

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Wzór wytrzymałościowy dla rur stalowych narażonych na ciśnienie zewnętrzne, nap. M. T. Huber.

O podgrzewaniu regeneracyjnym skroplin w turbinach parowych (c. d.), nap. Aleksander Uklański, Inżynier-mechanik.

Hamowanie tary czy ładunku, nap. Inż. Aleksander Pawłowski.

Przegląd pism technicznych.

SOMMAIRE:

La formule pour le calcul de la résistance des tubes soumis à la pression extérieure, par M. M. T. Huber, Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.

Sur le réchauffage régénératif de l'eau condensée de vapeur sortant des turbines à vapeur (suite), par M. A. Uklański, Ingénieur-mécanicien.

Freinage de la tare et de la charge des voitures des chemins de fer, par M. A. Pawłowski, Ingénieur.

Revue documentaire.

Wzór wytrzymałościowy dla rur stalowych narażonych na ciśnienie zewnętrzne*).

Napisał M. T. Huber.

I.

W Przeglądzie Technicznym z r. 1926 ukazał się mój krótki artykuł pod tytułem różniącym się od powyższego jedynie tem, że zamiast „stalowych” było w nim „żelaznych”. Nie wpływa z tego bynajmniej, jakoby chodziło teraz o inny wzór, czy też inny materiał. Zmiana dokonana się tylko co do nazwy. Za przykładem innych narodów zachodniej Europy, zaniechaliśmy w ostatnich latach sztucznego podziału na żelazo i stal materiałów otrzymywanych z surowca żelaznego w walcowniach i stosujemy nazwę ogólną: „stal” (n. Stahl, ang. steel, fr. acier) do wszystkich tych materiałów.

Podany w owym artykule wzór określał tę krańcową wartość zewnętrznego ciśnienia hydrostatycznego p w kg/cm^2 , powyżej której zaisc musi zakłębienie (zgniecenie) rury o danej grubości ścian δ i średnicy zewnętrznej D_z , wywalcowanej ze stali o danym module sprężystości E i danej granicy plastyczności (płynności) k_s (w kg/cm^2), jeżeli długość rury jest wielka w porównaniu do jej średnicy.

Wzór ten ma postać:

$$\bar{p} = \frac{4728000 \alpha}{x(720\beta + x^2)}, \dots (1)$$

przy oznaczeniach

$$\alpha = \frac{E}{2150000}; \quad \delta = \frac{3200}{k_s}; \quad x = \frac{D_z}{\delta}$$

(oczywiście przy jednakowych jednostkach pomiarowych dla D_z i δ).

Stałe materiałowe E i k_s wskazują na pewne podstawy teoretyczne wzoru, zaś wartości liczbowe

* Praca niniejsza została zreferowana na IV-m Zjeździe Inż. Mechaników Polskich w r. b.

były dobrane odpowiednio do doświadczeń amerykańskich, ujętych we dwa wzory czysto empiryczne o postaci:

$$(I) \quad \bar{p} = \frac{6047}{x} - 97,45 \dots \text{(w } \text{kg/cm}^2\text{)} \dots \text{ dla } x \leq 43,5$$

$$(II) \quad \bar{p} = 70,3 \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1600}{x^2}} \right] \dots \text{ dla } x > 43,5.$$

Materiałem rur w doświadczeniach tych (Petroleum Technology, 57, Bulletin 182) była stal bessemerowska o stałych $E = 2150000 \text{ kg/cm}^2$ i $k_s = 3200 \text{ kg/cm}^2$.

Nasz wzór należy przeto do kategorii wzorów półempirycznych, a jego uzasadnienie jest przedmiotem niniejszego artykułu.

II.

Na niebezpieczeństwo zakłębienia rury pod ciśnieniem zewnętrznym składają się dwie przyczyny: jedna tkwi w niestateczności kołowej postaci przekroju rury, gdy ciśnienie przewyższa t. zw. wartość krytyczną, druga zaś w ograniczonej wytrzymałości materiału rury, a w szczególności w jego granicy plastyczności na ściskanie (niem. Streckgrenze, Stauchgrenze, ang. yield point). Osiągnięcie granicy plastyczności nie prowadzi wprawdzie bezpośrednio do zakłębienia u rur grubościennych (t. j. przy małych wartościach $D : \delta$), lecz daje początek widocznym odkształceniom trwałym, często tak znacznym, iż musimy je uznawać za niebezpieczne i niedopuszczalne.

U rur cienkościennych, t. j. przy dużych wartościach $D : \delta$), wysuwa się na pierwszy plan kwestja stateczności przy ciśnieniach zewnętrznych nawet mniejszych od tych, jakoby wywołały osiągnięcie granicy plastyczności materiału przy

założeniu niezmienności kołowej postaci przekroju. Z tego powodu rozpatrzmy najpierw sprawę stateczności postaci kołowej przekroju rury o ściance tak cienkiej, że zakleśnienie może być jeszcze sprężyste. Mamy tutaj do czynienia ze zjawiskiem analogicznym do wyboczenia sprężystego cienkiego pręta ściskanego osiowo. Szukana wartość ciśnienia krytycznego p_{kr} odpowiada wartości obciążenia krytycznego pręta określonego znanym wzorem Euler'a.

Rozwiązanie ściśle ze stanowiska teorii sprężystości może być znalezione przy założeniach następujących¹⁾:

1) Rura jest nieskończenie długa, a więc każdy pierścień elementarny rury wydzielony przekrojami poprzecznymi odkształca się jednakowo.

2) Punkty przekroju poprzecznego pozostają wskutek odkształcenia w płaszczyźnie przekroju, a zatem mamy do czynienia z zagadnieniem dwuwymiarowym.

3) Pierścień elementarny rury zachowuje się przy odkształceniu jak pręt „nieskończenie cienki” według określenia G. Kirchhoffa²⁾.

Zadanie nasze pokrywa się widocznie z następującym:

Jednolity cienki pierścień kołowy o sztywności zginania B jest ściskany siłami rozłożonymi równomiernie na obwodzie pierścienia i skierowanymi ku jego środkowi. Przyjawszy, że pierścień jest zabezpieczony od zwiczenia, t. j. wygięcia z jego płaszczyzny, i oznaczwszy przez q (kg/cm) natężenie obciążenia, znaleźć jego wartość krytyczną q_{kr} .

Tak nazywamy wartość graniczną, rozdzielającą te wartości $q < q_{kr}$, przy których okrągła postać równowagi, jako jedynie możliwa, jest stałą, czyli stateczną, od tych wartości $q > q_{kr}$, przy których są możliwe teoretycznie dwie lub więcej postaci równowagi. Jedna z nich—okrągła—jest teraz niestałą, czyli niestateczną, druga zaś—spłaszczone—stałą, czyli stateczną. Przy $q = q_{kr}$, są jednakowo możliwe tak okrągła, jak i nieskończenie mało spłaszczona postać równowagi, która ma zatem charakter równowagi obojętnej.

Jako naturalna droga do rozwiązania zadania nasuwa się przeto całkowanie równania różniczkowego odkształconej osi pierścienia pierwotnie zakrzywionej promieniem stałym R , a potem zmiennym promieniem krzywizny ρ . Równanie to ma postać ogólną:

$$\frac{1}{\rho} - \frac{1}{R} = \frac{M}{B}, \dots \dots \dots (2)$$

przyczem M oznacza moment zginający, a B sztywność zginania.

Tą drogą znalazł pierwszy M. Levy (C. R. 1883, t. 97, str. 694 i 979) wzór:

$$q_{kr} = 3 \frac{B}{R^3}, \dots \dots \dots (3)$$

który wyprowadził z równania różniczkowego wy-

¹⁾ Oczywiście w granicach ważności uogólnionego prawa Hooke'a dla elementów materiału o wszystkich trzech wymiarach nieskończenie małych.

²⁾ „Über das Gleichgewicht und die Bewegung eines unendlich dünnen elastischen Stabes”, Crelle T. 6, r. 1855.9

giętej osi pierścienia bez dokładnego całkowania tego równania. G. H. Halphen (C. R. 1884, t. 98, str. 422) wykonał to całkowanie zapomocą funkcji eliptycznych, zaś A. G. Greenhill (Math. Ann. 1899, t. 52 str. 465) rozwinął rozwiązanie szczegółowe z dyskusją różnych możliwych postaci krzywej odkształconej. Uproszczony elementarny wywód powyższego wzoru ogłasza J. Boussinesq w tym samym tomie C. R. na str. 843. Za nim idą autorowie nowoczesnych kursów „wytrzymałości materiałów”, jak np. A. Föpl (Vorl. üb. techn. Mechanik, Bd. 3, § 57) i S. P. Timoszenko (Kurs wytrzymałości materiałów 1921, § 181), jakkolwiek ten ostatni autor stosuje z upodobaniem do rozwiązywania wielu innych zagadnień stateczności układów sprężystych metodę energetyczną, zapoczątkowaną w podstawowych pracach G. H. Bryan'a (Proc. Cambridge Phil. Soc. 1888, t. 6, str. 199 i 286).

Pójdziemy zatem i tutaj drogą wskazaną przez J. Boussinesq'a, nie poprzestając jednakże na wyprowadzeniu znanego wzoru (3), lecz próbując nadto uwzględnić wpływ pierwotnych zboczeń osi pierścienia od okręgu koła o promieniu R . Jest bowiem rzeczą pewną, że takie zboczenia, wywołane nie dającą się usunąć niedokładnością wykonania, muszą prowadzić do obniżenia wartości obciążenia niebezpiecznego w porównaniu do wartości q_{kr} ze wzoru (3). W tym samym kierunku działają wszelkie inne drobne zboczenia od założeń teorii matematycznej, jak np. niejednorodność materiału i t. d. Albowiem wszystkie te zboczenia sprawiają, że nawet przy małych wartościach obciążenia q zachodzą w pierścieniu, obok podłużnych sił ściskających, także momenty zginające. Momenty te wrażliwie nie tylko z powodu wzrostu q , lecz także wskutek wzrostu ramion, powodują więc silny wzrost naprężeń, tak iż niebezpieczne odkształcenia trwałe pojawiają się przy wzroście obciążenia znacznie wcześniej niż wypada ze wzoru na naprężenia w przypadku wyidealizowanym:

$$\sigma = \frac{q \cdot D}{2F}, \dots \dots \dots (4)$$

gdzie F oznacza pole przekroju pierścienia.

III.

Podobnie jak z równania równowagi pręta prostego zginanego momentem M , danego w postaci:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{B}$$

wyprowadza się równanie przybliżone:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{B},$$

dość dokładne we wszystkich przypadkach, kiedy ugięcia y wypadają dostatecznie małe w porównaniu do długości pręta, tak też z równania równowagi (2) pręta krzywego wyprowadził Boussinesq równanie przybliżone:

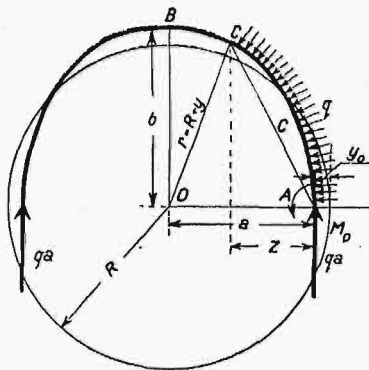
$$\frac{d^2y}{ds^2} + \frac{y}{R^2} = -\frac{M}{B} \dots \dots \dots (5)$$

dla zamkniętego pierścienia kołowego o promieniu R . Tutaj oznacza s łukową odciętą, mierzoną od

stałego punktu na obwodzie pierścienia, zaś y rzędną, mierzoną od tego obwodu w kierunku promienia, dodatnio na zewnątrz. Dokładność tego równania jest praktycznie wystarczająca dla rzędnych ugięcia dość małych w porównaniu do R .

Uzasadnienie równania Boussinesq'a znajdują Czytelnicy na str. 254 „Kursu Wytrzymałości Materiałów” Timoszenki w moim przekładzie. Tutaj przystąpimy odrazu do zastosowania tego równania w naszym zagadnieniu.

Przypuśćmy najpierw, że pierścień jest w stanie nieobciążonym doskonale okrągły i że dopiero pod wpływem obciążenia normalnym naciskiem o stałym natężeniu q kg/cm przyjął słabo spłaszczoną postać równowagi przedstawioną przesadnie na rys. 1. Możemy z góry przyjąć, że postać ta jest symetryczna względem osi wzajemnie prostopadłych OA i OB . Wówczas musi być spełnione równanie równowagi (5), w którym należy wyrazić moment zginający M , jako funkcję zmiennych y i s . Skoro przetniemy pierścień w jednej z osi symetrii, np. OA , to działanie części odciętej na rozpatrywaną zastąpi w każdym z obu przekrojów ściskająca siła podłużna o znanej wielkości qa i niewiadomy moment zginający o bezwzględnej wartości M_0 .



Rys. 1.

Rozpatrując teraz dowolny przekrój pierścienia C , widzimy, że na prawą część CA działają obok momentu $-M_0$, momentu siły qa o wartości algebraicznej qaz , jeszcze moment wypadkowej obciążeń zewnętrznych. Ta wypadkowa ma wielkość qc (jeżeli przez c oznaczymy cięciwę łuku AC) i leży na symetralnej tej cięciwy. Jej

moment ma przeto wartość algebraiczną $qc \cdot \frac{c}{a}$. A

zatem moment M w dowolnym przekroju C wyraża się wzorem:

$$M = -M_0 - qaz + \frac{qc^2}{2},$$

albo

$$M = -M_0 + q \left(\frac{c^2}{2} - az \right).$$

Oznaczywszy teraz przez y_0 algebraiczną wartość przemieszczenia przekroju A względem środka O , napiszemy:

$$OA = a = R + y_0.$$

Ze związku:

$$OC^2 = r^2 = a^2 + c^2 - 2az,$$

napisanego dla ΔOAC , znajdujemy z łatwością:

$$\begin{aligned} \frac{c^2}{2} - az &= \frac{r^2 - a^2}{2} = \frac{(R+y)^2 - (R+y_0)^2}{2} = \\ &= \frac{2Ry - 2Ry_0 + y^2 - y_0^2}{2}. \end{aligned}$$

Stosownie do założenia bardzo małych y wobec R , możemy teraz skreślić dwa ostatnie wyrazy w liczniku i wskutek tego napisać w przybliżeniu zgodnym z charakterem równania (5) prosto

$$\frac{c^2}{2} - az = R(y - y_0).$$

Równanie różniczkowe linii wygięcia pierścienia przybierze więc postać:

$$B \left(\frac{d^2 y}{ds^2} + \frac{y}{R^2} \right) = M_0 + qR(y_0 - y), \dots (6)$$

albo też:

$$\frac{d^2 y}{ds^2} - \frac{M_0 + qRy_0}{B} + \left(\frac{qR}{B} + \frac{1}{R^2} \right) y = 0. \dots (6a)$$

Całkowanie w znany sposób tego równania liniowego daje:

$$y = \frac{M_0 + qRy_0}{Bk^2} C \cos ks + C' \sin ks. \dots (7)$$

ze stałymi dowolnymi C i C' oraz oznaczeniem skrótowym:

$$k^2 = \frac{qR}{B} + \frac{1}{R^2}.$$

Z warunku, że y osiąga ekstremum w punktach A i B , czyli że $\frac{dy}{ds} = 0$ dla $s=0$ i $s = \frac{R\pi}{2}$, wynika po pierwsze, że $C' = 0$, a powtóre, że

$$C \sin \left(k \cdot \frac{R\pi}{2} \right) = 0. \dots (8)$$

Warunek zaś, że $y = y_0$ dla $s=0$ daje:

$$C = y_0 - \frac{M_0 + qRy_0}{Bk^2} \dots (9)$$

Ponieważ C musi być różne od zera, albowiem inaczej wypadłoby z równ. (7) $y = \text{stała}$, więc z (8) wynika:

$$\sin \left(k \frac{R\pi}{2} \right) = 0,$$

czyli:

$$k \frac{R\pi}{2} = n\pi, \dots (10)$$

jeżeli $n = 1, 2, 3, \dots$

Ten warunek musi spełniać wartość obciążenia q , ażeby pierścień pozostawał w równowadze w postaci spłaszczonej. Rzecz jasna, że zagadnienie nasze rozwiązuje tylko najmniejsza z otrzymanych wartości, odpowiadająca $n = 1$, a więc:

$$k = \frac{2}{R}, \text{ czyli } \sqrt{\frac{qR}{B} + \frac{1}{R^2}} = \frac{2}{R}.$$

Stąd:

$$q_{kr} = \frac{3B}{R^3}, \dots \dots \dots (3)$$

zgodnie z wspomnianymi powyżej wywodami, opartymi na traktowaniu dokładniejszego równania (2), ważnego także dla dowolnie wielkich wygięć.

