

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

## TREŚĆ:

Spirytusowe mieszanki napędowe (c. d.). Badania przeprowadzone przez Profesorów Politechniki Warszawskiej K. Taylora i W. Iwanowskiego.  
 Spawanie elektryczne żelaza w budownictwie i mostownictwie (c. d.), nap. Stefan Bryła.  
 Wzory Clerc'a i Clapeyron'a, nap. L. Karasiński.  
 Obliczanie zaworów bezpieczeństwa (dok.), nap. Dr. Inż. A. Langrod.  
 Przegląd pism technicznych.  
 Nowe wydawnictwa.  
 Kronika.  
 Sprawozdania i prace Polskiego Komitetu Energetycznego.

## SOMMAIRE:

Les carburants à base d'alcool pour les moteurs d'automobile (suite), recherches exécutées par M. M. K. Taylor et W. Iwanowski, Professeurs à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.  
 Soudure électrique dans la construction des ponts et des bâtiments (à suivre), par M. St. Bryła.  
 Calcul des poutres sur plusieurs appuis au moyen des formules Clerc et Clapeyron, par M. L. Karasiński.  
 Calcul des soupapes de sûreté (suite et fin), par M. A. Langrod, Dr., Ingénieur.  
 Revue documentaire.  
 Bibliographie.  
 Informations diverses.  
 Bulletin du Comité Polonais de l'Energie.

## Spirytusowe mieszanki napędowe.<sup>\*)</sup>

Badania przeprowadzone przez Profesorów Polt. Warsz. K. Taylora i W. Iwanowskiego.

### Próby silnikowe.

Punktem zasadniczym przy opracowywaniu naszego paliwa była możliwość stosowania go w dotychczasowych silnikach samochodowych bez żadnych zasadniczych zmian konstrukcyjnych. Nie chodziło zatem o znalezienie warunków najlepszych dla pędzenia silnika mieszanką spirytusową, czyli że nie mieliśmy na celu opracowania typu silnika, przystosowanego specjalnie do mieszanek. Po pierwszych próbach silnikowych okazały się wszakże konieczne pewne zmiany. Jednak są one tak nieznaczne, że dają się skutecznie minimalnym kosztem i zachodem. Najważniejszą zmianą w silniku jest zwiększenie otworu dyszy paliwowej karburatora. Jest to zrozumiałe, ze względu na konieczność większego dopływu mieszanki, jako paliwa o mniejszej wartości opałowej. Pomimo, że wartość opałowa mieszanki jest mniejsza od wartości opałowej benzyny o około 15%, to jednak średnicę dyszy powiększamy zaledwie o 3 — 4%, czyli, licząc na przekrój, o 6—8%. Zapotrzebowanie powietrza do spalania benzyny teoretycznie wynosi około  $11,5 \text{ m}^3/\text{kg}$ , do spirytusu zaś tylko  $6,5 \text{ m}^3/\text{kg}$ , dlatego też i przy pędzeniu mieszanką możnaby zmniejszyć przekrój dyszy powietrznej. Najłatwiej sprawa regulacji dopływu paliwa daje się rozwiązać w karburatorze Forda systemu Holley, gdyż przekrój otworu dyszy paliwowej można ręcznie wyregulować każdorazowo zapomocą iglicy, przymykającej otwór dyszy paliwowej.

Mieszankę spirytusową można znacznie wyżej sprężyć niż benzynę (do 9 — 10  $\text{kg}/\text{cm}^2$ , sam spirytus do 13 — 14  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ) bez obawy przedwczesnego zapalenia się gazu w cylindrze, temperatura bowiem samozapłonu benzyny wynosi 350—420° C, a spirytusu 514°, co odbija się korzystnie na spraw-

ności cieplnej ( $\eta_i$ ), gdyż  $\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^k - 1}$ ,

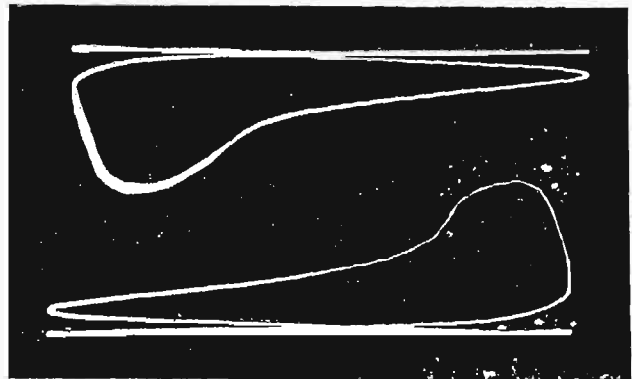
gdzie  $\epsilon =$  stopień sprężania  $= \frac{V_c + V_h}{V_c}$ ,

$V_c =$  objętość przestrzeni dawkowej,

$V_h =$  objętość skokowa cylindra  $= \frac{\pi D^3}{4} \cdot S$ ,

$D =$  średnica cylindra,

$S =$  skok.



Rys. 1. Wykres ind. silnika Renault, zasilanego mieszanką spirytusową, przy pozostawieniu zapłonu, jak do benzyny.

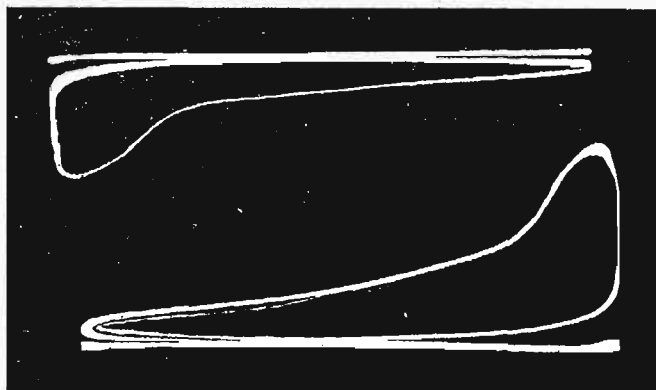
Spirytus, a zatem i mieszanka spirytusowa, spala się znacznie wolniej niż benzyna; dlatego też trzeba mieszankę zapalać znacznie wcześniej przed zwrotnym punktem, niż benzynę (kąąt przedzwrotnego zapłonu wynosić powinien około 40° na korbie). Ponieważ współczesne silniki samochodowe mają magneta z przestawianym punktem zapłonu, kwestija ta nie sprawia żadnych trudności.

Powyżej umieszczony wykres indykatyrowy silnika (rys. 1) wykazuje zapłon bardzo opóźniony, pozostawiony taki, jakiego wymagała benzyna. Utażone ciepło parowania ( $S$ ) jest trzy razy większe dla spirytusu niż dla benzyny, mianowicie wynosi

<sup>\*)</sup> Ciąg dalszy, do str. 29 w Nr. 3 z r. b.

odp. 220 i 74, również i ciepło właściwe ( $c$ ) dla spirytusu jest wyższe (0,54) niż dla benzyny (0,5). Zachodzi więc obawa, że nie cały spirytus w mieszance z powietrzem zdąży wyparować, a pozostanie w stanie ciekłym, należy więc dodać ciepła z zewnątrz, aby spirytus całkowicie wyparował i nie skraplał się. Dlatego też przy pracy z mieszankami spirytusowymi korzystnym jest nagrzewanie powietrza doprowadzanego do karburatora (powyżej  $100^{\circ}\text{C}$ ) lub podgrzewanie mieszanki w przewodzie pomiędzy karburatorem i zaworem wlotowym, aby temperatura zewnętrznej ścianki tego przewodu wynosiła  $25 - 35^{\circ}\text{C}$ . Wiele współczesnych silników posiada to urządzenie do podgrzewania nawet dla benzyny (C. W. S. II, Chrysler, Citroën, Minerva). Również z powodu wyższego ciepła utajonego parowania i ciepła właściwego spirytusu cały proces spalania mieszanki odbywa się przy niższych temperaturach. Doświadczenia wykazały, że i temperatura zasysanej mieszanki w końcu suwu zasysania jest znacznie niższą ( $65^{\circ}\text{C}$ ) dla spirytusu niż dla benzyny ( $125^{\circ}$ ). Wpływa to korzystnie na sprawność objętościową (zasysanie). Ciężar zasysanej mieszanki jest większy, co wpływa dodatnio na moc silnika, wskutek większego  $S$  i niskiej temperatury wrzenia spirytusu.

Ponieważ ciężar właściwy mieszanki, jak zaznaczono, wynosi około 0,8 (benzyna 0,72 — 0,75), więc zaleca się w pewnych wypadkach obciążenie pływaka w karburatorze, szczególnie wtedy, gdy nie można dobrać b. dokładnie dyszki z odpowiednim otworem dla mieszanki. Ciężar pływaka na-



Rys. 2. Wykres ind. silnika Renault zasilanego benzyną. Obciążenie 100 %

leży zwiększyć w stosunku do ciężarów właściwych mieszanki do benzyny, t. j. 0,82 do 0,73. Zasadniczo można się jednak bez tego obyć, dobierając odpowiedni przekrój dyszy paliwowej.

Próby silnikowe należy podzielić na dwa rodzaje:

1. na stacji próbnej
2. szosowe i raidowe.

#### Próby na silnikach stałych \*)

Stacja próbna w początkowym okresie prób posiadała tylko hamulec Prony'ego, którym była mierzona moc silnika. Następnie została uruchomiona prądnicą prądu stałego z wahającym się polem magnetycznym, pracująca jako dynamometr.

\*) Wykonane w Centralnych Warsztatach Samochodowych M. S. Wojsk. w Warszawie.

Wytwarzany prąd zamieniany był na ciepło w oporniku wodnym (roztwór  $\text{Na}_2\text{CO}_3$ ). Znając długość ramienia hamulca, albo ramienia prądnicę, na którym zawieszano odpowiedni ciężar, oraz mierząc każdorazowo (co 2 minuty) liczbę obrotów



Rys. 3. Wykres ind. silnika Renault zasilanego mieszanką spirytusową. Obciążenie 100 %

zapomocą dokładnego obrotomierza, mogliśmy wyliczyć otrzymywaną moc według wzoru:

$$\text{Moc } N = 0,001396 Q l n \text{ KM}$$

gdzie  $Q$  — obciążenie ramienia w  $\text{kg}$ ,

$l$  — długość ramienia w  $m$ ,

$n$  — liczba obrotów na minutę.

Próby na rozchód paliwa wykonywano w sposób następujący: zbiornik zasilający silnik paliwem posiadał szkło cechowane podziałkami. Po nalanu do zbiornika mieszanki, względnie benzyny, puszczałyśmy silnik w ruch, obciążając go maksymalnie, względnie do  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  lub  $\frac{3}{4}$  normalnego obciążenia, i obliczaliśmy czas, w przeciągu którego silnik zużywał pewną określoną ilość paliwa. Znając moc, wyliczaliśmy rozchód paliwa na konia w godzinę, oprócz tego zdejmowane były wykresy indykatorowe zapomocą manografu (indykatora lusterkowego) Charpentier. Wykresy były fotografowane. Rysunek 2 przedstawia wykres silnika Renault czołgowego, zasilanego benzyną, rysunki 3 i 4 — tegoż silnika przy użyciu spirytusu, przy pełnym obciążeniu i prawidłowym zapłonie.

Temperatura wylotowa wody chłodzącej wynosiła  $70^{\circ}\text{C}$ .

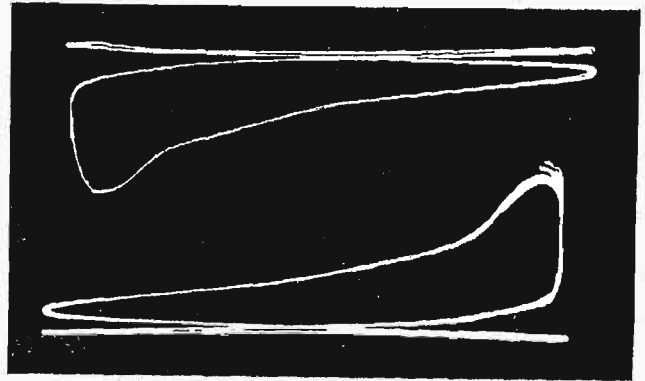
Na stacji próbnej były próbowane następujące czterocylindrowe silniki, świeżo naprawione, lecz nie nowe (oprócz Forda):

	$\epsilon$ stopień sprężenia	$D$ średnica cylindra w $\text{mm}$	$S$ skok w $\text{mm}$	$n$ liczba obrotów	Całkowita objętość skokowa w litrach
Renault (czołgowy)	4,65	95	160	1500	4,536
Dodge	3,85	98,5	116	1500	3,535
Ford	3,93	95,25	101,6	1300	2,895

Wszystkie te silniki odznaczają się stosunkowo dość niskim stopniem sprężania w porównaniu do współczesnych, wybrane zostały umyślnie typu najbardziej rozpowszechnione w kraju, o niskim  $\epsilon$ , poniżej 5. Rzecz prosta, o ile dałyby wyniki zadawalniające, to można jeszcze lepszych spodziewać się po silnikach o wysokim  $\epsilon$ , gdyż

wtedy wydajność pracy z jednostki ciepła mieszanki musi być wyższą. Silniki Dodge i Ford dały dobre wyniki pod względem mocy i rozchodu paliwa, wykazały bowiem mniejszy, względnie ten sam rozchód mieszanki, jak i benzyny. Jednak w silniku czołgowym Renault różnica na korzyść benzyny wynosi od 10 do 20%, t. j. że objętościowo rozchód mieszanki jest o taki procent wyższy. Wynik osiągnięty jest zupełnie niespodziewany, przypisać go należy niekorzystnym warunkom, w jakich silnik ten pracował (ręczne podtrzymywanie regulatora przy pracy, dławienie mieszanki, zbyt ni luź w tłokach, powodujący nieszczelności i zmniejszający wysokość sprężania, oraz karburator niedokładnie wyregulowany dla mieszanki). Próby te muszą być jeszcze powtórzone. Silnik Forda pracował na mieszance bardzo dobrze, zwłaszcza przy niepełnym obciążeniu, wykazując o 4 — 12% mniejszy rozchód mieszanki niż benzyny, przy pełnym zaś obciążeniu wykazał większy rozchód. Szczególnie korzystną okazała się mieszanka D — 2, nawet przy pełnym obciążeniu. Ponieważ silnik w biegu obciążony jest stale mniej aniżeli wynosi jego moc maksymalna, którą silnik wydobywa jedynie przy

dużej szybkości i złych drogach, lub na dużych wzniesieniach, więc też przypuszczalny rozchód mieszanki w samochodach powinien być nie więk-



Rys. 4. Wykres ind. silnika Renault zasilanego mieszanką spirytusową, przy całkow. obciążeniu.

szy niż benzyny, a nawet może nieco mniejszy. Doświadczenia szosowe i raidowe potwierdziły te przypuszczenia najzupełniej.

