczalni poza Londynem i odwózki szlamu do morza. Obecnie są budowane próbne osadniki ze szlamem czynnym na 45 000 m³ ścieków dziennie. Dotychczas istnieje około 200 większych i mniejszych zakładów oczyszczających na obszarze 1300 km². Opracowuje się jednolity sposób oczy- szczania. Woda deszczowa w czasie wezbrania Tamizy pod- nosi się w 60 miejscach zapomocą pomp z napędem silnikami gazowemi do Tamizy i jej dopływów; służba w tym dziale jest zorganizowana na podobieństwo straży ogniowej. Śmie- cie dotychczas składa, się jeszcze w okolicach miasta, lecz bada się zastosowanie lepszego sposobu ich usuwania i ni- szczenia. Zaopatrzenie w wodę W. Londynu rozciąga się na 1500 km² i pobiera 58% wody z Tamizy, 24% z rz. Lee, resztę: ze źródeł i studni; zbiorniki osadowe zawierają razem 80 milj. m³ wody, t. j. zapas na 715 dnia.

Londyńskie urządzenia portowe kosztowały 40 milj. fun- tów sterlingów.

Do wybudowanego w r. 1176 pierwszego mostu sklepio- nego przybyły w XVIII w. 4 mosty, w XIX w. 16 (oprócz mostów kolejowych) i w w. XX—3, projektowane są je- szcze 2, oprócz tego istnieją 2 przejazdy dla wozów i 2 przej- ścia dla pieszych pod Tamizą.

Mury brzegowe Tamizy osiągnęły długość prawie 500 km.

Zarząd miejski projektuje wykup sieci tramwajowej, bę- dącej własnością prywatną. Zaopatrzenie w prąd elektryczny należy do miasta, zaopatrzenie w gaz jest przedsiębiorstwem prywatnem. Przepisy budowlane są wydawane od XVI w., lecz nowoczesne plany zabudowania powstały dopiero w ostatnich latach. Przed wojną wybudowano 50 000 mieszkań dla ro- botników, po wojnie wykonano ich dla 120 000 mieszkańców. (Ges.-Ing. 1931 r., Nr. 20, str. 317).

lg.

Sprostowanie.

Na str. 427, w artykule o postępach budowy parowozów, zamieszczono pod rys. 3 omyłkowo napis: tendrzak 1—4—2.

Jak widać z rysunku samego, nie jest to tendrzak, lecz zwykły parowóz, ciągnący za sobą normalny tender. W tekście też nie jest on nazywany tendrzakiem.