Po wstawieniu znalezionych wartości w równ. (7), napiszemy je w postaci:

$$y = \frac{M_0 + qRy_0}{4B} R^2 + \left(y_0 - \frac{M_0 + qRy_0}{4B} R^2 \right) \cos \frac{2s}{R} \quad (7a)$$

Kładąc tutaj $s = \frac{R\pi}{2}$, czyli $\cos \frac{2s}{R} = -1$, otrzymujemy wartość y w przekroju B , t. j.:

$$y_1 = -y_0 + \frac{R^2}{2B} (M_0 + qRy_0).$$

Ale wartość y_1 jest dopóty nieoznaczona, póki nie znajdziemy wartości M_0 i y_0 . Do tego potrzebne są dwa warunki, dotychczas nie wyzyskane.

Jeden z nich wyraża, że po wstawieniu do lewej strony równania (6) wyrażenia na y z (7a) i podstawieniu następnie $s = 0$ musimy otrzymać wyrażenie równe M_0 , jako wartości prawej strony.

Drugi warunek wyraża, że długość ćwiartki AB odkształconej krzywej osi pręta musi być równa nieodkształconej długości $\frac{R\pi}{2}$.

Pierwszy warunek daje po uproszczeniu równanie:

$$B \left[-\frac{3}{R^2} \left(y_0 - R^2 \frac{M_0 + qRy_0}{4B} \right) + \frac{M_0 + qRy_0}{4B} \right] = M_0,$$

z czego wynika:

$$M_0 = -\frac{3B}{R^2} y_0 + M_0 + qRy_0,$$

czyli równanie tożsamościowe, gdyż, jak stwierdziliśmy powyżej, nowa postać równowagi może się wytworzyć tylko przy $q = \frac{3B}{R^3}$.

Wobec tego nie zajmujemy się już warunkiem drugim, gdyż on sam nie wystarcza do wyznaczenia niewiadomych parametrów M_0 i y_0 .

Łatwo zauważyć, że rzecz ma się tutaj podobnie jak w wywodzie wzoru Eulera na obciążenie krytyczne prostego pręta podłużnie ściskanego na podstawie przybliżonego równania linii ugięcia. Wartość krytyczną znajdujemy wprawdzie tę samą, co z rozważania ścisłego, ale nie możemy obliczyć strzałki ugięcia, wchodzącej w równanie linii ugięcia jako parametr. F. Jasiński wyjaśnił, jak wiadomo, ogólnie, dlaczego droga przybliżona prowadzi do ścisłej wartości obciążenia krytycznego (Sobranje soczynienij, tom 1, 1902, str. 145 i nast.). Nie trudno byłoby znaleźć teraz podobne wyjaśnienie dla naszego przypadku, ale oddalilibyśmy się od głównego tematu, jakim jest zbadanie wpływu początkowych małych zagięć pierścienia na jego wytrzymałość przy obciążeniach nieco mniejszych lub równych wartości krytycznej.

IV.

Przypuśćmy teraz, że pierścień nieobciążony jest już lekko spłaszczony i że to początkowe odkształcenie da się ująć w prosty wzór:

$$w = w_0 \left(1 - 2 \sin \frac{s}{R} \right) \dots \dots (11)$$

Tutaj mają w i w_0 to samo znaczenie, co poprzednio y i y_0 . Dla $s = 0$ jest $w = w_0$; dla $s = \frac{R\pi}{2}$

jest $w = -w_0$. Znaczy to, że największe zbliżenie przekroju, np. A , do środka pierścienia winno być bezwzględnie biorąc równe największemu oddaleniu przekroju B , odległego od A o ćwiartkę obwodu. Jest to oczywiście przybliżone spełnienie warunku stałej długości obwodu, ale wystarczająco dokładne przy zastosowaniu przybliżonego równania Boussi-nesq'a (równ. 5).

Przy dalszem spłaszczaniu pierścienia pod obciążeniem q zajdzie nowe przesunięcie przekroju w kierunku promienia o v , tak iż całkowite przemieszczenie środka przekroju od okręgu koła o promieniu R jest:

$$y = v + w.$$

Podobnie przemieszczenie przekroju A będzie teraz równe:

$$y_0 = v_0 + w_0.$$

Te wartości należy wstawić w równanie różniczkowe równowagi (6), ażeby otrzymać równanie różniczkowe dla niewiadomej funkcji $v(s)$. Uwzględnijmy przytem związek wynikający z (11), a mianowicie:

$$\frac{d^2v}{ds^2} + \frac{w}{R^2} = \frac{w_0}{R^2},$$

otrzymujemy łatwo równanie:

$$\frac{d^2v}{ds^2} + \left(\frac{qR}{B} + \frac{1}{R^2} \right) v = \frac{M_0 + qRv_0}{B} - \frac{w_0}{R^2} + \frac{2qRw_0}{B} \sin \frac{s}{R} \dots \dots (12)$$

Jego całkę ogólną ze stałymi nieoznaczonymi C_1 i C_2 znajdujemy w postaci:

$$v = \frac{1}{k^2} \left(\frac{M_0 + qRv_0}{B} - \frac{w_0}{R^2} \right) + C_1 \cos ks + C_2 \sin ks + 2w_0 \sin \frac{s}{R}.$$

Dla $y = v + w$ mamy przeto równanie:

$$y = \frac{1}{k^2} \left(\frac{M_0 + qRv_0}{B} - \frac{w_0}{R^2} \right) + C_1 \cos ks + C_2 \sin ks + w_0,$$

przyczem, jak poprzednio:

$$k^2 = \frac{qR}{B} + \frac{1}{R^2}.$$

Do wyznaczenia stałych C_1 i C_2 posłużą warunki:

$$\text{Przy } s = 0 \text{ jest } y = v_0 + w_0 \text{ i } \frac{dy}{ds} = 0.$$

Z pierwszego znajdujemy:

$$C_1 = v_0 - \frac{1}{k^2} \left(\frac{M_0 + qRv_0}{B} - \frac{w_0}{R^2} \right),$$

z drugiego zaś:

$$C_2 = 0.$$

Wstawivszy te wartości w całkę ogólną, napiszemy ją w prostej postaci następującej:

$$y = u_0 + w_0 + (v_0 - u_0) \cos ks, \dots (13)$$

jeżeli nową wielkość pomocniczą u_0 określimy równaniem:

$$u_0 = \frac{1}{k^2} \left(\frac{M_0 + qRv_0}{B} - \frac{w_0}{R^2} \right) \dots (13a)$$

Parametr k znowu nie może tutaj być dowolny, gdyż wartość jego ustala warunek: dla $s = \frac{R\pi}{2}$ jest

$\frac{dy}{ds} = 0$, z którego wynika tak samo jak w ustępie poprzednim:

$$\sin \left(k \frac{R\pi}{2} \right) = 0,$$

czyli

$$k = \frac{2}{R},$$

a więc

$$q = \frac{3B}{R^3} \dots (3)$$

Uważając teraz za wielkości dane

$$B, R, q, i w_0,$$

potrzebujemy do obliczenia wytrzymałościowego wyznaczenia

$$v_0 \text{ i } M_0.$$

Atoli rozporządzamy już tylko jednym jeszcze warunkiem, który wyraża, że długość łuku między przekrojami A i B nie uległa zmianie i wynosi, jak przed odkształceniem, $\frac{R\pi}{2}$. Nie trudno dowieść,

że warunek ten jest, z tym samym stopniem dokładności, co równanie Boussinesq'a, równoważny z warunkiem, że $b - R = R - a$, czyli że

$$(y)_{s=0} + (y)_{s=\frac{R\pi}{2}} = 0.$$

Mamy więc, ze względu, że

$$\cos \left(k \frac{R\pi}{2} \right) = \cos \pi = -1,$$

$$2u_0 + 2w_0 = 0,$$

czyli

$$\frac{1}{k^2} \left(\frac{M_0 + qRv_0}{B} - \frac{w_0}{R^2} \right) + w_0 = 0,$$

a stąd po podstawieniu wartości $k = \frac{2}{R}$ i $q = \frac{3B}{R^3}$ znajdujemy z łatwością:

$$M_0 = -\frac{3B}{R^2} (v_0 + w_0) \dots (14)$$

Ważna wielkość v_0 pozostaje przeto nieoznaczona. Zupelne rozwiązanie zadania jest widocznie możebne tylko na podstawie całkowania dokładnego równania różniczkowego (2). Znaleziony wzór przybliżony (14) pozwoli jednakże ocenić wielkość

momentu M_0 w naszym zagadnieniu wytrzymałościowym.

W przypadku rury ściskanej zewnętrznie otrzymujemy ze wzoru (4), jeżeli rura jest doskonale okrągła i nie zachodzi jeszcze niebezpieczeństwo zakłębnięcia, znany wzór „kotłowy” na naprężenia obwodowe:

$$\sigma = \frac{pD_z}{2\delta} \dots (15)$$

Tutaj oznacza p w kg/cm^2 ciśnienie zewnętrzne, liczbowo równe obciążeniu q w kg/cm , przypadającemu na pierścień rury o szerokości 1 cm.

Krytyczną wartość ciśnienia p znajdujemy ze wzoru (3), zastosowanego do takiegoż pierścienia, z uwzględnieniem działania płytowego wskutek połączenia pierścieni w jedną całość. Musimy przeto w wyrażeniu $B = EI$ zastąpić moduł E przez $\frac{E}{1-\mu^2}$, gdzie μ oznacza liczbę Poisson'a, wynoszącą, jak wiadomo, dla stali około 0,3.

Mamy więc:

$$B = \frac{EI}{1-\mu^2} = \frac{E}{1-\mu^2} \frac{l \cdot \delta^3}{12},$$

a podstawivszy nadto $R = \frac{D}{2}$, otrzymujemy:

$$p_{kr} = \frac{2\varepsilon}{1-\mu^2} \left(\frac{\delta}{D} \right)^3 \dots (III)$$

Tutaj oznacza D średnicę koła, połowiącego grubość ściany rury, a więc D jest mniejsze od D_z o grubość tej ściany δ . U stosowanych zwykle w wiertnictwie rur jest stosunek $D_z : \delta$ zawsze większy od 10, wobec czego można w rachunkach praktycznych zastępować D_z przez D i nawzajem.

Jeżeli teraz rura ma początkowo spłaszczenie w_0 , a ciśnienie zewnętrzne równa się p_{kr} , to największy moment zginający pierścień rury o szerokości 1 cm znajdziemy ze wzoru (14) po podstawieniu wartości B , a mianowicie:

$$|M_0| = \frac{E\delta^3}{(1-\mu^2)D^2} (v_0 + w_0) \dots (14a)$$

Temu momentowi odpowiada naprężenie we włóknach skrajnych o wartości bezwzględnej:

$$\sigma' = \frac{6|M_0|}{\delta^2} = \frac{6E\delta}{1-\mu^2} \cdot \frac{(v_0 + w_0)}{D^2}.$$

Największe naprężenie wywołane ściskaniem i zginaniem w jednej z warstw skrajnych ma przeto wartość:

$$\sigma_{\max} = \sigma + \sigma' = \frac{pD}{2\delta} + \frac{6E\delta}{(1-\mu^2)D^2} (v_0 + w_0), \dots (16)$$

albo po wstawieniu za p wartości (III)

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\delta}{D} \right)^2 + \frac{6E\delta}{1-\mu^2} \cdot \frac{(v_0 + w_0)}{D^2} \dots (16a)$$

Zwiększenie naprężenia, odpowiadające spłaszczeniu rury przy ciśnieniu krytycznym, wynosi zatem:

$$\frac{6(v_0 + w_0)}{\delta}$$

w stosunku do naprężenia obliczonego wzorem „kotłowym”. Gdyby np. $(v_0 + w_0)$ było równe $0,1 \delta$, co zdaje się odpowiadać warunkom rzeczywistym, to zwiększenie wynosiłoby $0,6$ czyli 60% .

Ten orientacyjny rachunek wyjaśnia dobrze, dlaczego krzywa empiryczna z doświadczeń amerykańskich (rys. 2) przebiega poniżej obu krzywych teoretycznych, t. j. krzywej wzoru wytrzymałościowego („kotłowego”) i krzywej wzoru stałościowego (oznaczonej na rysunku przez 2, a w tekście pierwszej publikacji przez III), które odpowiadają tylko idealnemu schematowi teoretycznemu rury doskonale okrągłej z materiału doskonale jednolitego. Obniżający wartość niebezpiecznego ciśnienia zewnętrznego p wpływ nieuniknionych zbroceń u rur rzeczywistych od modelu teoretycznego musi być szczególnie wielki w okolicy przecięcia się krzywej wytrzymałościowej ze stałościową.

Rzecz się ma widocznie podobnie jak dla obciążenia niebezpiecznego prętów podłużnie ściskanych, gdzie również wpływ ten jest największy w

okolicy smukłości granicznej, t. j. smukłości, przy której prosty wzór wytrzymałościowy $\sigma = P/F$ daje tę samą wartość naprężenia, co wzór stałościowy Euler'a. Tutaj rolę smukłości gra oczywiście stosunek $x = D : \delta$.

Zważywszy teraz, że zbrocenia powyższe zdążają do zera tak dla wartości stosunku $x = D : \delta$ zdążającej do zera, jak i zdążającej do nieskończoności, widzimy, że krzywa rzeczywistych ciśnień niebezpiecznych (zgniatających rurę) musi mieć równanie, które dla bardzo małych x przechodzi we wzór wytrzymałościowy, a dla bardzo wielkich — we wzór stałościowy. Równanie to winno być nadto dostatecznie proste, i dla materiału, który był przedmiotem prób amerykańskich, winno oddawać dostatecznie dokładnie wyniki tych prób.

Rzut oka na rys. 2 wystarczy, aby stwierdzić, że ogłoszony w r. 1926 wzór (1) czyni zadość wszystkim powyższym wymaganiom i dlatego zalecił go wówczas do zastosowania praktycznego, nie przesadzając, że przedyskutowanie dat doświad-

czalnych może nieco zmienić w przyszłości współczynniki wzoru z korzyścią dla jego dokładności.