(d. n.).

## Spawanie elektryczne żelaza w budownictwie i mostownictwie.<sup>1)</sup>

Napisał Stefan Bryła.

### IV. Zasady obliczenia połączeń spawanych.

#### a) Na rozciąganie i ściskanie.

Niech przekrój poprzeczny spojenia ma powierzchnię  $F_s$ , wytrzymałość materiału na rozciąganie  $R_r$ , wytrzymałość materiału elektrody (na rozcz.)  $R_{rs}$ , to wytrzymałość spojenia będzie  $F_s R_{rs}$ , zaś siła, jaką spojenie bezpiecznie może przenieść (przy 4-krotnej pewności)

$$S = F_s k_{rs} = F_s \cdot \frac{R_{rs}}{n} = \frac{F_s R_{rs}}{4}$$

gdzie  $k$  oznacza naprężenie dopuszczalne.

Niech  $k_{rs} = \alpha k_r$ , to może być  $\alpha \geq 1$ . Dla wszelkiej pewności, należy przyjmować  $\alpha < 1$ , o ile wszystkie próby nie dadzą lepszego wyniku. Przyjmając można średnio w naszych warunkach  $k_{rs} = 800 \text{ kg/cm}^2$ , czemu odpowiada  $\alpha = \frac{2}{3} = 0,67$ , przy mniej wprawnych spawaczach — jeszcze mniej. Decydować mogą jedynie próby, które należy wykonać przed każdą budową.

Ażeby móc wyzyskać cały przekrój prętów łączonych, należy albo osiągnąć  $\alpha = 1$  (bardzo dobre spawanie), albo oprócz styku czołowego dać przykładki (por. niżej), albo zwiększyć  $F_s$  talk,

aby  $F k_r = F_s k_{rs}$ , więc aby  $F_s = \frac{1}{\alpha} F$ . Dla  $\alpha = \frac{2}{3}$  otrzymamy zatem  $F_s = 1,5 F$ , co oznacza odpowiednie zgrubienie szwu, stosowane zresztą niechętnie. W każdym z tych wypadków będzie wyzyskany cały przekrój.

Tak samo przeprowadza się obliczenie na ściskanie.

Przy połączeniu nitowanym, mamy zawsze osłabienie przekroju nitami, a więc  $\alpha' < 1$ , przyczem  $\alpha'$  waha się w granicach 20 — 30%, czasem nawet do 40% i wyżej.

#### b) Na ścinanie.

Dla zniszczenia połączenia wedle rys. 7 i 8, muszą ulec ścięciu szwy na długości  $(a + a_1 + a_2) = A$ , i to — przyjmując nałożenie metalu wedle trójkąta — najprawdopodobniej w płaszczyznach  $m'$ . Wtedy, — przy wszystkich szwach równych — naprężenie dopuszczalne 1 cm b. szwu prostokątnego, symetrycznego na ścięcie

$$w_s = m' k_{ss} = 0,7 m k_{ss}$$

zaś najw. siła:

$$S = (a + a_1 + a_2) w_s = A \cdot 0,7 m k_{ss}$$

a stąd

$$A = \frac{S}{0,7 m k_{ss}} = \frac{S}{w_s}$$

Przyjmając można, co potwierdzają doświadczenia:

$$k_{ss} = 0,8 k_{rs}$$

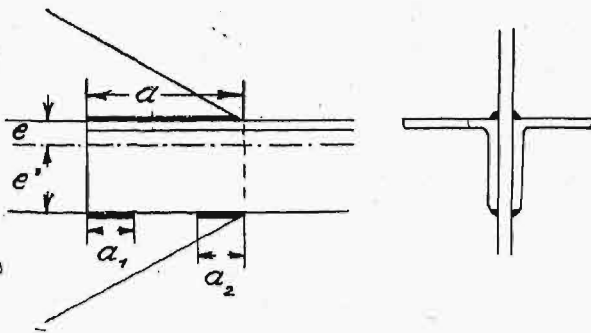
więc dla

$k_{rs} = 950 \text{ kg/cm}^2$	$k_{ss} = 750 \text{ kg/cm}^2$	(Belgijczycy)
$k_{rs} = 875$	$k_{ss} = 700$	"
$k_{rs} = 800$	$k_{ss} = 650$	(Humphrey <sup>1)</sup> )
$k_{rs} = 750$	$k_{ss} = 600$	(McKibben i Blenus <sup>2)</sup> )
$k_{rs} = 625$	$k_{ss} = 500$	"

<sup>1)</sup> Railway Age, 1922.

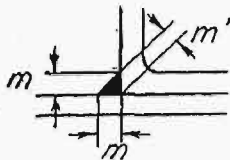
<sup>2)</sup> The Welding Engineer.

<sup>\*)</sup> Dalszy ciąg do str. 175 Nr. 9 z r. b.



Rys. 7.

Cyfry najniższe przyjmować należy przy robotniku niedostatecznie wprawnym. Zresztą decydująco mogą jedynie próby, które bezwarunkowo należy przeprowadzić przed przystąpieniem do każdej budowy.



Rys. 8.

kg/cm b.).

$m =$	4	5	6	7	8	9	10	12	14	mm
$k_{ss} = 500$	140	175	210	245	280	315	350	420	490	kg/cm b.
600	168	210	252	294	336	378	420	504	588	"
650	182	227	273	318	364	410	455	546	637	"
700	196	245	294	343	392	441	490	588	686	"
750	210	262	315	367	420	472	525	630	735	"

W naszych warunkach, przy spawaczach średnich, przyjmować można  $k_{ss} = 600 \text{ kg/cm}^2$ , przy dobrych dojść można do  $k_{ss} = 750 \text{ kg/cm}^2$ .

Podany powyżej sposób obliczenia jest najprostszy i najbardziej rozpowszechniony, nie zupełnie jednak racjonalny. Doświadczenia wykazały bowiem, że szwy mniejsze, t. j. o przekroju mniejszym, posiadają wytrzymałość (w  $\text{kg/cm}^2$ ) większą, niż szwy większe, i że wytrzymałość zmienia się mniej więcej wedle linii prostej, o ogólnym kształcie

$$k_s = (k_0 - a m) \text{ kg/cm}^2.$$

Biorąc na mocy doświadczeń za podstawę, przy bardzo dobrych spawaczach, dla szwu 6 mm  $k = 750 \text{ kg/cm}^2$ , dla szwu 12 mm  $600 \text{ kg/cm}^2$ , otrzymamy, według tego wzoru, na naprężenie dopuszczalne wartość:

$$k_s = (900 - 25 m) \text{ kg/cm}^2,$$

czemu odpowiada wytrzymałość szwu prostokątnego symetrycznego (na 1 cm b.):

$$w_s = (900 - 25 m) m \times 0,7 = k_s m' \text{ kg/cm b.}$$

Przy gorszych spawaczach, przyjmując można

$$k_s' = 0,8 k_s, \text{ oraz } w_s' = 0,8 w_s, \text{ a wtedy}$$

$$k_s' = 0,8 k_s = (720 - 20 m) \text{ kg/cm}^2,$$

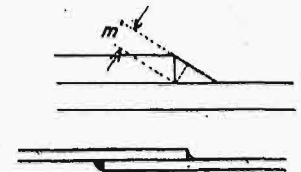
$$w_s' = 0,8 w_s = (720 - 20 m) m \cdot 0,7 \text{ kg/cm b.}$$

U nas należałoby obecnie stosować wartości  $k_s'$  i  $w_s'$ .

Stąd wynikają następujące wartości:

$m$	$m' = 0,7 m$	$k_s$	$w_s$	$k_s' = 0,8 k_s$	$w_s' = 0,8 w_s$
4 mm	2,8 mm	800 $\text{kg/cm}^2$	224 $\text{kg/cm b}$	640 $\text{kg/cm}^2$	179 $\text{kg/cm b}$
5	3,5	775	271	620	218
6	4,2	750	315	600	252
7	4,9	725	355	580	284
8	5,6	700	392	560	314
9	6,3	675	425	540	340
10	7,0	650	455	520	364
12	8,4	600	504	480	403
14	9,6	550	528	440	422

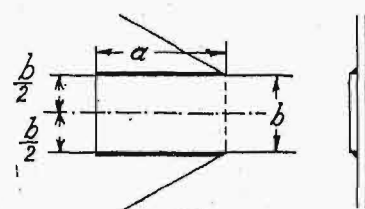
Jeżeli szew nie jest prostokątny symetryczny, to za podstawę wytrzymałości i naprężenia dopuszczalnego na 1 cm b. wziąć należy odpowiednią najmniejszą grubość szwu  $m'$ , por. rys. 9. Wychodząc ze wzoru  $w_s = k_s m' \text{ kg/cm b.}$ , otrzymamy wtedy:



Rys. 9 i 9-a.

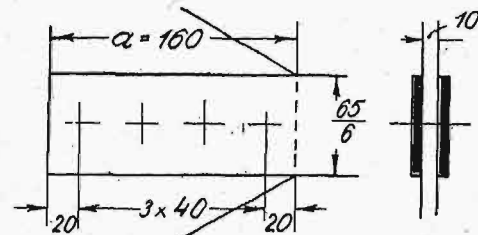
$m'$	$w_s$	$w_s'$
3 mm	237	190
4 "	302	242
5 "	340	272
6 "	411	329
7 "	455	364
8 "	490	392
9 "	516	413
10 "	542	434

Zaznaczyć należy, że im szew jest dłuższy, tem wytrzymałość jego na 1 cm b. jest też mniejsza. Również szew  $a_1$  (rys. 7) nieść będzie mniej, niż



Rys. 10.

szew  $a_2$ . Stopień tego zmniejszenia usuwa się narażenie z pod możności określenia z powodu niedostatecznej ilości doświadczeń. Objaw ten zresztą spotykamy i przy połączeniach nitowanych.



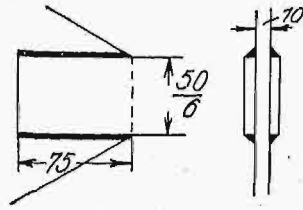
Rys. 11-a.

Przy tej samej szerokości  $m$ , rozróżnić można szwy normalne i szwy lekkie (rys. 9a). Przy nito-



waniu na zakładkę, połączenie na jeden szew normalny i jeden lekki jest niewiele słabsze od połączenia na oba szwy mocne. Dokładnych danych pod tym względem dotąd niema.

Przy przekrojach, których oś ciężkości leży w środku szerokości pręta, np. płaskownika, należy robić połączenie również symetryczne (rys. 10), a więc obustronnie szew ciągły (co skraca długość zakładki), lub obustronnie przerywany. Przy przekrojach, których oś ciężkości odchyła się od środka szerokości pręta, należy długości szwów po obu stronach dostosować do położenia osi ciężkości.



Rys. 11-b.

Weźmy pod uwagę np. kątownik (rys. 7), to długość  $a$  powinna być  $a = \frac{e'}{e} (a_1 + a_2)$ , albo

$$a = A \frac{e'}{b} = \frac{(a + a_1 + a_2)e'}{e + e'}, \quad a_1 + a_2 = A \cdot \frac{e}{b},$$

$$\text{zaś dla } a_1 = a_2, \quad a_1 = \frac{1}{2} A \frac{e}{b}.$$

Niektóre firmy zwiększają dla pewności każdą z długości  $a$  o pewną wielkość. Np. jedna z firm amerykańskich\*) zwiększa  $a$  o pół cala ang. = 12,7 mm. Jest to jednak zbyt duże, jeżeli przyjmie się odpowiednie naprężenie dopuszczalne.

Można zastąpić szew jeden, np.  $a$  o szerokości innej, np.  $m \times m$ , a szwy  $a_1$  o szerokości innej, np.  $m' \times m'$  lub  $m' \times m'$ . Wtedy wzory te nieco się przekształcają. Korzystne, aczkolwiek wogóle kłopotliwe do przeprowadzenia, może być np. w kątownikach zastosowanie szwów o wymiarach dobranych do położenia środka ciężkości.

## V. Oszczędność w stosunku do konstrukcji nitowanych.

Weźmy pod uwagę pręt wyciągany o wytrzymałości 7200 kg, a składający się z dwu płaskowników (rys. 11a). Przekrój netto każdego z nich wynosić musi  $\frac{7200}{1200 \times 2} = 3,0 \text{ cm}^2$ , a więc przy grubości 6 mm szerokość netto  $\frac{300}{6} = 50 \text{ mm}$ . Przytwierdzając je nitami o średnicy np. 12 mm, musimy zatem zastosować płaskowniki  $(50 + 12) \times 6 = 62 \times 6$ , a ze względu na wymiary handlowe  $65 \times 6 \text{ mm}$ , o powierzchni  $6,5 \times 0,6 = 3,9 \text{ cm}^2$ .

Nity są dwucięte; każdy z nich niesie na ścinanie 2040 kg, na ciśnienie na ściankę dziury przy grubości blachy węzłowej np. 10 mm 2160 kg, zatem potrzebna ilość nitów  $\frac{7200}{2040} \approx 4$ , zaś długość  $a = 2 \times 20 + 3 \times 40 = 160 \text{ mm}$  (co najmniej 145 mm).

Inne rozmieszczenie nitów doprowadziłoby do powiększenia szerokości płaskownika.

Przy zastosowaniu spawania, użyjemy dwu szwów (rys. 11b). Przyjmując naprężenie dopuszczalne szwu na ścinanie bardzo niskie,  $w' =$

$252 \text{ kg/cm}^2$  otrzymamy potrzebną długość tegoż  $a = \frac{7200}{2 \times 2 \cdot 252} = 7,2 \text{ cm} = 72 \text{ mm} \approx 75 \text{ mm}$ . Wymiary zaś płaskowników będą  $3,0 \text{ cm}^2 = 50 \times 6 \text{ mm}$ .

W danym wypadku uzyskujemy zatem dwukrotnie oszczędność na materiale, raz przez zmniejszenie przekroju płaskowników w stosunku  $\frac{5}{6,5}$ , co stanowi oszczędność 23%, powtórnie przez zmniejszenie długości blachy węzłowej, a może nawet jej zupełne opuszczenie.

W większej konstrukcji stosunek ten będzie przedstawiał się inaczej. W każdym razie oszczędność uzyskuje się z następujących powodów:

1. Potrzebne przekroje prętów są znacznie mniejsze z powodu nieuwzględniania dziur na nity, powtórnie zaś z powodu zmniejszenia ciężaru własnego konstrukcji. Można np. stosować kątowniki  $20 \times 20 \times 4$ , niedopuszczalne w konstrukcjach nitowanych.

2. Blachy węzłowe, przykładki, kątowniki i t. p. części, odgrywające w konstrukcji pośrednią rolę łączników, częściowo otrzymują znacznie mniejsze wymiary, częściowo zaś odpadają zupełnie.

3. Odpada potrzeba precyzyjnego projektowania połączeń, a tem samem wielki nakład pracy rysunkowej w biurze.

4. Odpada dokładne trasowanie konstrukcji w warsztacie. Części spajane mogą nie przystawać do siebie; owszem, dopuszczalny jest odstęp, normowany przedewszystkiem ilością zużywanego materiału elektrody.

5. Robota warsztatowa zmniejsza się bardzo (odpada np. wiercenie otworów nitowych i t. d.).

6. Szybkość wykonania jest znacznie większa; zaś do spawania wystarczy mniejsza ilość ludzi niż do nitowania.

7. Spojenie można wykonać w warunkach, w których nitowanie jest utrudnione, lub nawet niemożliwe, z powodu np. braku przystępu. Tylko w bardzo rzadkich wypadkach zaistnieć może wypadek przeciwny, gdy spojenie będzie kłopotliwe do wykonania.

8. Wreszcie podkreślić należy, że późniejsze wzmocnienie konstrukcji spawanych nie następuje żadnych trudności.

Natomiast spawanie wymaga dobrego, sumiennego i doświadczonego spawacza (i dobrych elektrod). Tu leży punkt ciężkości wykonania.

Koszty konstrukcji spawanej będą zawsze mniejsze od kosztów konstrukcji nitowanej. Stosunek zależy przedewszystkiem od charakteru konstrukcji, od cen robocizny. Wedle danych belgijskich (Soudure Electrique Autogène) uzyskać można przy dobrych spawaczach oszczędność w materiale 15 — 40%, zaś w robociznie 20 — 30%, wedle Lagrange'a oszczędność średnia w materiale wynosi 30%.

Oszczędność na samych nitach wynosi w konstrukcjach kratowych 3%, i więcej.

Z danych amerykańskich przytoczę szczegółową kalkulację żelaznego budynku, wedle danych Chicago, Burlington and Quincy Railroad, ogłoszonych przez Bissela.<sup>3)</sup>

\*) The Morgan Engineering Co, Alliance, Ohio.

3) The Welding Eng., 1926.

## Koszt budynku:

a) spawanego		dolarów
Materiał . . . . .	128,10	
Przygotowanie tegoż . . . . .	253,61	
Razem prace przygotowawcze	381,71	
Montaż bez spawania . . . . .	309,63	
Spawanie . . . . .	94,86	
Razem montaż . . . . .	404,49	
Koszt ogólny . . . . .	786,71	
b) nitowanego		dolarów
Materiał . . . . .	135,50	
Praca biurowa . . . . .	120,00	
Praca warsztatowa . . . . .	745,00	
Razem prace przygotowawcze	1000,50	
Montaż i nitowanie . . . . .	339,00	
Razem montaż . . . . .	339,00	
Koszt ogólny . . . . .	1339,50	

W danym wypadku zatem koszt budynku spawanego wynosił tylko 56% kosztu budynku nitowanego. Ilość materiału zmniejszyła się tylko nieznacznie (o 5 $\frac{1}{2}$ %), gdyż materiał był już pocięty, gdy zdecydowano się na spawanie, a redukcja ciężaru pochodziła głównie z powodu opuszczenia blach węzłowych. Oszczędność widać głównie w rubryce: praca warsztatowa.

W naszych warunkach, oszczędność będzie mniejsza; musimy uwzględnić bowiem, że robocizna jest u nas znacznie tańsza, a więc jej znaczenie w kosztach mniejsze, że elektrody owijane są droższe, a wreszcie, że — narazie — nasi spawacze są mniej biegli od zagranicznych, co w konsekwencji powoduje konieczność większej ostrożności, a tem samem podraża spawanie. W każdym razie oszczędność w stosunku do konstrukcji nitowanych będzie, a w miarę kształcenia spawaczy różnica będzie się coraz bardziej przesunąć na korzyść konstrukcji spawanych.

Wogóle przy obliczeniu kosztów wziąć należy pod uwagę, niezależnie od prac przygotowawczych: koszt elektrody, moc prądu, potrzebnego dla danej elektrody, szybkość pracy, długość szwu wykonanego jedną elektrodą, wreszcie rodzaj szwu.

## VI. Połączenia spawane.

Projektowanie połączeń spawanych jest bardzo proste. W rysunku wystarczy określić — zazwyczaj grubą czarną lub lepiej kolorową linią — długość i położenie szwu, w razie szwów przerywanych także odstępów poszczególnych szwów, oraz wypisać obok wymiary poprzeczne, względnie ciężar szwu.

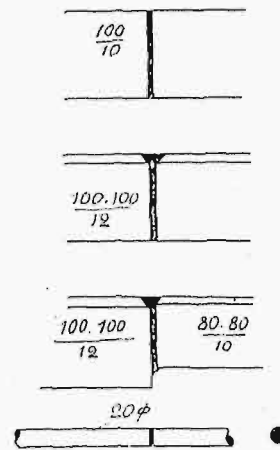
Wymiary szwu podaje się zazwyczaj wielkością obu szerokości  $m$ , znacząc  $m \times m$ .

## Elementy połączeń spawanych.

A. Połączenie spawane na rozciąganie (na długość) płaskowników, ką-

towników i kształtowników można wykonać: a) bezpośrednio, czyli na styk, b) na zakładkę, c) na przykładki.

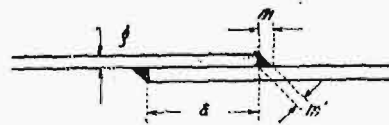
a) Połączenie na styk (bezpośrednie, czołowe) wykonywa się przez spojenie części przytkniętych do siebie i obrobionych poprzednio na V lub na X. Można bez trudności spawać ze sobą tak profile równe, jako też nierówne (rys. 12 — 15). Jeżeli — przy gorszym spawaniu — przyjmie my  $\alpha < 1$ , to i tak styk można wykonać o tej samej wytrzymałości co przekroje łączone, przez odpowiednie pogrubienie warstwy nałożonej, jeżeli to jest dopuszczalne.



Rys. 12 — 15.

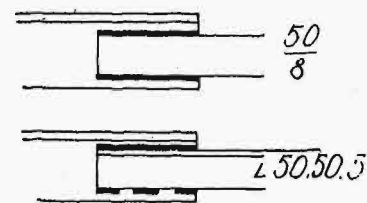
Połączenia prętów okrągłych, kwadratowych i t. d. wykonywa się też na styk.

b) Połączenie na zakładkę nie jest wogóle wskazane przy połączeniach pojedynczych prętów na ich długości, gdyż uniemożliwia osiowe przeniesienie siły. Wykonanie por. rys. 16. Przy prętach podwójnych, albo też gdy jedna część pręta może być podwójna i ująć w formie wideł drugą część tegoż połączenia, to połączenie jest bardzo



Rys. 16.

dobre i ekonomiczne. Pozwala bowiem często na połączenie bez poprzedniego większego przygotowania. Długość zakładki można zaś zrobić większą lub mniejszą, zależnie od warunków. Spojenie bowiem wykonane być może albo: 1) na końcach części zetkniętych, albo 2) na długości ich zetknięcia w jednym ciągu, albo 3) przerywane, albo wreszcie zastosować można 4) połączenie pierwsze, oraz drugie lub trzecie równocześnie.



Rys. 17—18.

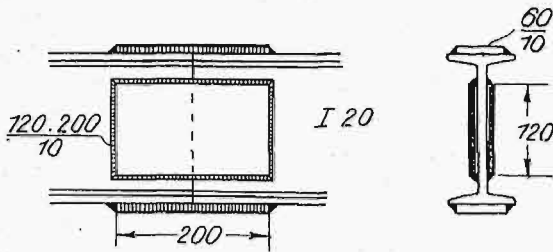
Przy połączeniach przekrojów niesymetrycznych, np. kątowników, wskazane będzie zawsze zastosowanie połączenia, podanego na rys. 18, ze względu na możliwie osiowe przeniesienie sił (por. obliczenie połączeń na ścinanie).

Przy połączeniach przekrojów symetrycznych, długość obu spoin powinna być oczywiście taka sama. Najchętniej stosowane jest zazwyczaj połączenie 4.

Lloyds Register of Shipping wprowadził nast-wymiary połączeń na zakładkę (por. rys. 16):

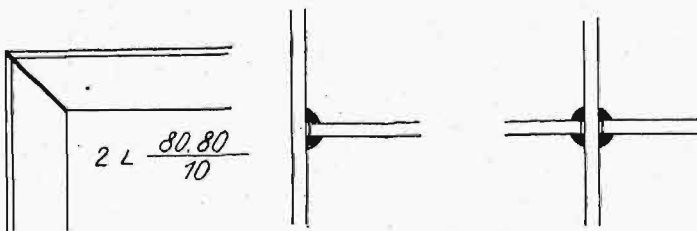
Grubość blachy <i>g mm</i>	<i>a mm</i>	<i>m' mm</i>
≤ 10	60	7
11 — 15	65	9,5
16 — 20	75	12
21 — 25	75	12,5

c) Połączenie na przykładki (za-zwyczaj symetryczne) stosowane jest przy spawa-niu, znacznie rzadziej niż przy nitowaniu — zwa-ższa przy profilach o większych wymiarach. Jeżeli bowiem tam na szerokości przykładek zmieścić można znaczną ilość nitów, to tutaj spojenie wykonywa się najczęściej wzdłuż podłużnych i po-przecznych krawędzi przykładek. Czasem może się okazać korzystnym złożenie każdej przykładki



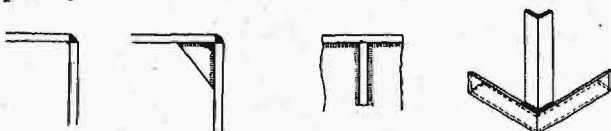
Rys. 19.

z dwu podłużnych części, co pozwolić może na mniejszą ich długość i lepsze wykorzystanie materia-łu. Nakładki, umieszczone na stopkach dźwigarów i t. p., powinny mieć mniejszą szerokość niż stopki, z uwagi na lepsze umieszczenie spajającego metalu elektrody (por. też niżej o dźwigarach zginanych). Również przykładki na ścianie stosować należy o mniejszej wysokości, niż w połączeniach nitowa-nych (rys. 19). Niezależnie od nakładek można dać równocześnie szew stykowy.