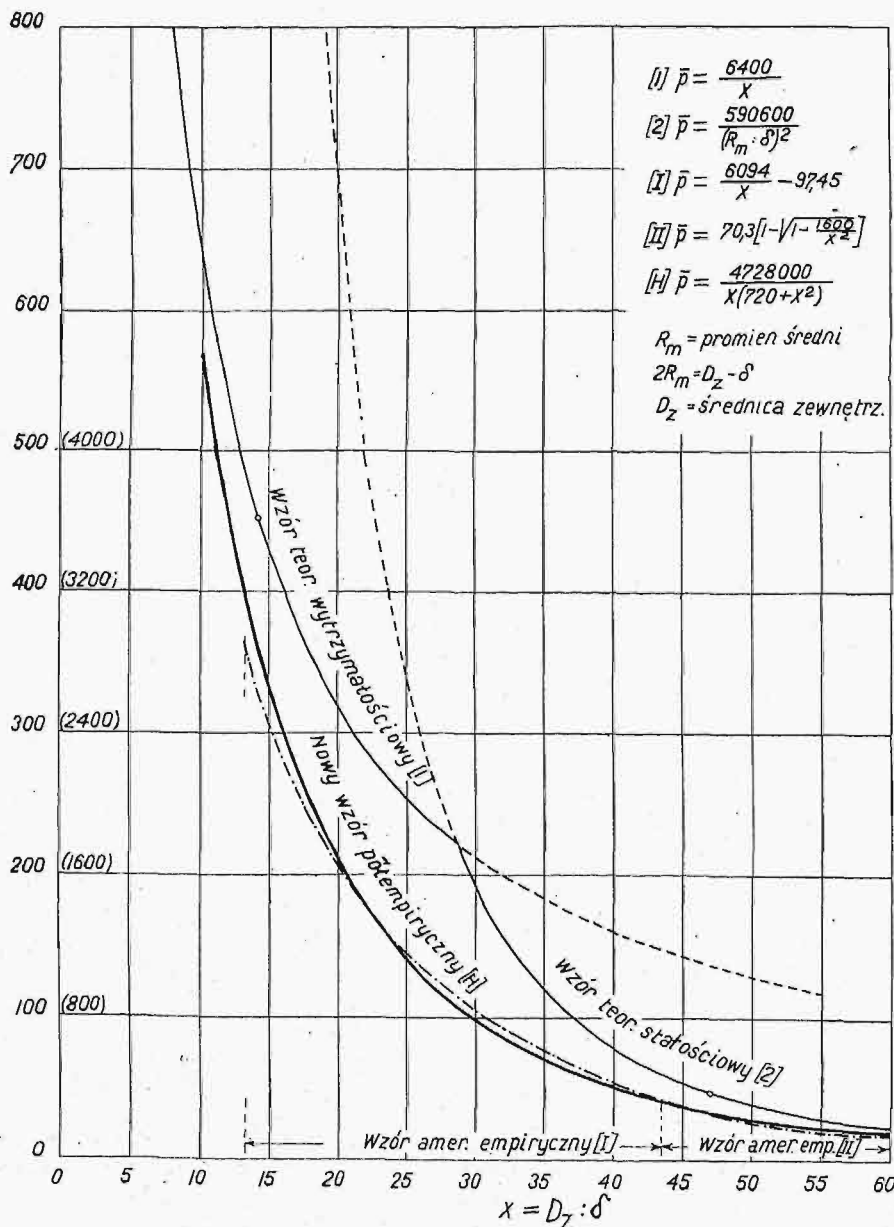
Przy zastosowaniu wzoru (1) do rur wiertniczych, można poprzestać na stopniu pewności znacznie mniejszym od stosowanego w innych częściach konstrukcji maszynowych lub budowlanych, ponieważ siły zewnętrzne są tutaj bardzo dokładnie znane, a wzór określa niższą granicę ciśnień niebezpiecznych.

Część pewności mieści się już w przyjęciu praktykowanym w wiertnictwie, że gęstość płynu otaczającego rurę (t. j. wody zanieczyszczonej) $= 1,25$. Wystarczy zatem obliczać wymiary rur wzorem (1) przy stosowaniu współczynnika pewności

$$n = 1,25,$$

stosowanego w obliczeniach porównawczych inż. Paraszczaka, wykonanych w r. 1927 dla Podkomisji Rur Wiertniczych w P. K. N., pracującej pod przewodnictwem prof. Fabiańskiego.

P z y k ł a d. Rura wiertnicza bez szwu ze stali zlewnej 10-calowa ma $D_z = 267$, $\delta = 7$ mm, a więc



Rys. 2.

Tablica wysokości \bar{h} (w metrach słupa cieczy o gęstości 1,25) ciśnień niebezpiecznych (zgniatających rurę) w zależności od stosunku $D_z: \delta = x$ dla rur stalowych bez szwu o granicy plastyczności $K_s = 32 \text{ kg/mm}^2$.

x	\bar{h}	x	\bar{h}	x	\bar{h}	x	\bar{h}	x	\bar{h}
10	4 613	20	1 689	30	778,3	40	407,6	50	234,9
11	4 089	21	1 551	31	725,8	41	384,2	51	223,3
12	3 648	22	1 428	32	677,7	42	362,6	52	212,4
13	3 273	23	1 317	33	633,6	43	342,4	53	202,2
14	2 949	24	1 216	34	593,0	44	323,7	54	192,6
15	2 668	25	1 125	35	555,6	45	306,2	55	183,6
16	2 422	26	1 042	36	521,2	46	289,9	56	175,2
17	2 205	27	966,8	37	489,4	47	274,8	57	167,2
18	2 013	28	898,2	38	460,0	48	260,6	58	159,7
19	1 842	29	835,6	39	432,8	49	247,3	59	152,6
20	1 689	30	778,3	40	407,6	50	234,9	60	145,9

$x = 267 : 7 = 38,14$. Ciśnienie niebezpieczne według wzoru (1) wynosi :

$$p = \frac{4728000}{38,14(720 + 38,14^2)} = \frac{4728000}{38,14 \cdot 2174,7} = 57,0 \text{ kg/cm}^2.$$

To odpowiada ciśnieniu słupa cieczy o gęstości 1,25 i wysokości :

$$h = \frac{57 \times 10}{1,25} = 8 \times 57 = 456 \text{ m.}$$

Przy pewności $n = 1,25$, możemy tę rurę stosować do głębokości :

$$456 : 1,25 = 365 \text{ m.}$$

Uwaga. Do bezpośredniego użytku praktycznego w wiertnictwie zaleca się proste przekształcenie wzoru (1) tak, aby podawał od razu wysokość \bar{h} w metrach słupa cieczy o gęstości 1,25, która grozi zakłębieniem rury. Ze względu na to, że E dla różnych rodzajów stali zmienia się bardzo mało, można przyjąć $\alpha = 1$ i napisać wzór w postaci :

$$\bar{h} = \frac{37824000}{x(720\beta + x^2)} \dots (1a)$$

Przyczem $\beta = \frac{32}{K_s}$, zaś K_s oznacza granicę plastyczności materiału w kg/mm^2 . Jak poprzednio, jest $x = D_z : \delta$.

Dla $\beta = 1$ podaje liczbowe wartości \bar{h} tablica podana powyżej, a także wykres na rys. 2, z uwzględnieniem liczb po prawej stronie osi rzędnych.

Przykład zastosowania tablicy. Normalna rura $\phi 4''$ ma $D_z = 102 \text{ mm}$, $\delta = 7 \text{ mm}$, a więc $x = 102 : 7 = 14,6$. Z tablicy znajdujemy przez interpolację między wartościami $\bar{h} = 2949$ (dla $x = 14$) i $h = 2668$ (dla $x = 15$) :

$$\bar{h} \text{ (dla } x = 14,6) = 2949 - 0,4(2949 - 2668) = 2949 - 0,4 \cdot 281 = 2949 - 112 = 2837 \text{ m.}$$

Przy stopniu bezpieczeństwa $n = 1,25 = 5/4$, można przeto stosować tę rurę do głębokości :
 $h = 4/5 \cdot 2837 = 2207$ metrów.

Nowe wydawnictwa^{*)}

- Gospodarka elektryczna w Polsce. Pod red. Inż. M. Kuzmickiego. Str. 1176. Wyd. Związku Elektryków Polskich. Warszawa, 1930.
- Administracja i organizacja robót budowlanych. Inż. W. Marzec. Str. 251, rys. 18. Nakł. autora. Warszawa, 1930.
- Rozmowy i dowodzenia matematyczne w zakresie dwóch nowych umiejętności dotyczących mechaniki i ruchów miejscowych. (R. 1638). Galileo Galilei. Przełożył F. K. Str. 260, tablic 5. Wyd. Kasy im. Mianowskiego. Warszawa, 1930 r.
- Podręcznik spawacza. Inż. J. Biernacki i K. Nadolski. Str. 244, rys. 206. Nakł. Stow. dla rozwoju spawania i cięcia metali w Polsce. Warszawa, 1930.
- Cennik normalny na roboty budowlane na terenie miasta stołecznego Warszawy. Cz. VI. Roboty betonowe i żelazo-betonowe. Str. 27. Nakł. Magistratu m. st. Warszawy. Warszawa, 1930.
- Narady gospodarcze Rządu z delegatami Izb Przemysłowo-Handlowych w dn. 7 i 8 października 1929 r. Str. 351. Nakł. M-stwa Przemysłu i Handlu. Warszawa, 1929.
- Przedsiębiorstwa państwowe w Niemczech. St. Zb. Szyszkowski, magister praw. Str. 134. Nakł. tyg. „Polska „Gospodarcza”. Warszawa, 1930.
- Sprawozdanie kwartalne Nr. 2 Instytutu Badań Technicznych Lotnictwa. Str. 39. Nakł. I. B. T. L. Warszawa, 1930.
- Najnowsze zdobycze techniki artyleryjskiej oraz sprzęt artyleryjski zagranicą. Ppłk. W. Vorbrodt. Str. 155, rys. 125. Nakł. „Przeglądu Artyleryjskiego”. Warszawa 1930.
- Vorlesungen über Maschinenelemente. Zesz. 2. Allgemeine Gesichtspunkte u. Verbindungen. Prof. inż. dipl. M. ten Bosch. Str. 74, rys. 207. J. Springer. Berlin. 1930.
- Elektrothermie. Die elektrische Erzeugung u. technische Verwendung hoher Temperaturen. Prof. Dr. M. Pirani. Str. 293, rys. 68. J. Springer. Berlin, 1930.

^{*)} Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”. Warszawa ul. Czackiego 3.

O podgrzewaniu regeneracyjnym skroplin w turbinach parowych¹⁾.

Napisał A. Uklański, Inżynier-mechanik.

Regeneracja ciepła w praktyce.

Warunki regeneracji ciepła w praktyce odbiegają od tych, jakie wzięliśmy poprzednio za podstawę obliczenia teoretycznego. Spotykamy przede wszystkim różne ograniczenia ze względu na konstrukcję turbiny, której wymagania nie zawsze można pogodzić ze wskazówkami teorii regeneracji ciepła.

Para pobierana dla najwyższego stopnia podgrzania, t. j. dla ostatniego podgrzewacza, musi wykonać pewną pracę w pierwszym stopniu turbiny, zatem jest już nieco rozprężona. Również pomiędzy temperaturą kondensatu opuszczającego podgrzewacz a temperaturą nasycenia pary grzejnej musi istnieć pewna różnica, wobec ograniczonych wymiarów powierzchni ogrzewanej podgrzewacza. Z powyższych względów najwyższa praktycznie osiągalna temperatura podgrzania musi pozostać dość znacznie w tyle za temperaturą nasycenia pary w kotle.

Możliwa do zastosowania liczba stopni podgrzania spotyka również ograniczenia ze względu na konstrukcję turbiny, mianowicie liczbę jej kadłubów. Podczas gdy w turbinie wielokadłubowej nie następuje trudności zastosowanie kilku, nawet pięciu miejsc pobierania pary, w turbinie jednokadłubowej już dwa miejsca pobierania powodują znaczne trudności konstrukcyjne.

Ta sama uwaga dotyczy możności swobodnego, dostosowanego do teorii, rozkładu miejsc pobierania. Najczęściej nie można spełnić warunku równomierności spadków temperatury, albo przy danej ilości stopni dopasować miejsca pobierania pary do najkorzystniejszych ciśnień.

Wreszcie przepływ pary z turbiny do podgrzewaczy oraz kondensatu i skroplin pary grzejnej pomiędzy podgrzewaczami połączony jest ze stratami ciepłymi, powiększającymi ilość pary potrzebnej do podgrzewania oraz obniżającymi już uzyskane temperatury podgrzania.

Wszystko to sprawia, że oszczędności, uzyskane w praktyce, są czasem znacznie mniejsze od oszczędności, osiągalnych według obliczenia, przy tej samej liczbie stopni. Wzamian za to otrzymujemy jednak pewne korzyści dodatkowe, których poprzednio nie braliśmy pod uwagę i które teraz z kolei wyjaśnimy.

Przedewszystkiem więc w turbinie z pobieraniem pary, w stosunku do turbiny tej samej mocy bez pobierania pary, ilość pary dolotowej o ciśnieniu początkowym jest większa, a ilość pary wylotowej, idącej do skraplacza, mniejsza. Zmniejszenie tej ilości pary w wypadku, jeśli przekrój wylotowy ostatniego wirnika jest określony i wymiary kondensatora są dane, powoduje zmniejsze-

nie straty wylotowej z ostatniego wirnika, wraz z jednoczesnym polepszeniem próżni, skutkiem czego jest lepsze wyzyskanie tej ilości pary, jaka idzie do skraplacza, czyli zmniejszenie rozchodu pary w turbinie. Z drugiej strony, jeśli przepisana jest pewna próżnia i największa, przyjęta jeszcze jako dopuszczalna, strata wylotowa, wówczas danemu przekrojowi wylotowemu odpowiadać może znacznie większa moc turbiny. Zatem, albo przy danej mocy turbiny przekrój wylotowy, a więc wymiary ostatnich stopni turbiny mogą być zmniejszone, albo przy danych wymiarach ostatnich stopni moc turbiny może być powiększona. I jedno i drugie może dać zmniejszenie kosztów budowy na jednostkę mocy instalowanej, nieraz bardzo wydatne, ze względu na to, że ostatnie stopnie turbiny stanowią stosunkowo najcięższą i najkosztowniejszą część turbiny.

W wykonaniu nie daje jednak ta własność spodziewanych korzyści. Wymiary części niskoprężnej turbiny z regeneracją nie mogą być najczęściej zmniejszone do możliwego minimum, ze względu na przewidzianą konieczność pracy tejże turbiny bez podgrzewania kondensatu, a więc bez pobierania pary, pod pełnym obciążeniem, gdy ilość pary, idącej do skraplacza, zwiększa się.

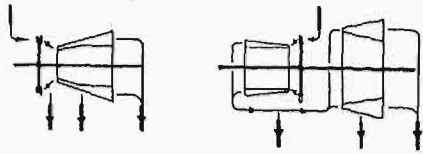
Wraz ze zmniejszeniem ilości pary wylotowej powiększa się ilość pary dolotowej. Powoduje to oczywiście konieczność powiększenia wymiarów części wysokoprężnej turbiny, rur dolotowych, urządzeń do pompowania wody zasilającej i t. d., co zmniejsza zysk, jaki daje zmniejszenie wymiarów części niskoprężnej. Jednocześnie jednak wymaga to stosowania większych długości łopatek w części wysokoprężnej turbiny, co zmniejsza straty w szczelinach obwodowych i powiększa sprawność części wysokoprężnej.

Wreszcie należy wspomnieć o specjalnych korzyściach pobierania pary z części niskoprężnej turbiny. Odprowadzenie pewnej ilości pary, połączona z miejscowym rozszerzeniem przekroju i zmianą kierunku przepływu, stwarza możliwość wydatnego odwodnienia turbiny, co ma jednocześnie dwa poważne skutki, mianowicie zabezpieczenie łopatek niskoprężnych turbiny przed erozyjnym działaniem wody, znajdującej się w parze, oraz poprawienie sprawności części niskoprężnej przez usunięcie hamującego wpływu wody. Ze względu na powyższe własności, dąży się zawsze do zastosowania jednego lub — w trzykadłubowych turbinach — nawet dwóch miejsc pobierania pary w części niskoprężnej, w obszarze pary wilgotnej.