Rys. 20, 21 i 22

B. Połączenie belek zginanych na długość wykonać można albo 1) na styk bezpośredni, albo 2) na nakładki i przykładki, albo wreszcie 3) na styk



Rys. 23, 23-a i 24.

bezpośredni, oraz nakładki i przy-kładki. Styki belek, złożonych z kilku przekro-

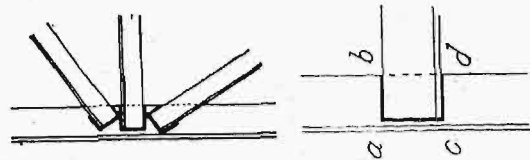
jów, najlepiej przestawić. Przy styku bezpośrednim (czołowym) należy przyjmować (obecnie)  $\alpha = 0,8$  lub lepiej 0,67, a więc dla zupełnego wykorzystania przekroju albo pogrubić odpowiednio szew, albo dodać przykładki, t. j. wykonać połączenie 3 (lub 2).



Rys. 25.

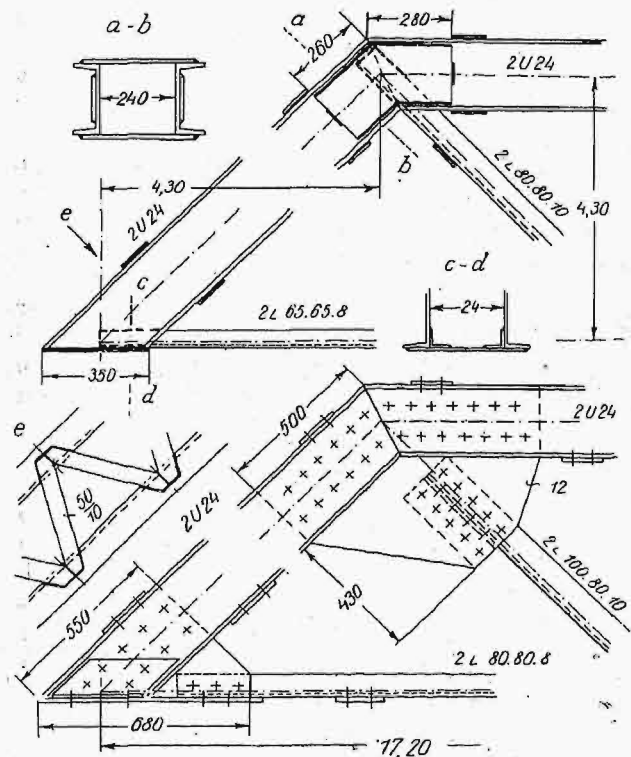
C. Połączenie prętów pod kątem wykonać można przy spawaniu a) na styk (bezpośrednio), b) na zakładkę, c) na blachy węzłowe.

a) Połączenie bezpośrednie (na styk) wykonywa się przez spojenie na powierzch-ni zetknięcia (rys. 20 i nast.), powierzchnie należy obrobić na V lub na X. Naroże można usztywiać wedle rys. 24. Przy połączeniu tem w znacznych gra-nicach obojętny jest kąt połączenia, przyczem je-dnak należy pamiętać, że przy ostrym kącie może



Rys. 26 i 27.

nie wszędzie dojść materiał elektrody (rys. 25). Wy-tworzenie połączenia przestrzennego nie przedsta-wia również żadnych trudności, np. na kątownikach



Rys. 28a i b. Porównanie szczegółów więzara, spawanych i nitowanych.

wedle rys. 21, umieszczonych poziomo, można ką-townik pionowy umieścić i połączyć bezpośrednio na

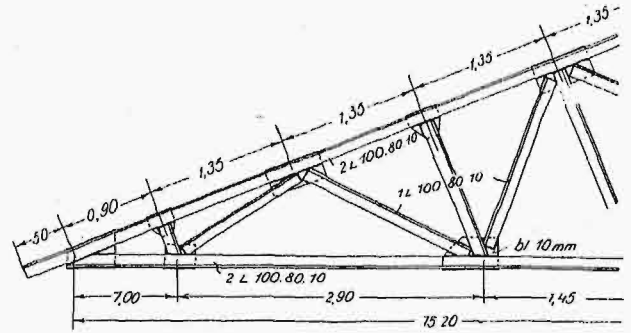


pionowych ramionach kątowników poziomych (przy obróbieniu ich na V, lub X).

b) Połączenie na zakładkę wykonywa się analogicznie do bezpośredniego nitowania prętów konstrukcji nitowanych. O ile jednak połączenie takie pozwala wogóle na niewielką ilość nitów, używane zatem być może tylko albo w konstrukcjach podrzędnych, albo też przy znacznych wymiarach blach pasów, o tyle w ustrojach spawanych można je zastosować łatwo także w konstrukcjach innych, np. w normalnych dźwigarach dachowych i mostowych. Pozwala ono na opuszczenie blach węzłowych, a tem samym na redukcję wagi żelaza także i pod tym względem (niezależnie od wyzyskania całego przekroju prętów łączonych). Przykłady takich połączeń por. rys. 26 i 27. Zazwyczaj nie potrzeba tu obróbienia (oczywiście zendrę należy usunąć j. w.). Spojenie można wykonać tak na końcach *ab* (poprzeczne), jako też i na zetkniętej długości *ac*, *bd* (podłużne) profilów łączonych (tak ciągle, jak i przerywane).

c) Połączenie na blachy węzłowe wykonywa się na tych samych zasadach co połącze-

nie na zakładkę, z tą różnicą, że pręty łączy się na blachę węzłową, której wielkość określa się według spojonych długości prętów. Stosować je trzeba, gdy



Rys. 29.

długość spojona choćby jednego pręta wypada zbyt wielka, aby móc ją umieścić bezpośrednio na innym przecie (pasie). Por. szczegół dachu w Eola (Illinois), rys. 29.

(D. n.)

## Wzory Clerc'a i Clapeyron'a.

Napisuł L. Karasiński.

1. Biorę pod uwagę belkę poziomą, pierwotnie prostą, bezwładnościowo jednorodnie zbudowaną, wspartą na podporach. Środek jej skrajnego przekroju prawego stanowi początek osi współrzędnych; dodatnia oś *X* pokrywa się z osią belki, dodatnia oś *Y* leży pod osią *X*. W płaszczyźnie głównej *XY* leżą pary sił, siły pionowe oraz pionowe warstwy płaskiego obciążenia belki. To jarzmo zewnętrzne daje odkształcenie, wyrażające się ugięciem *y* i pochYLENIEM *y'* stycznej odkształconej ku osi *X* dla środka bieżącego przekroju belki, przynależnego odciętej *x*. Idąc w kierunku wzrostu momentów gnących, sprzecznym z kierunkiem osi *X*, obieram na odkształconej trzy punkty kolejne: *n-1*, *n*, *n+1* o współrzędnych  $x_{n-1}$ ,  $y_{n-1}$ ,  $y'_{n-1}$ ,  $x_n$ ,  $y_n$ ,  $y'_n$ , oraz  $x_{n+1}$ ,  $y_{n+1}$ ,  $y'_{n+1}$ . Odcinek (*n-1*, *n*) nazywam przęsłem *n*, odcinek (*n*, *n+1*) — przęsłem *n+1* i oznaczam przez:

$l_n$ ,  $l_{n+1}$  — długość przęsła *n* i *n+1*.

$I_n$ ,  $I_{n+1}$  — odpowiednio moment bezwładności stały dla całego przęsła *n* i takż moment, stały dla całego przęsła *n+1*.

$M_{n-1}$ ,  $M_n$ ,  $M_{n+1}$  — momenty gnące tuż przed punktami *n-1*, *n*, *n+1*.

$P_n$  — pionową siłę skupioną, przyłożoną do danego punktu odkształconej przęsła *n* w poziomej odległości  $a_n$  od punktu *n-1* i  $b_n$  od punktu *n*.

$P_{n+1}$  — pionową siłę skupioną, przyłożoną do danego punktu odkształconej przęsła *n+1* w poziomej odległości  $a_{n+1}$  od punktu *n* i  $b_{n+1}$  od punktu *n+1*.

$N_n$  — poziomy moment, przyłożony do danego punktu odkształconej przęsła *n* w poziomej odległości  $c_n$  od punktu *n-1* i  $d_n$  od punktu *n*.

$N_{n+1}$  — poziomy moment, przyłożony do danego punktu odkształconej przęsła *n+1* w poziomej odległości  $c_{n+1}$  od punktu *n* i  $d_{n+1}$  od punktu *n+1*.

$q_n$  — stałe obciążenie jednostkowe pionowe odkształconej przęsła *n*, poczynające się w poziomej odległości  $e_n$  od punktu *n-1* i kończące w poziomej odległości  $f_n$  od tegoż punktu.

$q_{n+1}$  — stałe obciążenie jednostkowe pionowe odkształconej przęsła *n+1*, poczynające się w poziomej odległości  $h_{n+1}$  od punktu *n+1* i kończące się w odległości  $g_{n+1}$  od tegoż punktu.

$p_n$  — skrajne obciążenie jednostkowe warstwy trójkątnej, leżącej na odkształconej przęsła *n*. Ostrze trójkąta zwraca się ku punktowi *n-1* i leży w poziomej odległości  $r_n$  od tegoż punktu. Pionowy bok  $p_n$  trójkąta tkwi pomiędzy ostrzem a punktem *n* w poziomej odległości  $s_n$  od punktu *n-1*.

$p_{n+1}$  — skrajne obciążenie jednostkowe warstwy trójkątnej, leżącej na odkształconej przęsła *n+1*. Ostrze trójkąta zwraca się ku punktowi *n+1* i leży w odległości poziomej  $t_{n+1}$  od tegoż punktu. Pionowy bok  $p_{n+1}$  trójkąta tkwi pomiędzy ostrzem a punktem *n* w odległości poziomej  $w_{n+1}$  od punktu *n+1*.

Wzory Clerc'a i Clapeyron'a będą więc miały kształt następujący:

$$y'_n = \frac{y_{n-1} - y_n}{l_n} - \frac{1}{6EI_n} \left\{ l_n M_{n-1} + 2l_n M_n - \sum \frac{P_n a_n}{l_n} (l_n^2 - a_n^2) - \sum \frac{N_n}{l_n} (3c_n^2 - l_n^2) - \sum \frac{q_n}{4l_n} (f_n^2 - e_n^2) \right\}$$



$$\begin{aligned} & \times (2l_n^2 - f_n^2 - e_n^2) - \sum \frac{p_n (s_n - r_n)}{2l_n} \left[ (2s_n + r_n) \left( \frac{l_n^2}{3} - \frac{s_n^2}{5} \right) - \frac{r_n}{10} (r_n + s_n)^2 \right] \\ y'_n = & \frac{y_n - y_{n+1}}{l_{n+1}} + \frac{1}{6EI_{n+1}} \left\{ 2l_{n+1}M_n + l_{n+1} \lambda'_{n+1} - \right. \\ & - \sum \frac{P_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}} (l_{n+1}^2 - b_{n+1}^2) - \sum \frac{N_{n+1}}{l_{n+1}} (l_{n+1}^2 - 3d_{n+1}^2) - \\ & - \sum \frac{q_{n+1}}{4l_{n+1}} (h_{n+1}^2 - g_{n+1}^2) (2l_{n+1}^2 - h_{n+1}^2 - g_{n+1}^2) - \\ & \left. - \sum \frac{p_{n+1} (w_{n+1} - t_{n+1})}{2l_{n+1}} \left[ (2w_{n+1} + t_{n+1}) \left( \frac{l_{n+1}^2}{3} - \frac{w_{n+1}^2}{5} \right) - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{t_{n+1}}{10} (w_{n+1} + t_{n+1})^2 \right] \right\} \\ 6E \left[ \frac{y_{n-1} - y_n}{l_n} + \frac{y_{n+1} - y_n}{l_{n+1}} \right] = & \frac{l_n}{I_n} M_{n-1} + \\ & + 2 \left[ \frac{l_n}{I_n} + \frac{l_{n+1}}{I_{n+1}} \right] M_n + \frac{l_{n+1}}{I_{n+1}} M_{n+1} - \\ & - \sum \frac{P_n a_n}{l_n I_n} (l_n^2 - a_n^2) - \sum \frac{P_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1} I_{n+1}} (l_{n+1}^2 - b_{n+1}^2) - \\ & - \sum \frac{N_n}{l_n I_n} (3c_n^2 - l_n^2) - \sum \frac{N_{n+1}}{l_{n+1} I_{n+1}} (l_{n+1}^2 - 3d_{n+1}^2) - \\ & - \sum \frac{q_n}{4l_n I_n} (f_n^2 - e_n^2) (2l_n^2 - f_n^2 - e_n^2) - \\ & - \sum \frac{q_{n+1}}{4l_{n+1} I_{n+1}} (h_{n+1}^2 - g_{n+1}^2) (2l_{n+1}^2 - h_{n+1}^2 - g_{n+1}^2) - \\ & - \sum \frac{p_n (s_n - r_n)}{2l_n I_n} \left[ (2s_n + r_n) \left( \frac{l_n^2}{3} - \frac{s_n^2}{5} \right) - \frac{r_n}{10} (r_n + s_n)^2 \right] - \\ & - \sum \frac{p_{n+1} (w_{n+1} - t_{n+1})}{2l_{n+1} I_{n+1}} \left[ (2w_{n+1} + t_{n+1}) \left( \frac{l_{n+1}^2}{3} - \frac{w_{n+1}^2}{5} \right) - \right. \\ & \left. - \frac{t_{n+1}}{10} (w_{n+1} + t_{n+1})^2 \right]. \end{aligned}$$

Gdy obciążenia trójkątne zwrócone są ostrzami ku punktowi  $n$ , odpowiednie wyrazy wzorów należy brać ze znakiem odwrotnym. Moment zewnętrzny  $N$ , przyłożony do punktu  $n$ , należy zaliczać do przęśła  $n + 1$ , to jest zawsze do następnego (w kierunku wzrostu momentów).

W szczególnym wypadku, gdy punkt  $n$  jest podpary, pionowy odpór podparcia wyrazi się wzorem:

$$\begin{aligned} V_n = & \frac{M_{n-1}}{l_n} - \left[ \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right] M_n + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} - \sum \frac{P_n a_n}{l_n} - \\ & - \sum \frac{P_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}} + \sum \frac{N_n}{l_n} - \sum \frac{N_{n+1}}{l_{n+1}} - \sum \frac{q_n}{2l_n} (f_n^2 - e_n^2) - \\ & - \sum \frac{q_{n+1}}{2l_{n+1}} (h_{n+1}^2 - g_{n+1}^2) - \sum \frac{p_n (s_n - r_n)}{6l_n} (r_n + 2s_n) - \\ & - \sum \frac{p_{n+1}}{6l_{n+1}} (w_{n+1} - t_{n+1}) (t_{n+1} + 2w_{n+1}). \end{aligned}$$

2. W wypadku zginania mimośrodkowego, obieram ten sam układ osi oraz kierunek wzrostu momentów, sprzeczny z kierunkiem osi  $X$ . Obciążenie lewej części belki, łącznie z obciążeniem przyłożonym do punktu  $i$ , da dla tego punktu wypadkową siłę pionową  $Q_i$ , poziomą  $S_i$  i moment  $M_i$ . Zatem  $S_i$  sta-

nowi sumę siły osiowej panującej tuż przed punktem  $i$  oraz składowej siły skupionej, przyłożonej do tego punktu, oznacza przeto siłę osiową poziomą tuż za punktem  $i$ . Tak samo  $M_i$  stanowi sumę momentu gnącego, panującego tuż przed punktem  $i$  oraz momentu, panującego w tym punkcie, a więc zewnętrznego, lub wywołanego sprzeciwem podpory, oznacza przeto moment gnący tuż za punktem  $i$ . Idąc dalej w obranym kierunku wzrostu momentów, wyodrębniam drugi punkt  $i + 1$  i zakładam, że odcinek ( $i, i + 1$ ), czyli przeszło  $i + 1$ , na całej swej długości dźwiga jeno warstwę pionową obciążenia jednostkowego stałego  $q_{i+1}$ . W punkcie  $i + 1$  panuje natomiast siła skupiona, lub moment, lub też zachodzi nagle zmiana obciążenia  $q_{i+1}$ . Przez  $M_{i+1}$  oznaczam moment gnący tuż przed punktem  $i + 1$ . Wobec poczynionych założeń, współrzędne  $x, y, y'$  punktu bieżącego odkształconej w przęśle  $i + 1$  wyrażą się następującymi wzorami:

dla siły osiowej  $S_i$  rozciągającej dodatniej:

$$\begin{aligned} S_i y' = & \frac{M_{i+1} - M_i - S_i (y_{i+1} - y_i)}{l_{i+1}} - \frac{q_{i+1}}{2} (2x - \\ & - x_i - x_{i+1}) + \frac{n}{\sinh nl_{i+1}} \left[ \left( M_i + \frac{q_{i+1}}{n^2} \right) \cosh n (x - \right. \\ & \left. - x_{i+1}) - \left( M_{i+1} + \frac{q_{i+1}}{n^2} \right) \cosh n (x_i - x) \right], \\ S_i y = & S_i y_i - M_i - \frac{M_{i+1} - M_i - S_i (y_{i+1} - y_i)}{l_{i+1}} (x_i - \\ & - x) - \frac{q_{i+1}}{n^2} - \frac{q_{i+1}}{2} (x_i - x) (x_{i+1} - x) + \\ & + \frac{1}{\sinh nl_{i+1}} \left[ \left( M_i + \frac{q_{i+1}}{n^2} \right) \sinh (x - x_{i+1}) + \right. \\ & \left. + \left( M_{i+1} + \frac{q_{i+1}}{n^2} \right) \sinh (x_i - x) \right] \end{aligned}$$

a dla siły  $S_i$  ściskającej, również dodatniej:

$$\begin{aligned} S_i y' = & \frac{M_i - M_{i+1} - S_i (y_{n+1} - y_i)}{l_{i+1}} + \\ & + \frac{q_{i+1}}{2} (2x - x_i - x_{i+1}) - \\ & - \frac{n}{\sin nl_{i+1}} \left[ \left( M_i - \frac{q_{i+1}}{n^2} \right) \cos n (x - x_{i+1}) - \right. \\ & \left. - \left( M_{i+1} - \frac{q_{i+1}}{n^2} \right) \cos n (x_i - x) \right], \\ S_i y = & S_i y_i + M_i + \frac{M_{i+1} - M_i + S_i (y_{i+1} - y_i)}{l_{i+1}} (x_i - x) - \\ & - \frac{q_{i+1}}{n^2} + \frac{q_{i+1}}{2} (x_i - x) (x_{i+1} - x) - \\ & - \frac{1}{\sin nl_{i+1}} \left[ \left( M_i - \frac{q_{i+1}}{n^2} \right) \sin n (x - x_{i+1}) + \right. \\ & \left. + \left( M_{i+1} - \frac{q_{i+1}}{n^2} \right) \sin n (x_i - x) \right]. \end{aligned}$$

Wyżej  $S_i$  oznacza wartość bezwzględna siły osiowej;

$$n = \sqrt{\frac{S_i}{EI_{n+1}}}$$

3. Wzory powyższe, w myśl mej wzmianki, ogłoszonej w „Przeł. Techn.” (1923, str. 380) oddają cenne usługi przy rozwiązywaniu praktycznych zagadnień z dziedziny zginania belek i obliczania ram.

Wyznaczanie ugięcia wału o kilku średnicach nie nastęrcza żadnych trudności.

Przy obliczaniu statycznym szyny, jako belki na podporach wzorowo sprężystych, wzory te prowadzą do wyników ogólnych. Na str. 714 zeszlórocznego „Przeł. Techn.” podałem wzory dla obciążenia siłą pionowego nacisku koła, w założeniu podpór, dających tylko sprzeczny pionowe  $V_n$ ). Łatwo można również uwzględnić działanie siły poziomej w punkcie dotyku koła. Narazie podaję ostateczne wzory dla obciążenia szyny pionowym naciskiem koła w założeniu podpór dających odpory pionowe  $V_n$  oraz momenty sprzeczny  $N_n$ .

Szyna stanowi belkę stałego przekroju o nieskończonej liczbie przęseł jednakowej długości  $l$ . Siła  $P$  działa w przęśle zerowym, w odległości  $al$  od jego podpory lewej oraz  $bl = (1-a)l$  od prawej. Punkty podparcia ponad podkładami znakują kolejno wskaźnikami  $n = 1, 2, \dots, \infty$  w obie strony, począwszy od przęsla zerowego, obciążonego. Siła  $P$  wzbudza odpory pionowe  $V_n = -cy_n$ , oraz momenty sprzeczny  $N_n = -\partial y'_n$  podpór. Tutaj  $y_n$  ma oznaczać ugięcie punktu podparcia  $n$ , a zaś  $y'_n$  — kąt nachylenia stycznej odkształconej ku osi  $X$  w tym punkcie. Przez  $c$  i  $\partial$  oznaczam odpowiednie współczynniki sprężystości, jednakowe dla wszystkich podpór.

W założeniu prawego kierunku wzrostu momentów, pionowe odpory lewe będą:

$$V_n = \frac{1}{l} [M_{n+1} - 2M_n + M_{n-1} + N_{n+1} - N_n], \text{ prawe zaś:}$$

$$V'_n = \frac{1}{l} [M'_{n-1} - 2M'_n + M'_{n+1} + N'_{n-1} - N'_n],$$

przyczem  $n = 1, 2, \dots, \infty$ .

Lewy odpór pionowy przęsla zerowego:

$$V_0 = \frac{1}{l} [M_1 - 2M_0 + M'_0 + N_1 - N_0 - Plb].$$

$$\text{Prawy: } V'_0 = \frac{1}{l} [M_0 - 2M'_0 + M'_1 + N_0 - N'_0 - Pa].$$

Lewe momenty sprzeczny podpór:

$$N_n = Plw e^{-sn} [C \sin rn + D \cos rn],$$

prawe zaś:  $N'_n = Plw e^{-sn} [C' \sin rn + D' \cos rn]$ , gdzie  $n = 0, 1, 2, \dots, \infty$ .

Lewe momenty gnące tuż przed punktami  $n$  podparcia będą:

$M_n = Ple^{-sn} [A \sin rn + B \cos rn]$ , prawe:  $M'_n = Ple^{-sn} [A' \sin rn + B' \cos rn]$ , przyczem  $n = 0, 1, 2, \dots, \infty$ . W tych wzorach

$$A = \frac{1}{e^s \sin r} \left\{ b + \frac{1}{8 \sinh s} \left[ \frac{e^s \cos r - 1}{\cosh s - \cos r} p + \frac{e^s \cos r + 1}{\cosh s + \cos r} q \right] \right\},$$

$$A' = \frac{1}{e^s \sin r} \left\{ a(1+wa) + \frac{1}{8 \sinh s} \left[ \frac{e^s \cos r - 1}{\cosh s - \cos r} p - \frac{e^s \cos r + 1}{\cosh s + \cos r} q \right] \right\},$$

$$B = \frac{1}{8 \sinh s} \left[ \frac{p}{\cosh s - \cos r} + \frac{q}{\cosh s + \cos r} \right],$$

\*) Przy sposobności prostuję błędy drukarskie. Winno być na str. 715:

$$p = 3 - e^{-2s} - 2e^s \cos r - m(1-3ab)$$

$$q = (b-a) [1 + e^{-2s} - 2e^s \cos r - m(1-ab)].$$

$$B' = \frac{1}{8 \sinh s} \left[ \frac{p}{\cosh s - \cos r} - \frac{q}{\cosh s + \cos r} \right],$$

$$C = \frac{1}{e^s \sin r} \left\{ b + \frac{1}{8 \sinh s} \left[ \frac{e^s \cos r - 1}{\cosh s - \cos r} p' + \frac{e^s \cos r + 1}{\cosh s + \cos r} q' \right] \right\},$$

$$C' = \frac{1}{e^s \sin r} \left\{ -a^2 + \frac{1}{8 \sinh s} \left[ \frac{e^s \cos r - 1}{\cosh s - \cos r} p' - \frac{e^s \cos r + 1}{\cosh s + \cos r} q' \right] \right\}.$$

$$D = \frac{1}{8 \sinh s} \left[ \frac{p'}{\cosh s - \cos r} + \frac{q'}{\cosh s + \cos r} \right],$$

$$D' = \frac{1}{8 \sinh s} \left[ \frac{p'}{\cosh s - \cos r} - \frac{q'}{\cosh s + \cos r} \right],$$

$$p = 3 - m(1-3ab) - e^{-2s} - 2e^s \cos r + w [2 + (3 + 2w - ma - e^{-2s} - 2e^s \cos r) a^2],$$

$$q = (b-a) [1 - m(1-ab) + e^{-2s} - 2e^s \cos r] - wa [4 + (1 + 2w - ma + e^{-2s} - 2e^s \cos r) a],$$

$$p' = (b-a) [3 + 2w - m(1-ab) - e^{-2s} - 2e^s \cos r],$$

$$q' = 4 - m(1-3ab) + (1-2ab) (1 + 2w + e^{-2s} - 2e^s \cos r).$$

W tych wzorach:  $m = \frac{cl^3}{6EI}$ ,  $w = \frac{\partial l}{2EI}$ , gdzie

$E$  oznacza współczynnik sprężystości podłużnej tworzywa szyny,  $I$  — jej moment bezwładności.

Stale  $r, s$  określa się ze wzorów:

$$\cos r = \sqrt{1 + \frac{1}{2} w + \frac{1}{8} m + \frac{1}{16} w m} - \sqrt{\frac{3}{8} m + \frac{1}{16} w m}$$

$$\cos hs = \sqrt{1 + \frac{1}{2} w + \frac{1}{8} m + \frac{1}{16} w m} + \sqrt{\frac{3}{8} m + \frac{1}{16} w m}$$

Gdy  $w = 0$ , wszystkie  $N_n = N'_n = 0$ , reszta — jak na wskazanej wyżej str. 714.

## Nowe wydawnictwa.

Zarządzanie zakładem wytwórczym. F. W. Taylor. Tłom. J. Szumlakowskiej. Wyd. Inst. Nauk, Organizacji, Warszawa, 1926. Str. 261. Cena zł. 6.—.

Naukowa organizacja w gospodarstwie domowym. Christine Frederick. Z przedmową i zakończeniem Prof. H. Le Chatelier. Przekł. M. Romanowej. Wyd. Inst. Nauk, Organizacji, Warszawa, 1926. Str. 217. Cena zł. 6.80.

The Metallography and Heat-Treatment of Iron and Steel. Albert Saurer, Gordon McKay Professor of Metallurgy and Metallography in Harvard. Wyd. 3-cie. Str. 535 z 463 rys. Wyd. McGraw Hill Publ. Co. Ltd. Londyn. Cena 2 f. st.

English and American Tool Builders, Joseph Wickham Roe, Professor of Industrial Engineering, New York University. Str. 315 z 57 rys. Wyd. McGraw Hill Publ. Co. Londyn. Cena 20 szyl.

Metallographic Researches. Based on the Course of Lectures Delivered in the United States in 1925. Carl Benedicks. Londyn. McGraw Hill Co. Cena 20 szyl.