Ilość stopni podgrzewania, stosowana w praktyce, zależy, jak powiedzieliśmy poprzednio, od ilości kadłubów. Na rys. 7—8 wskazujemy schematycznie turbinę jedno i dwukadłubową systemu kombinowanego, z jednym kołem akcyjnym, dwu

¹⁾ Ciąg dalszy do str. 435 w zesz. 21 r. b.

lub jednowieńcowem, i szeregiem stopni reakcyjnych. W turbinie jednokadłubowej takiego systemu możliwe są do zastosowania dwa miejsca pobierania pary: pierwsze ze środkowych stopni części reakcyjnej, drugie zaś między kołem akcyj-



Rys. 7 i 8. Miejsca pobierania pary w normalnej turbinie jedno i dwukadłubowej.

nem i częścią reakcyjną. W turbinie dwukadłubowej stosuje się najczęściej również dwa: pierwsze ze środkowych stopni kadłuba niskoprężnego, drugie zaś z rury przelotowej między kadłubem wysoko i niskoprężnym. Możliwe byłoby trzecie — ze środkowych stopni części reakcyjnej kadłuba wysokoprężnego, albo też między kołem akcyjnym a częścią reakcyjną. Nie stosuje się jednak ani pierwszego, ani drugiego. Pierwszego ze względu na to, aby nie komplikować kształtów kadłuba, narażonego na wysokie ciśnienia i temperatury, drugiego zaś ze względu na zbyt mały spadek ciśnienia w kole akcyjnym. W turbinach bowiem dwukadłubowych tego typu o dużej mocy koło akcyjne posiada charakter tylko stopnia regulacyjnego, obliczonego w ten sposób, aby przy przeciążeniu turbiny spadek w kole akcyjnym i ilości pary, przechodzącej przez nie, zmniejszały się, a część pary przechodziła bezpośrednio przez część reakcyjną turbiny z pominięciem koła akcyjnego.

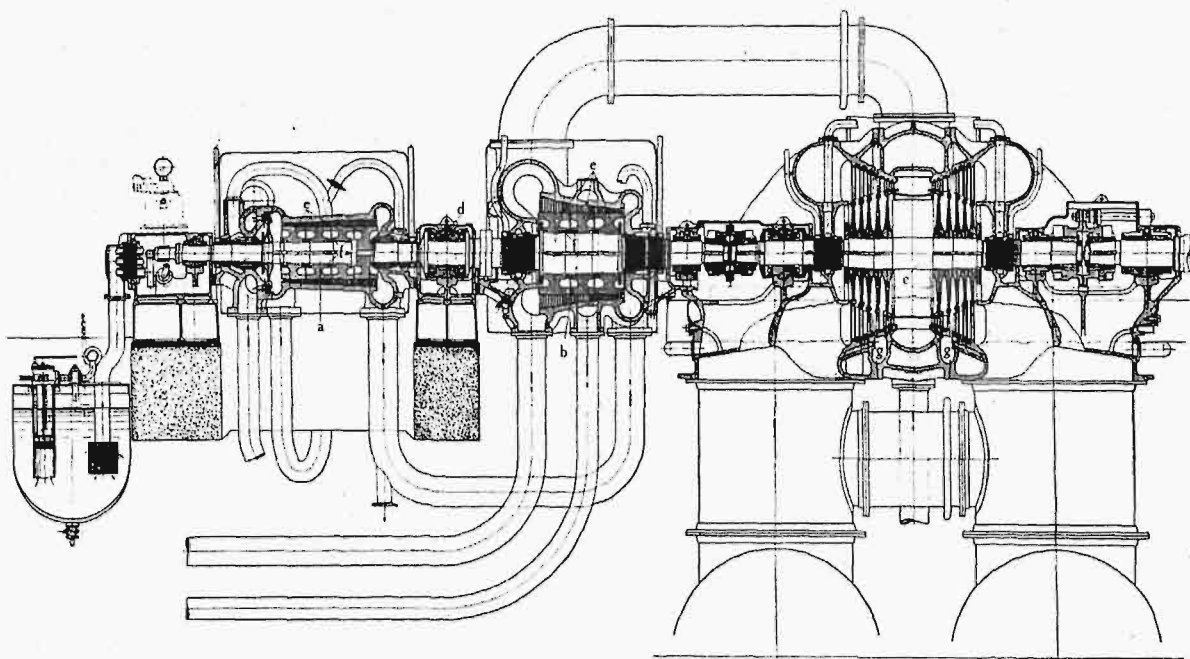
Rys. 9 wskazuje przekrój nowoczesnej turbiny trzykadłubowej z czterema miejscami pobierania pary do podgrzewania kondensatu. Poświęcimy jej więcej uwagi, gdyż — jako jednostka o wielkiej mocy — jest to turbina typowa dla nowoczesnej instalacji. Turbina posiada jedno koło ak-

cyjne i kilkadziesiąt stopni reakcyjnych na bęb-
nach, tarczach i oddzielnych wirnikach w trzech kadłubach. W kadłubach wysoko i średnioprężnym para posiada odwrotny kierunek przepływu dla zrównoważenia nacisku osiowego, powstającego przy rozprężaniu się pary. Kadłub niskoprężny jest bliźniaczy również ze względu na zrównoważenie nacisku osiowego, powstającego przy rozprężaniu się pary, zmniejszenie straty wylotowej z ostatniego wirnika oraz jednoczesną możliwość uzyskania lepszej próżni.

W turbinie takiej może być zastosowanych pięć miejsc pobierania pary, a więc — idąc od najniższych ciśnień: 1) ze środkowej części obu połów kadłuba niskoprężnego; 2) u wylotu z kadłuba średnioprężnego; 3) ze środkowej części kadłuba średnioprężnego; 4) z rur przelotowych między kadłubem wysoko i średnio prężnym, wreszcie 5) ze środkowej części kadłuba wysokoprężnego.

To ostatnie piąte miejsce w normalnych wykonaniach nie wchodzi wcale w rachubę, ze względu na to, aby osiągnąć możliwie prosty kształt kadłuba, który i tak posiada już zwykle cztery nasady wlotowe od zaworów regulacyjnych i dwie nasady wylotowe. Piąty stopień podgrzewania nie daje praktycznie wielkich korzyści, które uwydatniają się tu dopiero przy wysokich ciśnieniach, ale wtedy właśnie unika się stosowania dodatkowych nadlewów i nasad dla możliwego uproszczenia odlewu. Oprócz tego, wymiary kadłuba zmniejszają się tak, że brak miejsca sprawiłby pewne trudności konstrukcyjne.

Zwrócimy jeszcze uwagę na pierwsze i drugie miejsce pobierania pary. Kadłub niskoprężny jest najcięższą i najkosztowniejszą częścią turbiny trzykadłubowej. Z tego względu fabryka turbin wykonywa tylko kilka modeli, stopniowanych według potrzebnego przekroju wylotowego, które przez zmianę wysokości łopatek dostosowuje się do wszystkich rozwiązań. Wszystkie te kadłuby



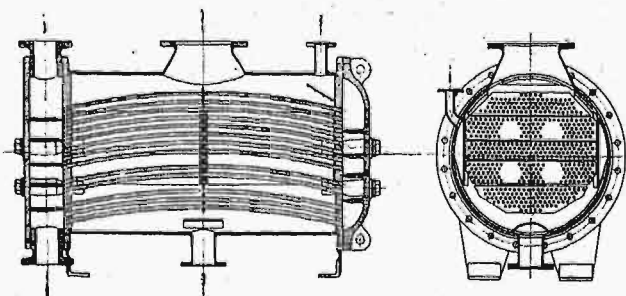
Rys. 9. Nowoczesna turbina trzykadłubowa z 4-stopniowym pobieraniem pary do podgrzewania kondensatu.

posiadają prawie stałą sumę kwadratów szybkości obwodowych zu^2 , a ponieważ liczba Parsonsa X w takich turbinach zmienia się niewiele, przeto i spadek adyabatyczny, przypadający na wirnik kadłuba niskoprężnego, jest prawie stały. Wynika stąd również stałość ciśnień w pierwszym i drugim miejscu pobierania pary, niezależnie od mocy nominalnej turbiny i od ciśnienia pary dolotowej, ani też ciśnienia w pozostałych miejscach pobierania.

Stałość ciśnień w pierwszym i drugim miejscu pobierania pary sprawia to, że względny rozkład miejsc pobierania pary zmienia się wraz z wielkością ciśnienia początkowego. Równomierność spadków temperatur nie jest wskutek tego zachowana i pogarsza się ze wzrostem ciśnienia początkowego. Stąd pochodzi rozbieżność osiągniętych oszczędności z temi, jakie można obliczyć teoretycznie w założeniu rozkładu równomiernego. Stąd również wynika, że ze wzrostem ciśnienia początkowego oszczędność osiągnięta przy tej samej ilości stopni wzrasta wolniej, niżby powinna wzrastać teoretycznie.

Istotną częścią urządzenia z regeneracją ciepła jest — obok turbiny — podgrzewacz kondensatu, który tu w krótkości, dla całości obrazu, opiszemy. Podgrzewacz taki, przeznaczony dla wysokich ciśnień, w wykonaniu nowoczesnym pewnej fabryki turbin, przedstawia rys. 10. Podgrzewacz składa się z płaszcza, który wypełnia para, pęku rurek i komór wodnych, przez które tłoczony jest kondensat, przechodzący przez rurki z jednej komory do drugiej dziesięciokrotnie, zanim obiegnie całą powierzchnię ogrzewaną. Na rysunku widoczne są u lewej komory nasady do doprowadzenia i odprowadzenia wody zasilającej, zaś na płaszczu u góry — nasada do wlotu pary grzejnej oraz do skroplin pary grzejnej, odprowadzonych z sąsiedniego podgrzewacza, u dołu — nasada do odprowadzenia skroplin pary grzejnej, wreszcie z boku widoczne jest odpowietrzenie, przyczem otwór tej nasady odpowietrzającej ma założone specjalne zwężenie, dostosowane do różnicy ciśnień, aby nie powodować strat pary.

Pozatem podgrzewacz posiada dwa zawory bezpieczeństwa — jeden na przestrzeni parowej, drugi na wodnej, oraz termometr w przestrzeni parowej. Niezależnie od tego powinien być jeszcze termometr na wyjściu kondensatu.



Rys. 10. Podgrzewacz.

Rurki wodne, średnicy 13×15 mm, mosiężne dla niskich, a miedziowo-niklowe dla wyższych ciśnień, wygięte w łuk, są rozwalcowane w dnach sitowych. W środku podgrzewacza pęk rurek ujęty jest w specjalną płytę, prowadzoną po bokach

w listwach. Konstrukcja ta pozwala na swobodne wydłużanie się rurek pod wpływem ciepła.

Płaszcz podgrzewacza połączony jest z dnami sitowymi przez spawanie, co ma na celu uniknięcie zbędnych uszczelnień, umożliwiających przedostawanie się powietrza do układu rurociągów próżniowych. Połączenie to den z płaszczem za pomocą spawania nie sprawia żadnych trudności ani przy fabrykacji ani też w ruchu, gdyż czyszczenie wnętrza podgrzewacza jest niepotrzebne, a wymiana rurek jest i tak możliwa. Nieszczelne rury, aby nie przerywać ruchu, zanim będzie możliwa ich wymiana, zatyka się żelaznymi kołkami. Konstrukcja komór wodnych jest tego rodzaju, że możliwe jest odjęcie obu pokryw bez odejmowania rur wodnych.

Charakterystyka i opis urządzeń.

Parę do pogrzewania kondensatu pobiera się z pomiędzy stopni turbiny zapomocą specjalnej nasady, przylanej do kadłuba. Pobieranie pary nie jest najczęściej regulowane zapomocą żadnych zaworów regulacyjnych. Odbiór pary ustala się sam przez się, odpowiednio do chłonności cieplnej cieczy ogrzewanej w podgrzewaczu. Para oddaje w podgrzewaczu swoje ciepło całkowicie aż do zupełnego skroplenia, a skropliny pary grzejnej doprowadzane są do kondensatu, przytem ulega wyrównaniu różnica temperatur, niewyzyskana w samym podgrzewaczu. Samo więc przenoszenie ciepła odbywa się prawie bez strat, które są możliwe jedynie przez promieniowanie podgrzewaczy i rurociągów. Straty te sprowadzamy do minimum zapomocą dobrej izolacji.

Porównaliśmy poprzednio turbinę z regeneracją ciepła ze zwykłą turbiną z wielokrotnym pobieraniem pary do celów grzejnych. Turbina taka posiada zazwyczaj regulację ciśnienia pary pobieranej zapomocą zaworów przelotowych, znajdujących się pomiędzy miejscem pobierania pary a dalszą częścią turbiny. Zawory te utrzymują na stałym poziomie ciśnienie pary pobieranej przy różnych jej ilościach i różnych obciążeniach, zmniejszając lub powiększając dopływ pary do dalszej części turbiny.

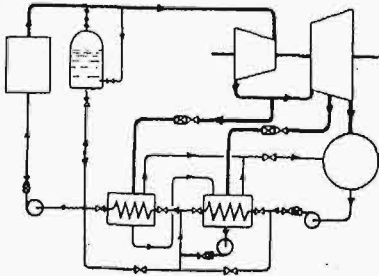
W urządzeniach z regeneracją ciepła zaworów takich najczęściej niema. Z tego względu ciśnienie pary w miejscu pobierania zmienia się zależnie od ilości pary, przepływającej przez turbinę, a zatem zależnie od obciążenia turbiny. Odpowiednio do tego zmieniają się temperatury podgrzania, osiągnięte w oddzielnych podgrzewaczach, jak też i ostateczna temperatura podgrzania.

Wskazaliśmy poprzednio na tę ważną zaletę zastosowania pary pobieranej z turbiny do podgrzewania kondensatu, że z instalacją podgrzewaczy można połączyć w jedną całość urządzenie do dystylacji dodatkowej wody surowej. Do dystylowania wody dodatkowej używamy pary z jednego z miejsc pobierania, a para, utworzona z wody surowej w dystylatorze, służy znowu do podgrzewania kondensatu w podgrzewaczu, mając tylko mniejsze ciśnienie niż para z turbiny, użyta do dystylacji, oddając jednak również kondensatowi całkowite swoje ciepło, z wyjątkiem strat na promieniowanie. W stosunku do instalacji z pod-

grzewaniem kondensatu, włączenie urządzenia dystylacyjnego powoduje nieznaczny wzrost rozchodu pary, częściowo ze względu na owe straty, głównie jednak ze względu na zmieniony układ miejsc pobierania pary w turbinie i rozkład temperatur podgrzewania w podgrzewaczach.

Aby nie komplikować naszych rozważań i wyjaśnień, wyłączyliśmy z tematu sprawę urządzeń dystylacyjnych i pominiemy je także w dalszym ciągu.

W instalacjach z regeneracją ciepła spotykamy rozmaite urządzenia dodatkowe, mające na celu bądź to umożliwienie pracy instalacji, bądź też ułatwienie współpracy z kotłami parowymi, bądź wreszcie zapewnienie niezawodności ruchu instalacji. Urządzenia powyższe opiszemy wraz z wyjaśnieniem kilku ogólnych schematów instalacyjnych.



Rys. 11. Układ urządzenia z podgrzewaniem 2-stopniowym.

grzewaczami znajduje się pompa skroplinowa, mająca za zadanie tłoczenie dopływających skroplin przez podgrzewacze do pompy, zasilającej bezpośrednio kotły. Pomiedzy drugim podgrzewaczem a pompą zasilającą kotły włączony jest zbiornik wyrównawczy wody zasilającej.

Zbiornik taki jest potrzebny, aby mieć możliwość zasilania kotła niezależnie od obciążenia turbiny zmienną ilością wody, począwszy od 0 aż do podwójnej normalnej ilości (według przepisów kotłowych), odpowiednio do stanu wody w kotle. Regulatory automatyczne poziomu wody, ustawione przy kotłach, mogą chwilami zupełnie przerwać zasilanie kotła, chwilami całkowicie otworzyć, strumień zaś kondensatu, płynący z turbiny przez podgrzewacze, jest równomierny, odpowiada zawsze obciążeniu i nie może ustać nawet wtedy, jeśli kotły nie potrzebują chwilowo zasilania. Zbiornik wyrównawczy zawiera dostateczną ilość kondensatu, aby wyrównać wahania zapotrzebowania wody zasilającej. Aby w przewodzie zasilającym nie tworzyła się para, zbiornik musi być utrzymywany pod ciśnieniem wyższym, niż ciśnienie pary w ostatnim podgrzewaczu przy przeciążeniu turbiny, zapomocą pary, doprowadzanej z kotła przez zawór redukcyjny. Gdy poziom wody w zbiorniku spada, wchodzi przez zawór więcej pary, gdy poziom się podnosi, — para się skrapla.

Przed uruchomieniem obiegu wody zasilającej, zawartość zbiornika musi być ogrzana do temperatury, odpowiadającej ciśnieniu doprowadzanej do zbiornika pary. W tym celu do dolnej części zbiornika wdmuchuje się parę przez dyszę, której używa się także przed napełnieniem zbiornika wodą do wydmuchania powietrza.

Podgrzewacze posiadają przewody okrężne z zaworem automatycznym, tak nastawionym, że

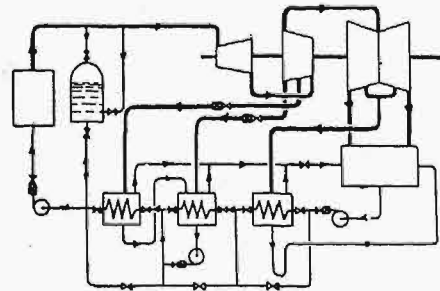
otwiera się, jeżeli opór tłoczenia przez podgrzewacz, t. j. spadek ciśnienia w podgrzewaczu, przekroczy pewną wielkość. Ma to na celu możliwość budowania podgrzewaczy dla ekonomicznego obciążenia turbiny z zastosowaniem racjonalnej szybkości kondensatu w rurkach podgrzewacza oraz pomp, obliczonych tylko na opory normalne, nie na przeciążenie, a więc posiadających lepszą sprawność. Gdy przy przeciążeniu turbiny wraz ze zwiększeniem ilości kondensatu zwiększy się opór przepływu przez rurki podgrzewacza, wówczas zawór w przewodzie okrężnym otwiera się, przepuszczając część kondensatu z pominięciem podgrzewacza, i opór ogólny przepływu zmniejsza się do wielkości normalnej. Obok tego przewód okrężny pozwala w razie zepsucia na całkowite wyłączenie podgrzewacza, który w tym celu posiada dwie zasuwy: na wejściu i na wyjściu wody.

W rurach do pobierania pary, prowadzących z turbiny do podgrzewaczy, wbudowane są obok zaworów odcinających, pozwalających na całkowite wyłączenie podgrzewaczy, także kłapy zwrotne, zapobiegające nagłemu powrotowi i uderzeniu skroplin pary grzejnej, jeżeli nie mogą być z jakichkolwiek powodów odprowadzone, albo też kondensatu w razie uszkodzenia rurek wodnych podgrzewacza.

Skropliny pary grzejnej z drugiego podgrzewacza odprowadzone są do pierwszego, a stąd spływają do pompy, która je tłoczy do kondensatu, opuszczającego pierwszy podgrzewacz.

Przestrzenie parowe podgrzewaczy muszą być odpowietrzone. W tym celu są połączone z kondensatorem zapomocą cienkich przewodów, przytem w miejscu przyłączenia do nasady podgrzewacza muszą być założone odpowiednie zwężenia, aby nie powodować strat pary. Odpowietrzenie to może być także dokonane zapomocą specjalnego smoczka powietrznego.

Rys. 12 wskazuje układ urządzenia z podgrzewaniem trzystopniowym kondensatu i turbiną trzykadłubową. Różnice w stosunku do schematu, przedstawionego na rys. 11, występują tylko w stopniu pierwszym. Mianowicie parę do pierwszego podgrzewacza pobiera się ze środkowej części obu połów kadłuba niskopięrznego, gdzie para jest już znacznie rozprężona, i ciśnienie jej wynosi ok. 0,3 at abs. Ze względu na tak małe ciśnienie w rurze, prowadzącej parę do podgrzewacza, nie można zastosować kłapy zwrotnej. Stosuje się tu



Rys. 12. Układ urządzenia z podgrzewaniem 3-stopniowym.

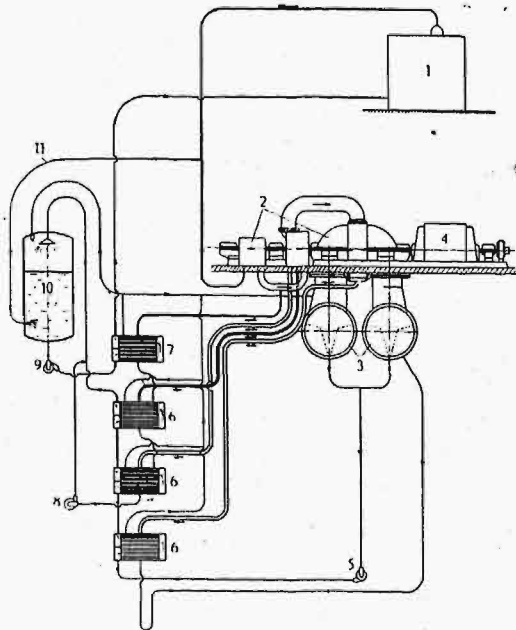
natomiast inne urządzenie, mianowicie odprowadzenie skroplin pary grzejnej z dolnej części przestrzeni parowej podgrzewacza bezpośrednio do kondensatora zapomocą rury o dostatecznym

przekroju, zaopatrzonej w syfon. Urządzenie to sprawia, że nawet największa ilość wody, jakiej można się spodziewać w razie zupełnego zepsucia się podgrzewacza, a więc całkowita ilość kondensatu, tłoczona przez pompę skroplinową, zanimby mogła dostać się do turbiny, już będzie odprowadzona do skraplacza ze względu na istniejącą różnicę ciśnień pomiędzy przestrzenią parową podgrzewacza a skraplaczem. Różnicę tę otrzymuje słuń wody w syfonie.

Skropliny pary grzejszej z trzeciego podgrzewacza odprowadzane są do drugiego, a stąd spływają do pompy, która je tłoczy do kondensatu, opuszczającego drugi podgrzewacz.

Zbiornik wyrównawczy przyłączony jest do przewodu zasilającego za trzecim podgrzewaczem, a więc również za ostatnim, jak i poprzednio z dwoma podgrzewaczami. Jest to już krańcowy wypadek takiego włączenia zbiornika, ze względu na wielkość oporów pompy skroplinowej oraz na wysokość ustawienia zbiornika wyrównawczego, która wzrasta wraz ze wzrostem temperatury kondensatu, znajdującego się w zbiorniku, aby zapewnić pompie zasilającej kotły ciągłość ssania.

Wreszcie na rys. 13 przedstawiony jest układ urządzenia z podgrzewaniem czterostopniowym i turbiną trzykadłubową. Na rysunku tym oznacza 1- kocioł, 2- turbinę, 3- kondensatory, 4- prądnicę. W urządzeniu tem zastosowany jest zbiornik wyrównawczy średnioprężny 10, włączony do przewodu zasilającego przed czwartym podgrzewaczem wysokoprężnym 7, a za trzema podgrzewaczami niskoprężnymi 6. Skropliny pary grzejszej z podgrzewacza pierwszego wracają przez syfon do kotła, z podgrzewacza zaś czwartego przechodzą kolejno przez trzeci i drugi, a stąd spływają do pompy 8, która je tłoczy do kondensatu, wychodzącego z podgrzewacza trzeciego. Pompa skroplinowa 5 tłoczy kondensat przez trzy podgrzewacze do zbiornika, a pompa zasilająca 9 tłoczy kondensat przez czwarty podgrzewacz do kotła. Zarówno zbiornik średnioprężny kondensatu, jak i przestrzenie parowe wszystkich podgrzewaczy, odpowietrzone są do kondensatora.



Rys. 13. Układ urządzenia z podgrzewaniem 4-stopniowym.

Powyższy zbiornik średnioprężny spełnia zasadniczo swoje zadanie tak samo, jak zbiorniki wyrównawcze w opisanych poprzednio urządzeniach, natomiast jest dogodniejszy w budowie i w ruchu, ze względu na niższe ciśnienie, możliwość niższego ustawienia, jeżeli chodzi o ciągłość ssania pompy zasilającej, gdyż zawiera kondensat nieograny jeszcze do najwyższej temperatury, wreszcie zbędność doprowadzenia pary z kotła przez zawór redukcyjny (przewód 11 służy do ogrzania zawartości zbiornika przy uruchomieniu).

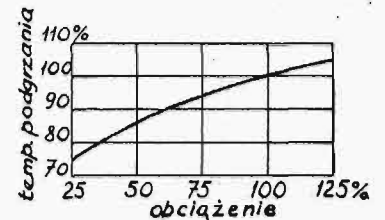
Przy wzmożonym zasilaniu kotła, gdy ilość kondensatu z turbiny nie wystarcza i pompa musi część kondensatu zabierać ze zbiornika, powiększa się ilość kondensatu tłoczonego przez czwarty podgrzewacz, skutkiem czego jest spadek podgrzania w tym podgrzewaczu.

Jeżeli zmniejsza się ciśnienie w zbiorniku, wówczas powiększa się różnica ciśnień, jaką ma pokonać pompa zasilająca. Nie spowoduje to żadnych zakłóceń, jeżeli wykonana jest ona z odpowiednim zapasem.

Powyższe urządzenie z podgrzewaniem czterostopniowym jest typowe dla instalacji nowoczesnej z dużą ilością podgrzewaczy.

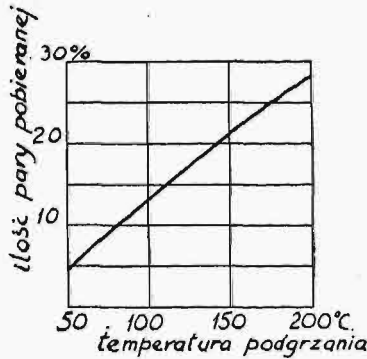
Dla uzupełnienia charakterystyki turbin z regeneracją ciepła, wskażemy na niektóre wykresy, odnoszące się do turbin trzykadłubowych, ale mające charakter ogólny. Wspomnieliśmy wyżej, iż temperatura podgrzania zmienia się wraz z ciśnieniem, panującym w miejscu pobierania pary, które znowu zależy od ogólnej ilości pary, a więc od obciążenia turbiny. Normalna temperatura podgrzania odpowiada normalnemu ekonomicznemu obciążeniu turbiny, ze wzrostem obciążenia temperatura podgrzania rośnie, ze spadkiem — maleje. Zmienność tę wskazuje rys. 14. Ponieważ w dość znacznym zakresie obciążenia całkowita ilość pary oraz ciśnienie w miejscach pobierania są w przybliżeniu proporcjonalne do obciążenia, zatem przebieg zmienności temperatury podgrzania w okolicy obciążenia 100% odpowiada prawie krzywej temperatur nasycenia. Np. jeżeli normalna temperatura podgrzania wynosi 170°C , co odpowiada ciśnieniu ok. 8 at abs., wówczas przy obciążeniu 75% powinna wynosić ok. 158°C , odpowiednio do ciśnienia 6 at abs., a przy obciążeniu 125% ok. 179°C , co odpowiada ciśnieniu 10 at abs., albo w odniesieniu do temperatury normalnej ok. 93% i 105%, jak też można odczytać z wykresu. Przy małych obciążeniach, całkowita ilość pary, a zatem i ciśnienie oraz temperatura podgrzania, zmniejsza się coraz wolniej.

Ze wzrostem temperatury podgrzania rośnie ilość ciepła, jakie trzeba odebrać od obiegu dla podgrzania kondensatu, czyli rośnie potrzebna ilość pary pobieranej w stosunku do całkowitej. Wykres tego wzrostu przedstawiony jest na rys. 15, nie ma on jednak charakteru ogólnego, gdyż zależy od



Rys. 14. Zmienność temperatury podgrzania z obciążeniem.

całego szeregu czynników. Oznaczając przez G_w i G odpowiednio ilość pary pobieranej i całkowitej, przez t_w średnią zawartość ciepła pary pobieranej, wreszcie przez t_w i t_0 średnią temperaturę podgrzania oraz temperaturę kondensatu, możemy napisać

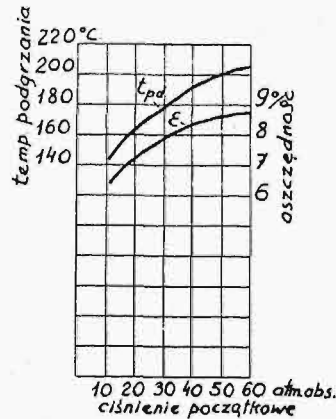


Rys. 15. Całkowita ilość pary pobieranej w zależności od temperatury podgrzania.

prostą zależność $G_w (t_w - t_w) = (G - G_w) (t_w - t_0)$, skąd wynika wprost $G_w : G = (t_w - t_0) : (t_w - t_0)$. Stosunek zatem $G_w : G$ rósłby wprost proporcjonalnie do podgrzania, gdyby średnia zawartość ciepła była stała. Ze wzrostem temperatury podgrzania i wzrostem ciśnień pary pobieranej, ta zawartość ciepła rośnie, chociaż znacznie wolniej niż temperatura. Z tego wynika, że stosunek ilości pary rośnie wolniej, niż wielkość podgrzania. Taki też charakter posiada wykres na wspomnianym rysunku.

Jako podstawa do porównania wyników osiągalnych w praktyce z obliczeniami teoretycznymi służyć może rys. 16, na którym przedstawiona jest temperatura podgrzania i oszczędność uzyskana w turbinach trykadłubowych z podgrzewaniem pięciostopniowym, a więc temperatura najwyższa możliwa i oszczędność największa, osiągalna w praktyce, w zależności od ciśnienia początkowego pary przy przegrzaniu 150°C. Wykres oszczędności z rys. 16 może być bezpośrednio porównany z rys. 2. z krzywą ϵ , wykresioną linią przerywaną. Stosunek wielkości praktycznych do teoretycznych wynosi przy ciśnieniach 20, 40, 60 at abs. odpowiednio ok. 75%, 70%, 66%, gdy stosunek temperatur podgrzania do temperatur nasycenia, odpowiadających ciśnieniu początkowemu, wynosi dla tych samych ciśnień ok. 68%, 66%, 64%. Widzimy stąd, że stosunek temperatur jest prawie stały, maleje nieco ze wzrostem ciśnień, co się tłumaczy stosowaniem podgrzewaczy o mniejszym stopniu wyzyskania, zaś stosunek oszczędności spada znacznie szybciej. Pochodzik to właśnie ze zmiany rozkładu miejsc pobierania pary, na co już zwróciliśmy uwagę poprzednio. Równomierność spadków temperatur, istniejąca przy pewnym ciśnieniu, zostaje naruszona przy podniesieniu ciśnienia początkowego, gdyż ciśnienia pierwszego i drugiego miejsca pobierania pary, a zatem i temperatury kondensatu za pierwszym i drugim podgrzewaczem, nie zmieniają się, a dla pozostałych podgrzewaczy podnoszą się, co powoduje, że przyrost temperatur podgrzania w dolnych podgrzewaczach w stosunku do górnych spada. Wraz z tem zmniejsza się

również udział dolnych stopni podgrzania w ogólnej oszczędności, a ponieważ udziały te w stosunku

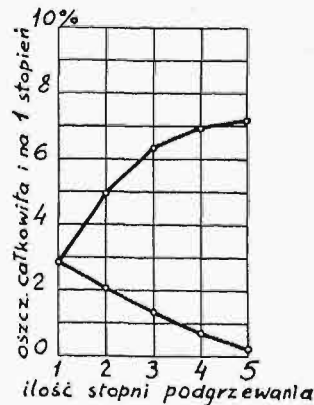


Rys. 16. Temperatury podgrzania i oszczędności przy podgrzewaniu 5-stopniowym.

do stopni górnych grają zawsze największą rolę, przeto ogólna oszczędność się zmniejsza.