Engineering Metallurgy. A Textbook for Users of Metals. B. Stoughton i A. Butts. Londyn. McGraw Hill Co. Cena 20 szyl.

Holz im Hochbau. H. Bronneck. Str. 388 + rys. 415. J. Springer, Wiedeń. Cena RM. 22.20.



# Obliczanie zaworów bezpieczeństwa.<sup>\*)</sup>

Napisał Dr. Inż. Adolf Langrod.

## II.

Przystępujemy teraz do bliższego określenia powierzchni  $F$ , t. j. powierzchni przez którą wypływa para.

Jeżeli  $d$  oznacza średnicę wewnętrzną krawędzi gniazda zaworu w  $mm$ ,  $l$  zaś skok grzybka zaworu w  $mm$ , a  $F$  jest mierzone w  $m^2$ , to

$$F = \frac{dl\pi}{1\,000\,000}$$

Do dalszych badań zastosujemy równanie (3), jako najprostsze, a przecież odpowiadające teorii w granicach praktycznie wystarczającej dokładności. Wstawiając w równaniu tem wartość dla  $F$  i mierząc obecnie  $G$  w kilogramach na godzinę, mamy

$$\frac{G}{F} = 443 \sqrt{(p-1) \gamma}$$

$$\frac{G}{dl} = \frac{\pi \cdot 3600}{1\,000\,000} 141 p = 1,594 p,$$

zatem

$$d = 0,627 \frac{G}{lp} \dots \dots \dots (8)$$

W równaniu tem występuje skok grzybka, który wymaga szczegółowego omówienia.

Dawniej sądzono, że pod ciśnieniem pary grzybek wznosi się na taką wysokość, jaką dopuszcza konstrukcja zaworu. Aby zaś powierzchnia  $F = dl\pi$  równała się polu prześwitu zaworu,  $A = \frac{\pi d^2}{4}$ , wielkość skoku określano następującem równaniem:

$$dl\pi = \frac{d^2\pi}{4},$$

zatem

$$l = \frac{d}{4}.$$

Dopiero v. Burg<sup>3)</sup> znalazł doświadczalnie, że grzybek zwyczajnego zaworu bezpieczeństwa wznosi się tylko od  $\frac{1}{4}$  do  $\frac{3}{4}$   $mm$ . Cario<sup>4)</sup> jednak stwierdził na podstawie doświadczeń, że grzybek zwyczajnego zaworu bezpieczeństwa może się wzniesić jeszcze znacznie wyżej, zależnie od różnicy między prężnością w kotle a prężnością dla której obciążenie zaworu wyznaczono. Jeżeli  $p$  oznacza prężność roboczą kotła (nadprężność) i dla tej prężności zostało obciążenie zaworu obliczone, to przy tej prężności zawór zaczyna się otwierać. Prężność jednak w kotle rośnie dalej i osiąga wartości  $p_r + \Delta p_r$ . Skok zaś grzybka jest tem większy, im większy jest przyrost prężności  $\Delta p_r$ .

Cario podaje następujące wyniki swych doświadczeń. Zwyczajny zawór bezpieczeństwa miał średnicę  $d = 70 mm$ , a jego obciążenie było obliczone odpowiednio do prężności roboczej

$p_r = 6,55 kg/cm^2$ . Następujące zestawienie podaje skok grzybka w zależności od prężności w kotle.

Prężność $p_r + \Delta p_r$ $kg/cm^2$	Przyrost prężności $\Delta p_r$ $kg/cm^2$	$\frac{\Delta p_r}{p_r} 100$ %	Skok grzybka $l$ $mm$
6,50	-0,05	-0,76	0,0
6,55	+0,00	+0,00	0,1
6,57	0,02	0,30	0,5
6,60	0,05	0,76	1,0
6,70	0,15	2,3	2,0
6,75	0,20	3,0	2,5
6,85	0,30	4,6	3,5
6,90	0,35	5,3	4,0
10 50	3,95	60,3	10,5

Cario stwierdził na podstawie dalszych doświadczeń, że skok grzybka waha się między 2 a 4  $mm$ , podczas gdy przyrost prężności w kotle nie przekracza przepisanej granicy = 0,1 dozwolonej prężności roboczej.

Ponieważ, jak z powyższych doświadczeń wynika, skok grzybka nie może być dowolnie ustalany, lecz wielkość tego skoku ustala się samoczynnie zależnie od danych warunków pracy, to powstaje pytanie, czy, względnie jakki jest związek między skokiem grzybka  $l$ , a średnicą zaworu  $d$ .

Doświadczeń, z których wyników możnaby związek ten określić, dotychczas nie wykonano. Z wyników dotychczas wykonanych doświadczeń nie daje się nawet stwierdzić, czy związek taki istnieje. Ze względu zaś na bardzo zawile przebiegi w zaworze bezpieczeństwa, związek ten nie daje się także teoretycznie wyśledzić.

Cario, analizując wzór niemiecki, przyjmuje

$$l = 0,025 d.$$

Norma „American Railway Association” nie przyjmuje związku między  $l$  i  $d$  (p. równanie 5). W przykładzie podanym w „Locomotive Cyclopedia of American Practice” (wydanie z roku 1925, str. 408) przyjęto dla zaworów wysokoskocznych

$$l = 0,1'' = 2,54 mm.$$

W kalendarzu angielskim „Locomotive Engineer's Pocket Book and Diary” (Londyn, 1920 r.) oparte jest obliczenie zaworów bezpieczeństwa na wzorze amerykańskim, przyczem przyjęto dla zaworów zwyczajnych

$$l = \frac{1''}{16} = 1,58 mm.$$

Wzory niemiecki i „Board of Trade” są oparte na założeniu, że skok grzybka  $l$  wzrasta proporcjonalnie ze średnicą  $d$ . Ujawnia się to w tem, że we wzorach tych (równanie 4 i 6) pole  $A = \frac{\pi d^2}{4}$ ,

a nie średnica  $d$ , jak we wzorze amerykańskim (5), wzrasta proporcjonalnie z powierzchnią rusztu lub powierzchnią ogrzewaną.

Ze względu na to, że sprawa związku między  $l$  i  $d$  nie jest wyjaśniona ani teoretycznie ani do-

\*) Dokończenie do str. 154 w № 8 z r. b.

3) v. Burg, Ueber die Wirksamkeit der Sicherheitsventile, Wien, 1863 r.

4) n. i. m.



świadczalnie, istnieją dwa sposoby obliczania zaworów bezpieczeństwa:

a) Opierając się na założeniu, że między  $l$  i  $d$  niema związku, zawory bezpieczeństwa oblicza się ze wzoru (8)

$$d = 0,627 \frac{G}{lp},$$

a przyjmując dla zaworów zwyczajnych, że  $l \approx \frac{1}{16}$ , mamy

$$d = 0,4 \frac{G}{p} \dots \dots \dots (9)$$

lub

$$d = 0,4 \frac{G}{p_r + 1}, \dots \dots \dots (9')$$

gdzie  $p$  oznacza nadprężność pary.

b) Opierając się zaś na założeniu, że  $l = md$ , otrzymuje się z równania (8)

$$d^2 = \frac{0,627}{m} \frac{G}{p},$$

lub

$$A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,492}{m} \frac{G}{p}.$$

Przyjmując dla zaworów zwyczajnych  $l = 0,025 d$ , t. j.  $m = 0,025$ , mamy

$$d^2 = 25 \frac{G}{p} \dots \dots \dots (10)$$

lub

$$A \approx 20 \frac{G}{p}, \dots \dots \dots (11)$$

a zatem

$$A = 20 \frac{G}{p_r + 1} \dots \dots \dots (11')$$

Wzory (9) i (11) dają wyniki zasadniczo różne, jeżeli stosuje się dwa lub więcej zaworów. Jeżeli bowiem stosujemy  $n$  zaworów o średnicy  $d$ ,  $d$  zaś oznacza średnicę zaworu obliczoną z równań powyższych, to obliczając zawory z wzoru (9) mamy

$$n d_n = d,$$

zatem

$$d_n = \frac{d}{n},$$

Obliczając zaś zawory z wzoru (11) mamy

$$n \frac{d_n^2 \pi}{4} = \frac{d^2 \pi}{4},$$

zatem

$$d_n = \frac{d}{\sqrt{n}},$$

Przyjmijmy dla przykładu, że  $n = 4$ , to w pierwszym wypadku mamy

$$d_n = \frac{d}{4},$$

w drugim zaś

$$d_n = \frac{d}{2}.$$

Z powyższego wynika, jak ważnem jest wyjaśnienie zależności skoku grzybka od średnicy zaworu, jeżeli obliczenie zaworów bezpieczeństwa ma być prawidłowe.

III.

Występująca we wzorach (9) i (11) wielkość  $G$  we wzorach stosowanych do obliczania zaworów bezpieczeństwa określana jest przeważnie przez

powierzchnią ogrzewaną  $H$  lub powierzchnię rusztu  $R$ . Wartość wielkości  $G$ , przyjętą do obliczania zaworów bezpieczeństwa, najłatwiej wyznaczyć można z wzoru amerykańskiego (5), gdyż wzór ten nie jest oparty na żadnem założeniu co do skoku grzybka. Porównyując wzór (5) z wzorem (8), otrzymuje się

$$17,5 H = 0,627 G,$$

a zatem

$$\frac{G}{H} \approx 28 \text{ kg/m}^2 \text{ h.}$$

Wzór angielski (4) dla kotłów o ciągu naturalnym możemy porównać z wzorem (11), opartym na założeniu, że  $l \approx 0,025 d$ . Z porównania tego wynika

$$18250 R = 20 G,$$

a zatem

$$\frac{G}{R} = 912 \text{ kg/m}^2 \text{ h.}$$

Założmy dla przykładu, że

$$\frac{H}{R} = 32,5, \text{ to } \frac{G}{H} = \frac{912}{32,5} = 28.$$

Dla kotłów o sztucznym ciągu powietrza „Board of Trade” przepisuje

$$A_1 = A \frac{b}{97,6}, \dots \dots \dots (12)$$

gdzie  $A_1$  oznacza pole przeswitu zaworów kotłów z ciągiem sztucznym w  $\text{mm}^2$ ,

$A$  oznacza pole przeswitu zaworów kotłów z ciągiem naturalnym w  $\text{mm}^2$ ,

$b$  przeciętne natężenie rusztu w  $\text{kg/m}^2/\text{h}$ ,

$Z$  zaworu niemieckiego (6) trudno określić  $\frac{G}{H}$ , gdyż wzór ten nie jest oparty na ścisłej

teorii. Wzór jednak niemiecki można zastąpić z praktycznie wystarczającą dokładnością wzorem

$$\frac{A}{H} = \frac{700}{p} = \frac{700}{p_r + 1}, \dots \dots \dots (13)$$

Porównyując ten wzór z wzorem (11), mamy

$$700 H = 20 G,$$

a zatem

$$\frac{G}{H} = 35 \text{ kg/m}^2 \text{ h.}$$

Towarzystwo „The National Boiler and General Insurance Co Ltd”<sup>5)</sup> zaleca w wypadkach, w których wydajność kotła jest większą niż normalna, stosować wzór, który po przeliczeniu na miary metryczne ma następującą postać:

$$A = 23,33 \frac{G_m}{p_r + 1} \dots \dots \dots (14)$$

gdzie  $G_m$  oznacza największą wydajność kotła w  $\text{kg/h}$ .

Porównyując wzór ten z wzorem 11, mamy

$$G = 1,166 G_m.$$

Wartości powyżej obliczone z różnych wzorów stosowanych nie odpowiadają ściśle rzeczywistości, gdyż z jednej strony przy wyprowadzeniu wzorów teoretycznych 8 i 11 nie uwzględnio-

<sup>5)</sup> Steam Boiler Construction. Manchester, 1920 r. str. 142.

no oporów ruchu, z drugiej zaś strony założenie odnośnie wartości  $l$  nie jest ścisłe. Wartości jednak  $G$ , wyznaczone w powyższy sposób, mogą służyć do porównania poszczególnych wzorów między sobą. Przy tem porównaniu należy mieć zawsze na uwadze, że, jak to pod koniec ustępu II zaznaczono, wyniki poszczególnych wzorów mogą wykazywać znaczne różnice, w zależności od ilości stosowanych zaworów.

IV.

Jako przykłady, przytoczę doświadczenia wykonane przez Cario.

WARTOŚCI	wymierzone	Powierzchnia ogrzewana $H, m^2$	130	41	94	94	
		Pręężność robocza $p_r, kg/cm^2$	12	5,7	10	6,5	
		Średnica zaworu $d, mm$	95	73	70	70	
	wyniki doświad.	$\frac{G}{H}, kg/m^2 h$	30,7	35	31,4	30,2	
		Przyrost pręężności $p_r, kg/cm^2$	0,6	0,2	—	0,4	
	Obliczone	Pole prześwitu $A, mm^2$ według wzoru	niemieckiego (6)	6987	4380	5992	8913
			(13)	7000	4284	5982	8773
		Średnica $d, mm$ według wzoru	(6)	94,3	74,7	87,3	106,5
			(13)	94,4	73,9	87,3	105,7
		Skok grzybka według doświadczeń $mm$		3	3,6	2,57	3,5
Skok grzybka, $mm$ , według założenia $l=0,025 d$		2,38	1,83	1,75	1,75		

Z zestawienia tego wynika, że zawory obliczone na podstawie wzoru niemieckiego zupełnie wystarczają do odprowadzenia bardzo znacznej ilości pary. Przykład 4 poucza, że nawet znacznie mniejsze zawory mogą być wystarczające. Z zestawienia tego widać także, że wyniki wzoru niemieckiego prawie się nie różnią od wyników wzoru 13.