Jak już mówiliśmy, nie stosuje się zazwyczaj piątego stopnia podgrzania, tak że powyższe wykresy przedstawiać mogą oszczędności graniczne, które można w najlepszym razie osiągnąć.

Ogólny obraz oszczędności, osiągalnych w nowoczesnych turbinach trykadłubowych, w zależności od ilości stopni podgrzewania, przy ciśnieniu początkowym pary 20 at abs. i przegrzaniu 150°C. przedstawia rys. 17. Wykreślona jest na nim oszczędność całkowita oraz oszczędność, przypadająca na każdy następny stopień, jak określiliśmy poprzednio przy opisie turbiny trykadłubowej. Porównanie rys. 17 z rys. 6 wykaże nam od razu znaczenie właściwego rozkładu miejsc pobierania pary. Wykresy rys. 6 wykonane były w założeniu, że możemy wybierać położenie miejsc pobierania pary zupełnie dowolnie, mogąc dla każdej ilości stopni podgrzania wypełnić warunek równomierności spadków temperatur. Wykres rys. 17 odnosi się zaś do wykonania praktycznego, w którym miejsc pobierania nie możemy wybierać dowolnie.



Rys. 17. Oszczędności osiągalne w nowoczesnych turbinach trykadłubowych.

Oszczędność 7,2%, którą można odczytać z wykresu rys. 16 zgadza się z odpowiednią rzędną wykresu rys. 17 dla 5 stopni podgrzewania.

(d. n.)

Hamowanie tary czy ładunku.

Napisał Inż. Aleksander Pawłowski.

Hamowanie ładunku wagonów towarowych, oprócz hamowania tary, jest konieczne na sieci kolejowej, posiadającej długie i znaczne spadki. Jako „znaczne”, w praktyce państw zachodnich uważane są spadki od 0,02 i wyżej. Żeby zapewnić bezpieczeństwo ruchu, siła hamowania powinna wynosić 10-krotną składową wagi pociągu, odpowiadającą danej pochyłości. Jeżeli pociąg składa się z wagonów zaopatrzonych tylko w hamulec na tarę, to niezbędna siła hamowania może nie być osiągnięta, i dlatego, żeby uniknąć dostawiania do danego pociągu wagonów próżnych w celu uzupełnienia ogólnej siły hamowania, jest wskazane hamować nie tylko tarę, lecz również i ładunek, względnie część tego ładunku.

W Stanach Zjednoczonych, gdzie materiał i wykonanie wyrobów metalowych jest tanie, a sprzęgła wagonów są sztywne, przyjęto zaopatrzyć każdy wagon towarowy w hamulec i wagonów towarowych zaopatrzonych tylko w rurki przelotowe koleje amerykańskie nie znają. Wszystkie wagony amerykańskie mają hamulce obliczone tylko na hamowanie tary, i tylko na 40% wagi tary. Tylko wagony o większej nośności, przewyższającej tarę 3 lub 4 razy, są zaopatrzone w hamulce nie tylko na tarę, lecz też na ładunek.

We Francji, która na południu i na wschodzie ma spadki przewyższające 0,02 i długie, wszystkie towarzystwa kolejowe zatrzymały się na tem, że tylko połowa taboru towarowego będzie zaopatrzona w hamulce. Przyjęto współczynnik hamowania dosyć znaczny: 70—85%. Tylko węglarki i platformy normalne o nośności 20 tonn i wyżej zaopatrzone będą w hamulce części ładunku. Północne i zachodnie koleje francuskie mają profil znacznie łatwiejszy, podobny do polskiego, lecz nie mogły się uchylić od liczenia się z warunkami obiegu ich wagonów na sieci południowej i południowo-wschodniej.

W kwietniu 1927 roku wszystkie towarzystwa kolejowe we Francji przyjęły jako podstawę zasady następujące:

1) Ilość wagonów hamulcowych powinna być taka, żeby przy zestawianiu pociągów nie było potrzeby przetaczania wagonów w celu ustawienia wagonów hamulcowych. Wyjątek z tej reguły stanowi umieszczenie wagonu hamulcowego w ogonie.

2) Przeciętny wagon kryty i platforma zwykle nie są naładowane całkowicie wedle swej nośności, więc w danym pociągu niema potrzeby hamowania ładunku, gdyż hamowanie tary wystarcza dla bezpieczeństwa ruchu.

3) Węglarki i platformy wielkiej nośności są przeważnie załadowane całkowicie, lub są próżne; dla tych wagonów potrzebny jest hamulec na ładunek, lecz nie całkowity, a tylko na pewną część ładunku.

Wychodząc z tych założeń, ustalono następujące normy uposażenia wagonów towarowych w hamulce West. Lu.

Rodzaj i nośność	Procent ilości wagonów (danej grupy nośności)			
	Z h a m o w a n i e m			Zaopatrzonych tylko w rurki przelotowe
	tylko tary	tary+50% ładunku	tary+70% ładunku	
10—15-tonnowe kryte . . .	60	—	—	40
20 tonn. węglarki i otwarte	—	50	—	50
20 „ platformy zwyczajn.	—	40	—	60
40 „ platformy długie	—	—	100	—
30 „ otwarte amerykańskie (z kółkami lanemi stalowymi) . . .	100	—	—	—
Wagony prywatne.	—	—	50	50
Breki	100	—	—	—

Z tego programu kolei francuskich najważniejsze jest, że:

1) 60% wagonów krytych otrzymuje hamulec tylko na tarę, a reszta — rurki przelotowe;

2) węglarki tylko w ilości 50% otrzymują hamulec na tarę i ładunek, i to ładunek nie pełny, lecz 50% ładunku.

W albumie rysunków wykonawczych hamulców towarowych sieci francuskiej systemu West. Lu., na wstępie albumu, umieszczony jest wykres, wskazujący, jakie wymiary cylindra hamulcowego odpowiadają różnym odsetkom ładunku, które chcemy ładować. Oto przykłady obliczenia:

1) weźmy wagon kryty typu ujednostajnionego sieci francuskiej, którego tara (T), wynosi 11,5 tonn.

Rozmiar cylindra, jak widać z wykresu, określa się przez warunek, że nacisk na klocki powinien się mieścić między $0,5 \times T$, a $0,85 \times T$, czyli w danym wypadku, między 5,7 tonn a 9,775 tonn. Z wykresu widać, że na to potrzeba wybrać cylinder o \varnothing 203 mm i że mnożnik przekładni w układzie drążkowym = 8.

2) Weźmy węglarkę, której normalna nośność wynosi 20 tonn, tara 10,2 tonn.

Dla hamowania tary, według wykresu, żeby nacisk (E) na klocki czynił zadość warunkowi $0,5 T \leq E \leq 0,85 T$, należy wybrać cylinder o \varnothing 203 mm i przekładnię drążków 7.

Pozostaje określić dane do hamowania ładunku w przewidzianej procentowej jego części. Koleje francuskie przyjęły tę część jako 50% ładunku, czyli w danym wypadku 10 tonn. Więc 10 tonn stanowi ten ładunek, który chcemy mieć możliwość hamować. Te 10 tonn oznaczymy przez L .

Wykres wskazuje, że w tym celu drugi cylinder systemu West. Lu. powinien mieć \varnothing 152 mm i że dodatkowy układ drążkowy powinien mieć przekładnię 1,9.

Te dwa cylindry dają razem nacisk na klocki (E)
 $0,5 (L + T) \leq E \leq 0,85 (L + T)$.

W tem równaniu \bar{L} nie oznacza całego ładunku, tylko część hamowaną.

3) Jeśli chodzi o platformy znacznej długości, w których koleje francuskie przyjęły hamowanie 70% ładunku, przy nośności 40 tonn i tarze 20 tonn, to szukamy na wykresie wymiarów cylindra do hamowania 20 tonn tary i cylindra do hamowania $\frac{70}{100} 40 = 28$ tonn ładunku.

Wykres albumu wykonawczego nie dowodzi, że zaczawszy od ładunku 10 tonn trzeba zawsze hamować ładunek, lecz daje wymiary, odpowiadające tej części lub całości ładunku, jaką, z różnych względów ogólnych, uważamy za właściwe poddać hamowaniu.

Jak widać z powyższych danych, w praktyce Stanów Zjednoczonych i Europy Zachodniej spotykamy stopniowanie hamowania względem tary i ładunków, a mianowicie:

1) mamy hamowanie wszystkich wagonów towarowych całej sieci, lecz tylko do wysokości 40% tary wagonu,

2) hamowanie całej tary, ale tylko w wagonach poniżej 20 tonn nośności,

3) hamowanie całej tary + części ładunku w wagonach o nośności 20 tonn i wyżej i wreszcie

4) hamowanie tary i całego ładunku w wagonach, których nośność przewyższa tarę 3—4-krotnie.

Jeżeli we Francji, której warunki hamowania, ze względu na spadki części sieci, są znacznie trudniejsze niż w Polsce, hamowanie części ładunku (nie całego) zaczyna się od nośności 20 tonn, to w Polsce, gdzie spadki na 0,9 sieci nie przewyższają 0,008, a te części sieci, które mają większe i dłuższe spadki, posiadają ruch ograniczony i przeważnie miejscowy i na ruch na liniach głównych nie wpływają, hamowanie ładunku może być stosowane tylko w wagonach posiadających nośność powyżej 20 tonn, a więc w węglarkach specjalnych (30 t) i w platformach specjalnych. Może byłoby wskazane zaopatrzyć pewien procent wagonów krytych, węglarek i platform o nośności 20 tonn w hamulec dla części ładunku, oprócz tary. Jaki procent taboru o nośności 20 tonn należy mieć możliwość hamować na część ładunku, i jaką mianowicie część, to trzeba bliżej rozpatrzyć i zdecydować, lecz zaopatrywanie wszystkich wagonów hamulcowych w hamulec dla ładunku, i to pełnego, jak to przewiduje Ministerstwo Komunikacji, w rozesłanych Warunkach Ofertowych, jest zbędne. Pozostałe kategorie wagonów towarowych, nie licząc wagonów większej nośności, mogą być zaopatrzone w hamulce tylko na tarę.

Hamulce tylko na tarę, w warunkach ruchu polskiej sieci, wystarczają, żeby osiągnąć niezbędny przeciętny wysoki współczynnik hamowania całego pociągu i dostatecznie krótką odległość hamowania, nawet w razach nadzwyczajnych.

Hamowanie ładunku w całości umożliwia system Kunze-Knorra. Ta jednak właściwość systemu Kunze-Knorra nie powinna przeszkadzać rozwiązaniu sprawy wyboru systemu w sposób niezależny od tego jednego systemu. Jest to sprawa ogólnych warunków ruchu, o których już mówiliśmy, i sprawa różniczkowania właściwości technicznych systemów.

Większą rolę niż hamowanie ładunku ma w danym pociągu stosunek liczby wagonów hamulcowych do liczby przelotowych. Lepiej jest podnieść procent wagonów hamulcowych z hamowaniem tylko tary, niż utrzymać mniejszy procent i hamować ładunek w wagonach naszej przeciętnej nośności, tembardziej, że przeciętna nośność na całej naszej sieci jest obliczana w statystyce ruchu jako 15 tonn, a nie 20 tonn, która odpowiada nośności nowych, budowanych obecnie wagonów.

Czy decyzja Ministerjum Komunikacji, żeby wszystkie wagony hamulcowe były hamowane na ładunek, jest oparta na obliczeniach i wywodach konkretnych, czy też jest przypadkowa, — na to odpowiedź jest otwarta.

Wyżyskanie wagonów w wielu okręgach sieci polskiej nie jest dosyć intensywne i nigdy niem być nie może, więc lepiej jest mieć wszędzie większą ilość wagonów hamulcowych. Tylko na głównych liniach (magistralnych), po których kursują wagony z pełnym ładunkiem, lub próżne, jest właściwym mieć możliwość hamowania części ładunku. Uwaga ta stosuje się też do wymiany z zagranicą. Wszak niema przepisu, że nie może być wysłany zagranicę wagon ładowny, zaopatrzony tylko w rurkę przelotową, a tembardziej tylko w hamulec na tarę. Nie mamy żadnej potrzeby robić hamulec na ładunek dla zagranicy, tembardziej, że tranzyt nasz na sieciach zagranicznych nie jest znaczny, a w razie jego zwiększenia można będzie temu zaradzić. Niemcy ponosiły chętnie znaczne straty na ustawianiu ruchomych rurek przelotowych w wagonach zagranicznych, byle te wagony przyciągnąć na swoją sieć.

Mając dostateczną ilość wagonów z hamulcem na tarę, możemy zawsze osiągnąć należytą siłę hamowania w całym pociągu, o ile nie składa się on z samych pełnoładownych węglarek lub platform.

Większa ilość wagonów hamulcowych, choć o mniejszej sile hamowania, pozwala rozłożyć energię hamowania w całym pociągu równomiernie i otrzymać skutek hamowania spokojny. Natomiast obecność w pociągu wagonów próżnych z hamulcem choćby na część ładunku, o ile hamulec ładunku nie będzie w porę wyłączony, może prowadzić do hamowania kół szlizerowych i do szarpnięć pociągu. Te względy mają w Polsce większe znaczenie niż gdzieindziej, ponieważ nasz personel w niektórych dyrekcjach ustępuje pod względem rozwoju intelektualnego personelowi obcych krajów.

Ważnym argumentem, przemawiającym na korzyść hamowania ładunku tylko w wagonach większej nośności i ograniczenia się w innych do hamowania tary, jest wzgląd na to, jaki efekt ogólny przy hamowaniu ładunku daje ten i ów system.

Przy projektowaniu wyposażenia całego parku wagonowego danej sieci kolejowej, nie można omijać pytania, jaki efekt przeciętny ogólny daje hamowanie pociągu zapomocą danego systemu hamulców w porównaniu z innymi systemami.

Ze źródeł pochodzących od firmy Kunze-Knorra (broszura inż. Rödera) wiadomo, że firma ta oblicza energię hamowania przy średnim skoku tłoka:

w wagonach próżnych — jako 75 — 80% wagi wagonu
w wagonach z ładunkiem — jako 45 — 55% wagi wagonu

Doświadczenia zaś wykazały (Duchâtel, Guillemain), że zamiast pierwszych dwóch cyfr, należy przyjąć przeciętną 68%, a zamiast dwóch drugich — tylko 35%. Szczególnie zastanawiająca jest ta ostatnia cyfra.

Jeżeli skutek właściwości systemu daje on energję hamowania równą tylko 35% wagi tary i ładunku, to zachodzi pytanie, czy warto ponosić ofiary na taki system w warunkach naszej sieci. Trudno nie spostrzec, że system Westinghouse'a, będąc znacznie tańszym, działa przy hamowaniu ładunku daleko skuteczniej, a więc że część wagonów danego pociągu, z hamulcem Westinghouse'a, hamowanych na ładunek, da, w ogólnym obrachunku na dany pociąg, energję hamowania nie mniejszą, niż hamowanie na ładunek wszystkich wagonów z hamulcem Kunze-Knorra.

Dalsze rozwijanie ilości wagonów hamulcowych jest sprawą przyszłości. W Szwajcarii zamierzone jest uposażenie 85% całego taboru, w Niemczech 60%, w Polsce Ministerstwo Komunikacji przewiduje obecnie 50%. Ta norma mogłaby słusznie być zwiększona kosztem oszczędności w hamowaniu ładunku.

Przechodzę do omówienia sprawy szybkości biegu pociągu.