V.

Zawory bezpieczeństwa nie były prawie nigdy powodem wypadków. Stosowanie wzoru niemieckiego w praktyce nie sprawiało dotychczas żadnych trudności. Powstaje przeto pytanie, czy należy wzór ten zmienić, mając przytem na uwadze, że zasadnicza zmiana wymagałaby nowych doświadczeń. Uwzględniając jednak, że wzór niemiecki jest sprzeczny z teorią i że wzór odpowiadający lepiej teorii jest daleko prostszy, pożądane jest przedtwszystkiem ze względów dydak-

tycznych zastąpienie wzoru niemieckiego innym wzorem, któryby odpowiadał lepiej teorii, a jednocześnie dawał prawie te same wyniki, w warunkach, w których wzór niemiecki jest wypróbowany. Takim wzorem jest

$$\frac{A}{H} = \frac{700}{p_r + 1} \dots \dots \dots (13)$$

Prześwit zaworów o wysokim skoku może być, jak obecnie, 3 razy mniejszy od prześwitu zaworów zwyczajnych. Zatem dla zaworów o wysokim skoku mamy

$$\frac{A}{H} = \frac{235}{p_r + 1} \dots \dots \dots (15)$$

Następujące zestawienie podaje wartości  $\frac{A}{H}$  dla pręężności  $p_r$  od 1 do 59  $kg/cm^2$ , obliczone ze wzoru niemieckiego i powyższego wzoru 13 dla zaworów zwyczajnych:

$p$ $kg/cm^2$	$p_r =$ $p-1$ $kg/cm^2$	$\gamma$	$\frac{A}{H}$ według wzoru		$100 \frac{A_{13}-A_6}{A_6}$	$100 \frac{d_{13}-d_6}{d_6}$
			(6) $\frac{A_6}{H}$	(13) $\frac{A_{13}}{H}$	%	%
2	1	1,1084	450	350	-22,2	-11,8
5	4	2,6194	146	140	-4,1	-2,05
10	9	5,0513	70,3	70	-0,4	-0,2
20	19	9,8522	34,6	35,0	+1,1	+0,55
30	29	14,730	22,9	233	+1,7	+0,85
40	39	19,767	17,05	17,5	+2,6	+1,3
50	49	24,994	13,5	14,0	+3,2	+1,6
60	59	30,441	11,2	11,7	+4,6	+2,3

Zawory obliczone z wzoru 13 są dla małych pręężności nieco mniejsze od zaworów obliczonych z wzoru niemieckiego, natomiast dla bardzo wielkich pręężności nieznacznie większe, co jednak odpowiada teorii, a praktycznie może być tylko pożądane.

Wzory powyższe są oparte na założeniu, że

$$\frac{G}{H} = 35 \text{ kg/m}^2 h. \text{ Gdyby było pożądane uzależnić wymiary zaworów bezpieczeństwa nie od wielkości powierzchni ogrzewanej, lecz od wydajności kotła } G_m, \text{ to można by stosować dla zaworów zwyczajnych wzór}$$

$$A = 20 \frac{G_m}{p_r + 1} \dots \dots \dots (16)$$

dla zaworów zaś o wysokim skoku wzór

$$A = 7 \frac{G_m}{p_r + 1} \dots \dots \dots (17)$$

# PREGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

## HUTNICTWO.

### Wpływ utleniania na bieg wielkiego pieca<sup>1)</sup>.

Znany uczonej niemiecki Fr. Wüst ogłosił pracę p. t. „Ueber den Einfluss von Oxydationsvorgänge auf den Hochofenprozess”, którą oparł na analizie zjawisk zachodzących przy starożytnych sposobach wytopiania żelaza kowalnego, mianowicie w tak zwanych dymarkach (Renn — lub Luppenfeuer) oraz w ogniskach utleniających, nazywanych czasem „uszczierzakami” (po niemiecku — Frischfeuer). Ołóż p. Wüst przypomina, że w dymarkach mocno ubita, drobna ruda żelazna dochodzi do dysz w stanie nieodtlenionym, w postaci bądź kawałków, bądź też kropeł roztopionego krzemianu żelaza. Oddtlenie odbywa się poniżej poziomu dysz, wobec czego ponowne utlenianie kłupki, obocznej li tylko rozrządzonym węglem, w dymarce jest niemożliwe, podczas gdy w wielkim piecu, krople surówki, powstałej w górnych strefach pieca, przechodzą przez bogatą w tlen strefę dysz, zostają ponownie utlenione, a dla osłatecznego ich oddtlenia potrzebna jest dodatkowa ilość energii cieplnej; przeto wyzyskanie objętości wielkiego pieca wynosi zaledwie 1 — 1,2 t na dobę z 1 m<sup>3</sup>, podczas gdy w dymarkach dochodziło ono do 2,4 t. W uszczierzakach wieku XIX, gdzie żelazo kowalne (szczerze) było wytwarzane zapomocą utleniania surówki (wytopianej w wielkich piecach) przez strugę dmuchu, włączanego do ogniska przez dyszę, węgiel drzewny był układany swobodnie, bez ubijania, w kawałkach dużych po to, by powstający przy spalaniu jego dwutlenek (CO<sub>2</sub>) nie mógł przekształcić się w CO. W dymarkach zaś rzecz miała się wręcz przeciwnie. Nabój składał się z mocno ubitej drobnej rudy i węgla, bowiem dochodziło tu głównie o wytworzenie atmosfery oddtleniającej, bogatej w CO i biednej w CO<sub>2</sub>. „Man ersieht aus diesem Beispiel, dass unsere Vorfahren scharfe Beobachter waren” — zaznacza od siebie autor, mówiąc o kształcie wewnętrznym starożytnych dymarek, w których średnica garu była 2 — 3-krotnie szersza, aniżeli średnica paszczy, wobec czego wytworzona kłupka tylko w stopniu nieznacznym odczuwała utleniające działanie dysz

W wielkich piecach na węglu drzewnym strefa bogata w tlen jest większa, niż w piecach, prowadzonych na koksie, bowiem te ostatnie posiadają: 1) znacznie wyższą temperaturę gazu, 2) osad dość ubity i małoprzesiadałny dla gazów, czyli — innymi słowy — warunki, jakie ułatwiają znikanie CO<sub>2</sub> w myśl wzoru: CO<sub>2</sub> + C — 2CO, przyczyniając się do otrzymania atmosfery oddtleniającej. To też staje się zrozumiałem, dlaczego surówka wytopiona na węglu drzewnym, wzgl. na dmuchu zimnym, jest zawsze mniej bogata w krzem i w mangan, niż wytwór otrzymany na koksie, wzgl. na dmuchu gorącym, czy też na dmuchu pozbawionym wilgoci.

Na podstawie prac van Vlotten'a, tudzież ostatnich doświadczeń amerykańskiego Bureau of Mines, p. Wüst stwierdza, iż przed dyszami wielkiego pieca, na przestrzeni ok. 1 m od ich ryjków, panuje atmosfera utleniająca, dalej zaś, w głębi garu — oddtleniająca i według doświadczeń Amerykanów — zawierająca do 70% CO, zamiast teoretycznych — 34,7%. Stąd wniosek, że gazy w przekroju garu wielkiego pieca są podzielone niejednakowo, przyczem cała niemal ich masa wznosi się w pobliżu ścian pieca, z pominięciem jego środka. Bardzo udanie wykonane schematy i wykresy p. Wüsta umacniają wpływ obszernego, o dużej średnicy, garu wielkopiecowego na przebieg wytopiania surówki z rud, gdyż w garze o średnicy 3 m strefa utleniająca o szerokości 1 m zajmuje 88,9% jego objętości, natomiast przy średnicy garu 6 m — tylko 55,6%. Przeto, im

większa będzie średnica garu, tem bardziej oszczędnym okaże się bieg wielkiego pieca; bowiem w garze szerokim utlenienie kropeł surówki zachodzi w rozmiarach znacznie mniejszych, niż w garze wąskim. Nadmieniamy, że z przytoczonych przez autora danych praktyki wielkopiecowej Rzeszy Niemieckiej bynajmniej nie wynika, by powiększenie wytwórczości, spowodowane przez powiększenie garu, przez wzmoczone dmuch, obok jednoczesnego zmniejszania rozchodu koksów, nie było spowodowane również przez powiększenie bogactwa przetapianego wsadu, bądź też przez podwyższenie temperatury dmuchu, wzgl. przez zmniejszenie ilości otrzymywanego w piecu żużla. W jednym tylko wypadku D (Thomasroheisen) znajdujemy dla pieców Nr. 1 i Nr. 2 liczby takie:

	Nr 1	Nr 2
Objętość pieca m <sup>3</sup> . . . . .	398	335
Średnica garu m . . . . .	100%	84,17%
	3,5	4,0
	100%	114%
Pole przekroju garu . . . . .	9,621	12,566
	100%	130,5%
Wytwórczość na dobę z 1 m <sup>3</sup> . . . . .	0,532	0,637
objętości pieca t . . . . .	100%	120%
Rozchód koksów na 1 t surówki kg . . . . .	1239	1186
	100%	95,7%
	863	866
Temperatura dmuchu O°C . . . . .	100%	100,3%
	29,5	29,3
Zawartość żelaza we wsadzie % . . . . .	100%	99,3%
	1149	1157
Ilość żużla na 1 t surówki kg . . . . .	100%	100,7%
Ilość dmuchu w m <sup>3</sup> /min, przypada- . . . . .	1,466	1,68
jąca na 1 m <sup>3</sup> objętości pieca . . . . .	100%	114,6%

Jak widać, przy powiększeniu przekroju garu o 30,5%, wytwórczość pieca wzrosła zaledwie o 20%, natomiast rozchód koksów zmniejszył się o 4,3%. W każdym razie jest to wynik dodatni i przekonujący, aczkolwiek — należy przyznać — dość niski.

Inż. Wł. K.

## METALOZNAWSTWO.

### Nowe stopy srebrne.

Dotychczas używane stopy srebrne 80-tej a nawet 92,5 próby (reszta miedź), jak wiadomo, bynajmniej nie odpowiadają stawianym wymaganiom. H. Saeftel w 1925 roku, na łamach Z. f. Metallkunde (str. 258), wskazywał na możliwość innych domieszek do srebra. Srebro daje roztwory stałe ciągle tylko ze złotem i palladem; lecz stopy te są drogie, i wobec tego nie mogą być szerzej zastosowane technologicznie. Srebro posiada dla miedzi, używanej dotychczas jako jedyna ligatura, zbyt ograniczoną rozpuszczalność (do około 5%), tak że wycieczne srebro, nawet 92,5 próby, zawiera już pewną domieszkę kruchej eutektyki, której ilość szybko wzrasta w miarę zwiększenia zawartości miedzi\*). Dla innych metali graniczna rozpuszczalność jest nieco większą. Tak więc naprzykład, — graniczna rozpuszczalność będzie dla manganu . . . 20% wag. i 30% atom. cynku przy 710,0 w ilości 23% wag., a przy ok. + 150 20% wag. 30% „ kadmu „ 724 „ 38,0 „ „ „ „ 32 „ 31 „ cyny „ 724 „ 13,3 „ „ „ „ 11 „ 10 „ antymonu 560 „ 15,3 „ „ „ „ 10 „ 8 „ glinu „ 777 „ 6,0 „ „ „ „ 5,5 „ 2,5 „ manganu 492 „ 31,0 „ „ „ „ 29 „ 67 „ Stopy te nadają się dobrze do obróbki na zimno i posiadają potem dobre właściwości mechaniczne.

Prof. W. Guertler (Z. f. Metallkunde, 1927, str. 68—70) wskazuje, że w granicach prób obecnie dostępnych: 92,5 i 80,0 można otrzymać znacznie lepsze właściwości mechaniczne, używając stop potrójny Ag-Cu-Cd. Dla próby 92,5, prof. Guertler wskazuje stop o zawartości mniej wię-

<sup>1)</sup> Stahl u. Eisen, zeszyt 36 z dn. 9 września r. ub., str. 1213, 21.

\* Patrz artykuł prof. W. Broniewskiego „Stopy legane w Polsce”, Przegl. Techn. 1925, 262.



cej około 5% miedzi, i 2,5% kadmu, a dla próby 80 — zawartość około 18% kadmu i 2% miedzi. W obydwóch wypadkach cała ilość tych domieszek znajduje się w roztworze stałym, wówczas gdy stopy podwójne srebrno-miedziane posiadają już pewne zawartości kruchej eutektyki. W dotychczasowych stopach 80-tej próby eutektyki tej będzie więcej niż 50%.

### Przemysł cynkowy w okręgu Leodjum.

Artykuł zawiera przegląd rozwoju przemysłu cynkowego w Belgji, ze szczególnem uwzględnieniem procesu dystrylacji, odkrytego przez Dony'ego, i późniejszych zmian i ulepszeń tego procesu.

Brak sił wodnych i znaczna cena energii elektrycznej w Belgji uniemożliwiają zastosowanie procesów elektrotermicznych i elektrochemicznych, stosowanych obecnie gdzieś indziej. Znalazienie nowych sposobów, pozwalających na prowadzenie procesu ciągłego, byłoby lb. korzystne. (L. Boscheron, J. Inst. Met., 1926, II, str. 21—26).