Na kolejach francuskich szybkość pociągów towarowych jest niekiedy większa, niż w Niemczech przy hamulcach automatycznych. W jesieni 1929 roku szybkość przepisowa była następująca:

Na sieci kolei de l'Est:	
szybkość normalna (vitesse type) maximum	45 km/h
„ maximum absolue	50 „
Na sieci kolei du Nord:	
szybkość normalna (vitesse type) maximum	50 „
„ maximum absolue	75 „

Na kolei Południowej szybkość jest jeszcze większa, i w pociągach dowożących nowalje (les primeurs) do Paryża dochodzi do 80 km (max.) na godzinę.

To też koleje francuskie, w obliczeniach zysków eksploatacji z powodu wprowadzenia hamulców Westinghouse'a w ruchu towarowym, nie oczekują zwiększenia kilometrażu obrotu wagonu i parowozu i redukcji liczby potrzebnych wagonów i lokomotyw, jak to przewiduje nasze Ministerstwo Komunikacji. O ile mi wiadomo, Ministerstwo Komunikacji ocenia, że szybkość obecna 35—40 km/h podniesie się do 55 km/h max.; tymczasem we Francji szybkość bez hamulców automat. bywa obecnie wyższa. Ta okoliczność powinna być zdyskontowana i prowadzi do wniosku, że nawet w razie zwiększenia zamierzonej szybkości można nie uciekać się do hamowania ładunku. Nie można powiedzieć, że koleje francuskie dopuszczają większe ryzyko, niż niemieckie. Według „Livret de la Marche du Ch. de Fer de l'Est (in 4^e o 580 stronnicach), można sprawdzić, czy w szybkości jest dopuszczona nieostrożność.

Niemcy nie wyzyskują konsekwencji konstrukcji hamulców K. K., to jest możliwości hamowania ładunku, i rozwijają w ruchu pociągów towarowych, wyposażonych w hamulec K. K., mniejszą szybkość przeciętną, niż koleje francuskie w niektórych pociągach o ręcznym hamulcu. Ta okoliczność nie może być pomijana milczeniem w Polsce, kiedy chodzi o wybór systemu i połączone z tym

wyborem koszty, które od systemu do systemu różnić się mogą o wiele dziesiątków milionów złotych. Inżynierowie francuscy zwracają uwagę na to, że w czasie wojny Stany Zjednoczone dostarczyły Francji swoje wagony ze starym hamulcem Westinghouse'a, wozili w nich wojska i nie mieli przytem trudności i wypadków. Wskazują dalej, że pociągi towarowe kolei Południowej, dostarczające z południa do Paryża nowalje, chodzące z szybkością sięgającą 80 km/h, są złożone z wagonów o jednym cylindrze Westinghouse'a, ze starym trójzaworem.

Uwagi te wymagają jednak komentarzy. Pociągi, o których mowa, były i są krótkie. W Polsce zaś chodzi o hamowanie pociągów towarowych długich.

Omówiłem wpływ szybkości na potrzebę hamowania ładunku, pozostaje mi omówić wpływ przeciętnej nośności wagonu towarowego i składu pociągów.

W Polsce wagony kryte posiadają przeciętną nośność statystyczną większą niż we Francji, mianowicie obecnie 15 tonn, podczas kiedy we Francji przeciętna jest 10 tonn. Nie uważam za właściwe brać za punkt wyjścia nośności konstrukcyjnej 20 tonn, na którą są obecnie budowane nasze wagony. Większa nośność jakgdyby skłaniała do hamowania w Polsce nie tylko tary, lecz i ładunku.

Nie można jednak brać nośności w oderwaniu od przeciętnej szybkości, która jest u nas mniejsza niż we Francji i będzie mniejsza, o ile przeciętna nośność zwiększy się. Uwzględniając, że w Polsce będziemy mieli zawsze przewagę ładunków masowych i że przeciętna nośność statystyczna jest i będzie większa, niż takąż nośność we Francji, mamy rację pewną część wagonów 20 tonnowych, lecz bynajmniej nie wszystkie, zaopatrzyć w hamulec na część ładunku, t. j. zaopatrzyć w drugi cylinder Westinghouse'a, o ile zatrzymamy się na tym systemie.

Co do długości pociągu, to nie potrzebujemy w obliczeniu energii hamowania iść dalej niż Francja i Niemcy. W Niemczech pociągi zwykłe towarowe mają przepisowy skład maximum 120 osi, a pociągi złożone z próżnych węglarek — 150 osi. Skład 200 osi był próbnym składem doświadczeń międzynarodowych, lecz, pomimo że stanowi jeden z 38 warunków U. I. C., nie stanowi ideału, do którego w normalnych warunkach ruchu i siły pociągowej parowozów dążyć należy. Wyjątkowe nasze szlaki z wyczerpaną zdolnością przepustową nie mogą być motywem decydującym o wyborze systemu hamulców dla całej sieci. Nie zawsze będzie nam brakowało drugich torów, rozjazdów i systemu blokowania, t. j. warunków, które pozwalają puszczać częściej krótkie pociągi, zamiast rzadziej długie. Przecież puszczenie krótkich pociągów, a szybkich i często jest przeważnym dążeniem transportu kolejowego najbardziej rozwiniętych sieci kolejowych. Zresztą nawet u nas nikt chyba nie będzie woził pociągów złożonych z 200 osi z szybkością 55 km/h. Albo krótkie i szybkie, albo długie i powolne pociągi, — a w obu razach hamowanie w Polsce ładunku w każdym wagonie hamulcowym jest zbytkiem i stratą.

W Niemczech, a tembardziej w krajach górz-

stych, gdzie często są używane lokomotywy-popychacze, hamowanie ładunku może i musi być uzyskane. W Polsce popychacze są wielką rzadkością i będą coraz większą.

Polska nie ma jeszcze dosyć rozwiniętych przewozów wewnętrznych, nietranzytowych. Z pogłębieniem obrotów rynku wewnętrznego, co jest nieuniknione, zwiększą się znacznie te przewozy, i coraz więcej dawać się będzie uczuć potrzeba rozróżnienia grupy przewozów wewnętrznych i krótkobieżnych od tranzytowych i dalekobieżnych. Dla tego też wagony o ładowności 15 tonn będą potrzebne, a wagony te dosyć jest uposażyć w jeden tylko cylinder do hamowania tary. Takie są przewidywania we Francji i Belgji, pomimo że te dwa państwa, obok ruchu tranzytowego do portów, mają dojrzały ruch wewnętrzny i krótkobieżny. Nie jest zrozumiałe, dlaczego te dwa kraje mogły uznać za potrzebne mieć dwie grupy wagonów hamulcowych (na tarę tylko i na tarę plus ładunek), a Polska miałaby wszystkie wagony uposażyć w hamulec na tarę plus ładunek. Jeżeli pójdziemy za przykładem Francji i Belgji (t. j. w kierunku normalnego rozwoju przewozów), to w całkowitem uposażeniu parku wagonowego system Westinghouse'a z jednym cylindrem da znaczną oszczędność.

Wobec powyższych warunków, w Polsce nie mamy powodu zaopatrywać wagonów poniżej 20 tonn nośności w hamulec na ładunek, ani też zaopatrywać w ten hamulec wszystkich wagonów 20-tonnowych.

W miarę podnoszenia się przeciętnej nośności statystycznej, czyli realnej, w miarę powiększenia przeciętnej szybkości biegu pociągu, co może nastąpić z powodu wprowadzenia na wielkiej ilości szlaków blokowania i z powodu zmniejszenia składu pociągów, — będziemy mieli, jeśli zajdzie potrzeba, możliwość i czas zaopatrzyć większą ilość wagonów 20-tonnowych w hamulec na ładunek, a także zmienić na większe cylindry hamulców na ładunek, które obecnie byłyby ustawione.

Nie powinniśmy przeto ponosić zbędnych kosztów na inwestycję hamowania ładunku wszystkich wagonów hamulcowych, co jest połączone z przyjęciem systemu K. K., i powinniśmy skorzystać z oszczędności pod tym względem, jaką zapewnia przyjęcie systemu West. Lu.

Zastosowanie tylko niezbędnego hamowania do obecnego stanu taboru i warunków ruchu oraz stopniowe zwiększanie zdolności hamulcowej wagonów i pociągów, w miarę istotnej potrzeby, powinno być zasadniczym punktem wyjścia w programie inwestycji hamulcowych. Wszak nawet hamulec Kunze-Knorra, w razie dalszego wzrostu

nośności, nie wystarcza i wymaga dodatkowego cylindra do obecnego cylindra skomplikowanego, podwójnego.

Oprócz tego, posiadanie hamulca na ładunek w każdym wagonie hamulcowym, jak to projektuje M. K. w Warunkach Ofertowych, zawiera w sobie niebezpieczeństwo, mianowicie niebezpieczeństwo hamowania ładunku nawet wtedy, kiedy jego niema. Żeby tego nie było, personel kolejowy musi dbać o „regulowanie” zapomocą ustawienia odpowiedniej rękojeści. Jeżeli tego zaniecha, to może nastąpić zbyt silne hamowanie, czyli szarpanie pociągu i ślizgowe tarcie obręczy o szyny, a więc nieprodukcyjne zużycie taboru. To znaczy, że hamowanie ładunku powinno być traktowane jako konieczność, ograniczona do istotnej potrzeby.

Waga kompletu hamulców systemu K. K. z hamowaniem ładunku, jako nieodzownej jego funkcji, jest o 120 kg większa niż hamulca jednocyndrowego systemu Westinghouse'a. Dopiero z dodaniem drugiego cylindra Westinghouse'a, mianowicie cylindra do hamowania ładunku, komplet West. waży nieco więcej niż K. K.

Nie jest racjonalne wożenie w każdym wagonie zwiększonej o 120 kg tary, gdy jest ona technicznie zbędną, i oprócz tego ponoszenie z tego powodu większego wydatku powietrza sprężonego.

Wszystkie te względy decydowały o wyborze systemu hamulców West. dla Francji i Belgji.

Zwracam jeszcze uwagę na to, że koleje francuskie, zanim przyjęły projekt wprowadzenia zespolonych hamulców towarowych, wysłały w końcu roku 1926 do Niemiec specjalną komisję do zbadania tam stanu kolejnictwa i specjalnie sprawy hamulców. Komisja, w składzie 9 inżynierów i specjalistów kolejowych z inż. Pellarin na czele, złożyła sprawozdanie z podróży 13 stycznia 1927 r. Sprawozdanie to posiadam. Francja przeprowadziła badania i zdecydowała o wyborze o 11 lat później, niż Niemcy, — w spokojnej, powojennej atmosferze i — wszechstronnie, ponieważ miała do wyboru cztery systemy. Niemcy, decydując tę sprawę w roku 1916, kierowały się pod względem technicznym tak zwanym „Programem Berneńskim” z roku 1909, zawierającym 25 punktów; francuskie koleje powzięły decyzję już po odbytych w szerokim zakresie próbach w roku 1926, czego wynikiem było przyjęcie przez Francję systemu Westinghouse'a.

Mamy dostateczne powody uwzględniać decyzję Francji i Belgji w niemiejszym stopniu niż Niemiec i Szwecji, która system K. Knorra przyjęła w r. 1919, kiedy inne systemy nie istniały, lub były mało znane i nie miały sankcji międzynarodowej.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

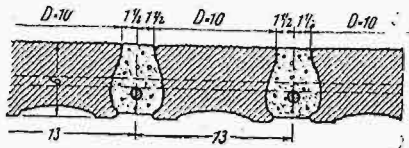
BUDOWNICTWO.

Konstrukcja monolitowa ze szkła, żelaza i betonu.

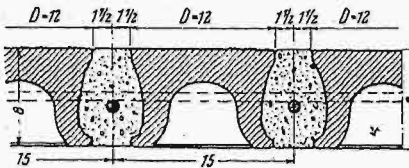
Jedną z głównych zasad nowoczesnej architektury jest konieczność możliwie najbogatszego oświetlenia wnętrza; tej zasadzie zawdzięczamy powstanie całego szeregu nowych sposobów szklenia okien i krycia dachów, z których

bezwątpienia najbardziej zasługuje na uwagę system, polegający na zabetonowaniu w płycie żelbetowej okrągłych elementów szklanych o wysokości równej grubości płyty. (Okrągłe elementy są z tego względu lepsze od prostokątnych, że naprężenia pierwotne, powstające przy stygnięciu masy, równomierniej się rozdzielają w bryłach cylindrycznych niż w prostopadłościennych).

Na rys. 1 i 2 pokazany jest przekrój płyty z zabetonowaniem w niej elementami szklanymi pełnymi i wydrążo-



Rys. 1.
Przekrój płyty z pełnymi elementami szklanymi.



Rys. 2.
Przekrój płyty z wydrążonymi elementami szklanymi.

nemi w środku. Na rys. 3 widzimy, że taki element ma powierzchnię górną nasiekaną w celu zabezpieczenia od ślizgania przy chodzeniu, a jego powierzchnia boczna jest żłobkowana dla lepszego związania z betonem.



Rys. 3.
Widok elementu szklanego.

Rys. 4 przedstawia wykonanie próbnej płyty. Pomiedzy ustawionymi na szalowaniu rzędami szkieł ułożono w 2 kierunkach pręty uzbrojenia. Beton nakładany jest kielnią, upychany specjalnym prętem i wreszcie wygładzany powierzchniu szcztką.

Ponieważ ciężar szkła wynosi $2,5 \text{ g/cm}^3$, a żelbetu $2,4 \text{ g/cm}^3$, więc przy użyciu pełnych szkieł nie spowodujemy przyrostu ciężaru w porównaniu z jednolitą płytą żelbetową, przy zastosowaniu zaś szkieł wydrążonych, ciężar płyty zmniejszy się, podobnie jak to zachodzi w stropach pustakowych.

Próby na przepuszczanie światła wykazały, że elementy szklane przepuszczają 95 do 98% światła, zależnie od zabarwienia, przytem przepuszczalność jest najlepsza przy lekkim zabarwieniu zielonkawem.

Nieprzepuszczalność wody jest zależna od gatunku betonu i staranności wykonania; naogół wypadki przepuszczania wody nie są znane. Aby jednak zupełnie zabezpieczyć się od przesiąkania wody, wypełnia się betonem przestrzenie pomiędzy szkami tylko do 1—2 cm poniżej górnej po-



Rys. 4. Wykonywanie płyty szklano-żelazo betonowej.

wierzchni szkieł, nakładając powyżej betonu masę uszczelniającą, jak asfalt i t. p.

Tęgo rodzaju konstrukcję ze szkła-żelazobetonu, stosuje się z wielkim powodzeniem zarówno do pokryć dachowych, jak i do stropów nad podziemiami, tunelami, garażami i t. p. (rys. 5 i 6).

Przy większych rozpiętościach należy stosować konstrukcję sklepienia łukowego lub też kopuły (rys. 7 i 8).

Konstrukcja szklano-żelazobetonowa jest monolitem, jak każda inna konstrukcja żelbetowa.

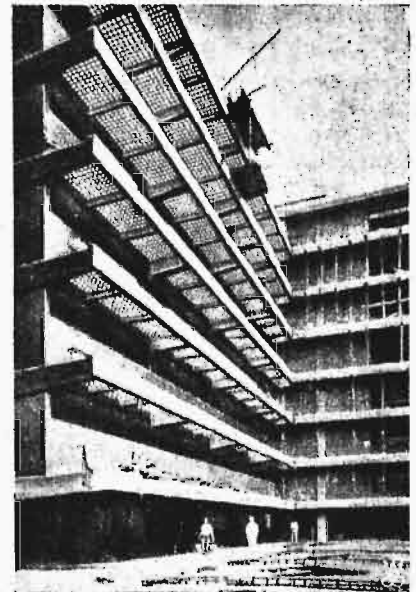
Przy próbach zginania nie było wypadku, aby element szklany oddzielił się od betonu, nawet przy specjalnem wybijaniu szkieł z płyty nie udało się rozłączyć ich z betonem.

Pomimo znacznych naprężeń t. zw. pierwotnych, wskutek nierównomiernego stygnięcia płynnej masy, posiadają elementy szklane wytrzymałość o wiele większą niż beton, a mianowicie wytrzymałość na ściskanie prostopadłościąnow z szkła $5 \times 5 \times 10 \text{ cm}$ wynosi według Grafa 4500 kg/cm^2 , wytrzymałość na zginanie próbek o szerokości 10 cm sięga od 308 do 642 kg/cm^2 .

Po przekroczeniu granicy wytrzymałości następuje przy ścisaniu zupełne rozkruszenie się próbek.

Spółczynnik sprężystości różnych gatunków szkła przy ścisaniu i zginaniu wynosi $624\text{--}856 \text{ t/cm}^2$, średnio $700\text{--}750 \text{ t/cm}^2$. Przy odciążaniu próbek nie zauważono odkształceń trwałych. Stwierdzono, że współczynnik sprężystości nie zależy od naprężenia i że wobec tego szkło jest tworzywem podległym prawu Hooke'a aż prawie do granicy wytrzymałości. Krzywa naprężeń na wykresie przy próbie jest linią prostą nawet przy wysokich naprężeniach, co jest wybitną cechą tworzywa kruchego.

Należy więc unikać uderzeń, a prócz tego przestrzegać staranności w wykonaniu szkła-żelazo-betonu, aby w miejscach połączenia z betonem obciąże-

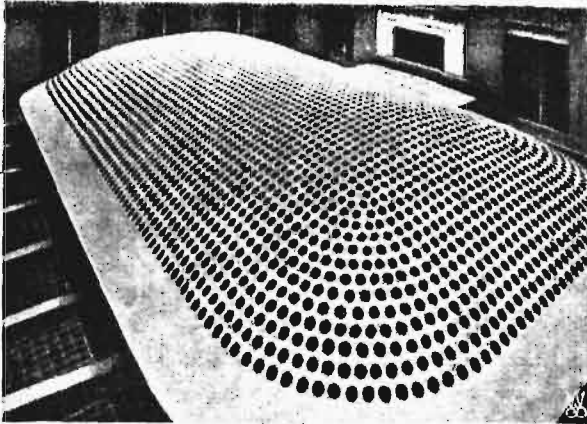


Rys. 5. Przykład zastosowania płyt szklano-żelazo-betonowych.



Rys. 6. Strop szklano-żelazo-betonowy.

nie przekazywane było na całą powierzchnię szkieł, a nie na oddzielne punkty.

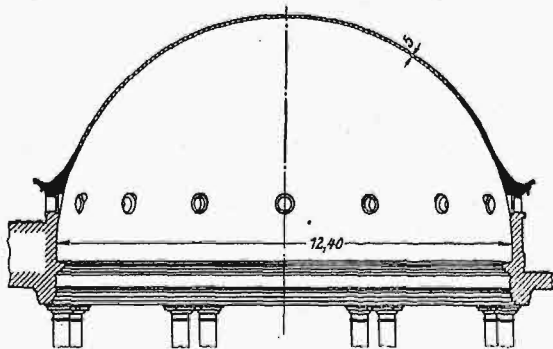


Rys. 7. Sklepienie szklano-żelazo-betonowe.

Spółczynnik rozszerzalności cieplnej szkła wynosi 0,8 do $0,9 \cdot 10^{-5}$, jest przeto prawie taki sam, jak betonu. Nie należy więc spodziewać się dodatkowych naprężeń przy zmianie temperatury.

Natomiast działanie skurczu betonu na szkło nie jest jeszcze dostatecznie wyjaśnione i wymaga nowych doświadczeń.

Elementy szklane wydrążone od spodu nadają się bardziej do kopuł i powierzchni o podwójnej krzywiznie, gdzie dzięki naprężeniom we wszystkich kierunkach nie podlegają zginaniu. Przy płytach lub sklepieniach, w których przebiegają naprężenia jednokierunkowe, lepiej jest stosować szkła pełne.



Rys. 8. Kopuła ze szkła-żelaza-betonu.

Przy obliczeniach można przyjąć dla strefy ściskanej współczynnik sprężystości jako średni pomiędzy E_b i E_s , z uwzględnieniem ilości szkła w ogólnej powierzchni konstrukcji.

Specjalna teoria obliczenia statycznego szkła-żelaza-betonu nie jest jeszcze ustalona; jeśli go obliczać jak jednolity żelbet, to konstrukcja będzie pracowała naogół z większym współczynnikiem bezpieczeństwa, niż to jest w rzeczywistości. (Beton u. Eisen, zes. 6 1930 r.).

ELEKTROTECHNIKA.

Elektryczność w gospodarstwie domowym w osiedlu Römerstadt.

W październiku 1928 r. w osiedlu Römerstadt pod Frankfurt n. M. oddano do użytku 1220 mieszkań, które posiadają wyłącznie kuchnie elektryczne (moc 5,4 kW) oraz zasobniki gorącej wody o pojemności 80 l (moc 950 W). Ze względów budowlanych, dano w każdym mieszkaniu tylko jeden zasobnik gorącej wody, obsługujący wspólnie i kuch-

nię i łazienkę, jakkolwiek ze względu na oszczędność prądu byłoby lepiej, gdyby były dwa zasobniki osobne.

Osiedle to, obywające się zupełnie bez gazu („gasfreie” Siedlung) wywołało daleko nawet poza granicami Frankfurtu bardzo rozbieżne opinie.

Ostatnio urzędy m. Frankfurtu: wodny, elektryczny, gazowy, budowlany, maszynowy poddały tę sprawę szczególnemu badaniu i poglądy swe ujęły w pisemne sprawozdanie, które tu (za notatką inż. Fr. Mörtzsch'a w ETZ, kwiecień 1930) w streszczeniu przytoczymy.

Po przedstawieniu motywów, któremi powodowano się, stosując wyłącznie ciepło otrzymywane z prądu elektrycznego, znajdujemy w tem sprawozdaniu opis urządzeń elektrycznych, zainstalowanych w mieszkaniach, oraz dane, dotyczące przewidywanego rozchodu prądu.

Dane co do światła zostały ustalone na podstawie pomiarów z r. 1924, zaś dotyczące gotowania obliczono, biorąc za podstawę, że zużycie energii przez rodziny dwuosobowe wyniesie 1 kWh, trzyosobowe 0,95 kWh i czterosobowe 0,90 kWh na osobę. Co się tyczy prądu zużywanego do kąpieli, to przyjęto założenie, że każda osoba pobiera jedną kąpiel tygodniowo, 4,5 kąpeli miesięcznie, — do tego dochodzi 20% na wodę potrzebną do kuchni, przyczem zakłada się rozchód ciepłej wody w lipcu o 25% mniejszy, a w sierpniu o 33% mniejszy, niż w innych miesiącach.

Taryfa na prąd w Römerstadt została ustalona w ten sposób, że konsument płaci za pewną określoną ilość rozchodowanego prądu 45 fen. za 1 kWh. Po przekroczeniu tej ilości pobieranego prądu, konsument płaci za 1 kWh 10 fen. w ciągu dnia, zaś 5 fen. w nocy (od godz. 22 do 6-ej). Żadnych innych dopłat, ani opłat za dzierżawę licznika nie pobiera się.

Dokładna statystyka potwierdziła w zupełności zgodność wartości osiągniętych w praktyce z temi, zgóry założonemi.

Znaleziono mianowicie, że rozchód prądu na dzień i głowę wynosił:

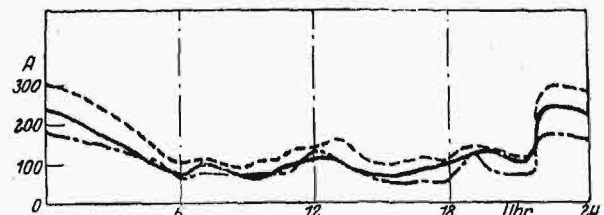
Rodzina	dwuosobowa kWh	trzyosobowa kWh	czterosobowa kWh	pięciosobowa kWh
Prąd na światło .	0,38	0,25	0,19	0,15
„ do gotowania	0,96	0,81	0,77	0,72
„ nocny . . .	2,25	1,54	1,35	1,08

Dla mieszkań trzypokojowych otrzymano niższe cyfry na głowę.

Rachunki przeciętne miesięczne wynosiły:

rodziny dwuosobowej	18,49 mk. niem.
„ trzy „	20,00 „ „
„ cztero „	23,38 „ „
„ pięcio „	24,75 „ „

Rachunki te są mniej więcej takie, jak w miejscowościach pod Frankfurtem, zaopatrzonych w gaz. (Najnowsza statystyka, obejmująca dane za pełny okres roczny, wykazała dalsze jeszcze obniżenie kosztów elektryczności o około 15%).



Rys. 1. Wykres obciążeń elektrowni.

— . — październik 1928 r.
— — — listopad 1928 r.
— — — styczeń 1929 r.

Godny uwagi jest wpływ takiego rozchodu prądu na pracę elektrowni. Bez zastosowania elektryczności do go-

spodarstwa domowego osiedle Römerstadt mogłoby mieć roczne spożycie ok. 0,2 milionów kWh; obecnie zaś, gdy wszystkie mieszkania pobierają prąd, oczekuje się odbioru około 2,8 milj. kWh. Ponieważ przytem obciążenie rozkłada się w czasie w sposób dogodny dla elektrowni, przeto należy przypuszczać, że wszystkie pokładane nadzieje sprawdzają się.

Mieszkańcy osiedla Römerstadt tymczasem tak się oswoili z zaletami kuchni elektrycznej i zasobników gorącej wody, że nigdy już tych udogodnień nie zechcą się wyrzec.

METALOZNAWSTWO.

Wpływ rozm. związków chemicznych na glin *).

21) Kwas cytrynowy. Przy wyrobie tego kwasu używa się glinu ze względu na nieszkodliwość jego soli. Ma on zastosowanie również w wyrobie soli musujących, jak cytrynian magnezu i t. p.

22) Oleje spożywcze i tłuszczowe. Kwasy zawarte w tłuszczach i olejach spożywczych nadgryzają glin b. poważnie; mimo to glin jest używany ze względu na nieszkodliwość jego soli w produktach spożywczych.

23) Octan etylowy nie działa na glin, gdy jest wolny od wody. Małe domieszki HNO_3 i H_2SO_4 nie wpływają ujemnie.

24) Dwuchlorek etylowy nie ulega hydrolizie i może być przechowywany w naczyniach glinowych.

25) Kwasy tłuszczowe, jak oliwne, palmowe i t. p., nie wpływają na glin do temp. 300° , o ile zawierają trochę wody; gdy wody w nich brak, to reakcja zaczyna się w niższych temperaturach.

26) Formaldehyd czysty na glin nie działa, natomiast domieszka benzaldehydu lub kwasu mrówczanego powoduje niszczenie glinu.

27) Kwas mrówczany działa mocno na glin, nawet wtedy, gdy występuje jako zanieczyszczenie w innych substancjach.

28) Kwasy owocowe działają w pewnym stopniu na glin. Jest on jednak pospolicie używany w tej gałęzi przemysłu, ze względu na nieszkodliwość soli glinowych. (Ciekawy jest fakt, że przy konserwowaniu świeżych ananasów korozja zachodziła znaczna, dodatek zaś cukru zapobiegał jej w zupełności).

29) Benzyna dobrze rafinowana i bez zanieczyszczeń nie działa na glin.

30) Żelatyna i klej. Glin jest pospolicie używany w tym przemyśle; jest on jednym z nielicznych metali, które mogą być używane przy wyrobie żelatyny spożywczej, od której wymaga się specjalnie czystości.

31) Czysta gliceryna nie działa na glin.

32) Kwas solny mocno rozpuszcza glin.

33) Siarkowodór nie działa na glin, nawet w wyższych temperaturach.

34) Jod działa na glin najmniej intensywnie ze wszystkich halogenów.

35) Kwas mleczny zachowuje się względem glinu podobnie jak octowy. Obecność chlorków podnosi jego aktywność, obecność zaś innych domieszek nie wpływa szkodliwie na glin. Mleko, kwaśne mleko i cukier mleczny (lactosa) nie powodują korozji.

36) Rtęć nie zwilża glinu, jednak z rozpoczęciem się amalgamacji niszczenie metalu postępuje szybko, zwłaszcza w powietrzu wilgotnym.

37) Kwas azotowy reaguje na glin w zakresie stężenia od 20 do 40%, powyżej i poniżej tej koncentracji

działanie na glin zmniejsza się i przy 99% HNO_3 korozji praktycznie nie zachodzi. Przy stężeniach powyżej 50%, żadnych trudności nie napotymano; kwas rozcieńczony nawet w temperaturach wyższych na glin nie oddziałuje. Obecnie domieszki zwiększają aktywność kwasu, szczególnie jod, który może trafić do HNO_3 przy wyrabianiu go z saletry chilijskiej.

38) Gazy tlenków azotowych sprzedaje się w naczyniach glinowych, mimo że glin w pewnym stopniu ulega ich działaniu.

39) Kwas szczawiony. Badania laboratoryjne wykazały, że kwas szczawiony działa na glin; w przemyśle zaś są często używane instalacje z glinu do tego kwasu z dobrym skutkiem.

40) Paraldehid nie działa na glin.

41) Fenol, krezol i natole nie działają na glin nawet w wyższych temperaturach, o ile nie są zupełnie bezwodne, w wypadkach zupełnego odwodnienia reakcja w wyższych temp. zachodzi energicznie.

42) Wszystkie kwasy fosforowe niszczą glin.

43) Kwas pikrynowy stopiony nie działa na glin, rozpuszczony — reaguje.

4) Przy produkcji chlorku potasu glin znajduje zastosowanie.

45) Kwas salicylowy i salicyłaty są sprzedawane w naczyniach glinowych, glin jednak musi być stosowany bardzo czysty.

46) Mydło niszczy powoli glin, ale mały dodatek krzemianu sodu zmniejsza lub wstrzymuje reakcję.

47) Węglan sodu o niskim stężeniu nie działa na glin; wysokoprocentowy i przy wyższej temperaturze reaguje gwałtownie. Odpowiednia jego mieszanina z krzemianem sodu może być stosowana jako środek do czyszczenia.

48) Chlorek sodu. O wpływie tego składnika na glin niema ustalonego zdania; w praktyce naczynia glinowe są używane przy wyrobie chlorku sodowego.

49) Siarka na glin nie działa, nawet w wysokich temperaturach.

50) Dwutlenek siarki i kwas siarkawy. Tylko roztwór wodny powoduje słabą korozję, naogół glin wpływom SO_2 i H_2SO_3 nie ulega. Ma to duże znaczenie w przemyśle wulkanizacyjnym i gumowym.

51) Kwas siarkowy. Rozcieńczony i przy zwykłej temperaturze nie działa na glin; wpływ jego wzrasta jednak ze wzrostem temperatury i stężenia. H_2SO_4 zostaje zredukowany do H_2 , SO_2 , S i nawet H_2S , zależnie od stężenia i temperatury. Kwas dymiący do temp. 120° na glin nie działa.

52) Kwas taninowy wywołuje korozję glinu.

53) Kwas winowy wyżera glin. Aparatura glinowa jest jednak używana w wyrobie kwasu winowego, ze względu na nieszkodliwość soli glinowych dla organizmu. Racemat kwasu winowego na glin nie wpływa.

54) Terpentyna na glin nie działa.

5) Lakier. Oleje i kwasy używane na lakiery nie działają na glin nawet w podniesionych temperaturach, w których odbywa się praca. Trzeba uważać, aby metal miał odpowiednią wytrzymałość. To samo można powiedzieć o żywicach.

56) Woda. Czysta (dystylowana) nie działa na glin; działanie wody naturalnej jest zależne od ilości i jakości domieszek. Zdecydować, czy nadaje się glin na instalację do wody zwykłej, można dopiero po zbadaniu danej wody i przeprowadzeniu prób. (Chem. and Metall. Engg., 1929, str. 543—545. P. V. Faragher).

*) Dokończenie do str. 445 w zesz. 21 z r. b.