## TECHNIKA CIEPLNA.

### Wyzyskanie energii cieplnej mórz.

Znany wynalazca George Claude, wspólnie z Boucherot'em, zgłosił Akademii Nauk w Paryżu swój pomysł wyzyskania energii cieplnej mórz, który obudził b. duże zainteresowanie.

Pomysł ten opiera się na znanym fakcie dużej różnicy temperatur na powierzchni oceanu (26—30° C w okolicach podzwrotnikowych), a na głębokości np. 1000 m (4—5° C). Autorzy projektują odparowywanie ciepłej wody, branej z górnych warstw oceanu, wyzyskiwanie energii otrzymanej pary w turbinie i skraplanie rozprężonej pary, za pomocą skraplaczy zasilanych wodą zimną, z głębokich warstw oceanu.

Na pierwszy rzut oka zdawałoby się, że ilość uzyskanej energii przy wyzyskaniu tak nieznacznej spadku temperatur (25—30°) będzie zupełnie nieznaczna. Autorzy jednak dowodzą, że tak nie jest. Np. więc para o prężności 0,03 at, jaką można uzyskać przy temp. wody 24° C, przy przejściu do rozrzedzenia 0,01 at (osiągalnego przy temp. wody chłodzącej 7° C), osiąga prędkość 500 m/sek; obracając jednost. pionowy wirnik turbiny, nadaje mu 250 obr/min, przyczem 1 kg pary o tej prężności (0,03 at), t. zn. 700 razy mniejszej od 20 at, wytwarza tylko 5 razy mniej energii, niż ta ostatnia przy rozrzedzeniu z 20 do 0,2 at.

Doświadczenia musiały potwierdzić te wnioski i — jak podają wynalazcy — potwierdziły. Wirnik turbiny De Laval'a o średn. 15 cm, zbudowany do pracy przy 20 at, został umieszczony pomiędzy zbiornikami o pojemności 20 l. zawierającymi: jeden wodę o temp. 28°, drugi — lód. Z pierwszego zbiornika zaczęto wypompuwać powietrze. Gdy ciśnienie spadło poniżej ciśnienia pary, woda zaczęła wrzeć i para zaczęła pędzić wirnik turbiny, skraplając się w drugim zbiorniku. Wirnik osiągnął 5000 obr./min, a połączona z nim prądnicą dała 2,5 kW, zużyte na żarzenie żarówek. Gdy skutkiem intensywnego odparowania temperatura spadła po 8—10 min poniżej 20°, lampy zgasły.

Pragnąc wyzyskać swój pomysł na dużą skalę, liczą autorzy, że 1 m<sup>3</sup> wody przechodzącej przez ich kocioł da 5000 Kal, równoważnych 8 kg pary, które przy wyzyskaniu pomiędzy 0,03 a 0,01 at dadzą teoretycznie 100000 kgm. Zakładając  $\eta = 0,75$  i stratę na pompowanie wody ciepłej i zimnej w wysokości 30000 kgm, otrzymanoby netto 45000 kgm z każdego 1 m<sup>3</sup> wody, a więc przy przepływie 1000 m<sup>3</sup>/sek — 400000 kW.<sup>1)</sup>

Artykuł redakcyjny w czasop. The Engineer<sup>2)</sup> zapatiuje się na pomysł powyższy krytycznie. Przelicza daty

<sup>1)</sup> Comptes Rendus, t. 183, Nr. 21, str. 929—933, 1005—1006.

<sup>2)</sup> The Engineer, t. 142, Nr. 3698, str. 584—585.

autorów na miary angielskie i wyrażając wątpliwości zarówno co do możliwości wyzyskania energii przy tak niewielkiej różnicy temperatur, jak i co do możliwości utrzymania tak niskiego rozrzedzenia w skraplaczu, takiej sprawności termodynamicznej i t. d., stwierdza, że nawet jeśli to wszystko byłoby możliwe, to w każdym razie zarówno „kocioł” (pracujący w warunkach normalnego skraplacza), jak i hurociagi, skraplacz i t. d. osiągnąć muszą niebywale wprost rozmiary nawet dla 10000 kW-ej turbiny, ze względu na objętość właściwą pary przy tem ciśnieniu (średnica rury zasilającej turbinę ok. 700 cm). Wpierw więc, nim wynalazcy zaczną wyzyskiwać oceany podzwrotnikowe, kończy autor swe uwagi, — niech spróbują wyzyskać szerokie pole do doświadczeń, jakie im da woda chłodząca dowolnej wielkości elektrowni w Europie.

## TECHNIKA MELJORACYJNA.

### Pomiary parowania.

Zakład inżynierji rolniczej Uniwersytetu w Wrocławiu (prof. Zunkera) podjął w r. 1924 badania nad parowaniem z powierzchni wody, oraz z ziemi trawą parostej, nie tylko w laboratorium, ale także w polu — w misach liżymetrach, umieszczonych na wyspie pobliskiej śluzi komorowej na Odrze.

Wyniki tych badań za lata 1924—1925 zostały opublikowane w szczegółowych zestawieniach, a zarazem wyciągnięto następujące wnioski:<sup>1)</sup>

Dotychczas używane formuły na parowanie z powierzchni wody są błędnie zbudowane i nie dają wyników zadawalniających. Trafną okazała się ogólna formuła Zunkera — dotąd nie ogłoszona:

$$v = a f(e_0) \cdot (e_0 - e) \cdot \varphi(w),$$

gdzie  $e_0$  = ciśnienie pary nad zwierciadłem wody w mm słupa rtęci

$e$  = ciśnienie pary w powietrzu, w mm słupa rtęci.

$w$  = prędkość wiatru w m/sek.

Dla formuły tej oznaczono:

$$f(e_0) = \sqrt{e_0} \cdot \varphi(w) = 1,8w \text{ dla } w \text{ w } \mu/\text{min } a = 0,0379 \pm 0,00086$$

Formuła brzmi zatem:

$$v = 0,0379 \sqrt{e_0} (e_0 - e) \cdot 1,8w \text{ w } \mu/\text{mm, a}$$

$$v = 0,00227 \sqrt{e_0} (e_0 - e) \cdot 1,8w \text{ w } \text{mm}/\text{h}.$$

Nawożenie łąki powiększa absolutne parowanie wody przez tworzenie większej masy liści, ale obniża parowanie jednostkowe z powodu tego, że zwiększona masa liści zmniejsza parowanie ziemi.

Zwiększona zawartość wody w ziemi powiększa absolutne parowanie wody z łąki przez tworzenie większej masy liści i przez wzmożenie parowania ziemi na jednostkę niepokrytej powierzchni ziemi. Jednostkowe parowanie zwiększa się również, a tylko w czasie wielkiej posuchy zmniejsza się.

Parowanie na łące zmniejsza się z wzrostem względnej wilgotności powietrza.

Większa prędkość wiatru zidaje się obniżyć parowanie na łące.

Parowanie łąki w czasie okresu wegetacyjnego jest w ziemi o małej zawartości wody mniejsze, zaś w ziemi o wielkiej zawartości wody większe, niż parowanie z powierzchni wody, znajdującej się na poziomie powierzchni ziemi.

Prof. Dr. A. R.

## Kronika.

### Konferencja Metaloznawcza S. I. M. P.

Koljna (3-cia) Konferencja urządzana przez Stow. Inżynierów Mechaników Polskich, ma się odbyć w Katowicach w dn. 19 — 20 b. m. i objąć szereg zagadnień z dziedziny metaloznawstwa i przemysłu hutniczego.

<sup>1)</sup> Dipl.-Landw. Hans Fabian: Die Verdunstungsmessungen auf der Scheitniger Schleusennisel im Breslau. Der Kulturtechniker, zesz. Nr. 6 z 1926.

Program ten podany już był w zeszytach Nr. 7 naszego tygodnika. Obecnie możemy dorzucić do niego wiadomości o nowych referatach, jakie zostały zgłoszone w międzyczasie. Są to: ref. Inż. K. Gierdziejewskiego i J. Dikmana (Warszawa) p. t. Uszlachetnienie żelwa przez odsiarczanie i ref. Inż. Wł. Wrażeńa (Lwów): Badania stali wysokomanganowej oraz Badania makroskopowe w zastosowaniu warsztatowym.

Zwracamy uwagę kolegów, którzy chcieliby wziąć udział w Konferencji, że konieczne jest jaknajwcześniejsze zapisywanie się na udział w niej, gdyż odpowiednio do ilości zapisanych uzyskane będą niższe koleje dla przyjezdnych, pokoje w hotelach, miejsca przy zwiedzaniu zakładów przemysłowych i t. d.

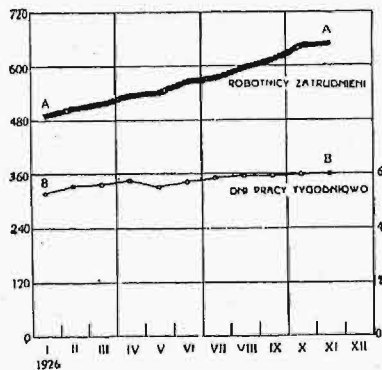
Zapisy (z zaznaczeniem, czy pożądane jest zarezerwowanie pokoju), przyjmuje Sekretariat S. I. M. P. (ul. Czackiego 3 m. 2 w Warszawie) oraz Stow. Inż. i Techników woj. śląskiego (Król. Huta, ul. Wolności 26).

**Statystyka stanu gospodarczego Polski.**

Zamieszczone obok wykresy, zestawione przez Urząd Statystyczny, obrazują stan najważniejszych czynników życia gospodarczego Polski w ciągu r. ub.

Robotnicy w tysiącach

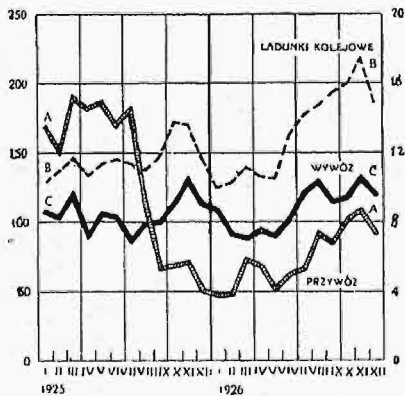
Dni pracy



Rys. 1. Stan zatrudnienia.

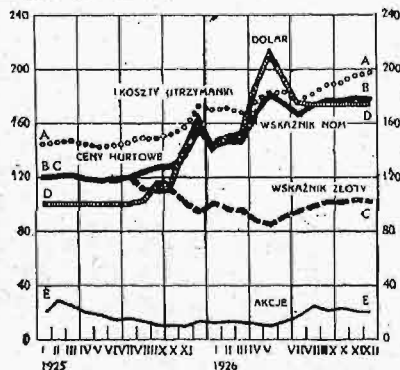
Tysiące złotych w zlocie

Tysiące wagonów



Rys. 2. Handel zagraniczny i przewóz.

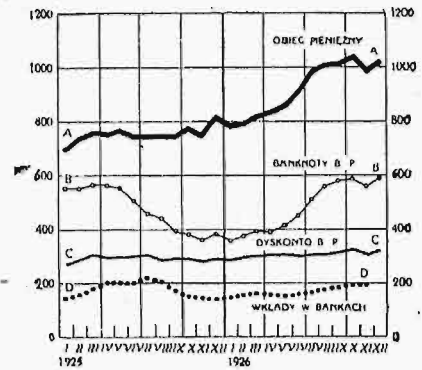
Wskaźniki (rok 1914 = 100)



Rys. 3. Wskaźniki cen, kursów dolara i akcji.

Widzimy na nich zmiany: a) stanu zatrudnienia (rys. 1) w postaci liczby robotników zatrudnionych i liczby dni pracy w tygodniu, b) handlu zagranicznego (przywóz i wywóz) w tys. złotych i przewozów kolejowych w tys. wagonów ładowanych

Milijony złotych



Rys. 4. Kredyt.

(rys. 2), c) kursów dolara, akcji i cen (wskaźnik w stos. do 1914 r. = 100) na rys. 3, wreszcie d) kredytu w liczbach obiegu pieniężnego, banknotów B. P., dyskonta w B. P., i wkładów w bankach w milionach zł. (rys. 4).

**80-lecie Edisona.**

Dn. 11 lutego r. b. obchodził Thomas Alva Edison 80-tą rocznicę swych urodzin. W związku z tym obchodem, warto przypomnieć w paru słowach życie i twórczość znakomitego wynalazcy. Wymienić jednak wszystkie jego prace byłoby niepodobiestwem nawet w dłuższym artykule, musimy przeto ograniczyć się do kilku uwag ogólniejszych.

W r. 1910 zadano sobie trud zestawienia wyciągu uzyskanych przez Edisona patentów i wówczas ich ilość wyniosła 905. Obejmują one najrozmaitsze dziedziny, a prawie w każdej stanowią pomysły niezwyklej doniosłości. Z prac jego wspomniemy: budowę pierwszej na świecie elektrowni w r. 1881 (57 Holborn Viaduct, Londyn), wykonanie pierwszej żarówki (1880), kinetoskopu, mikrofonu (1876), akumulatora b. lekkiego i cały szereg ważnych udoskonaleń w telegrafii, wytwarzaniu cementu i t. d. i t. d.

Charakterystyczną cechą jego wynalazków było to, że w owe czasy techniczne uważały często je za zupełnie niewykonalne, on jednak genialnym swym wzrokiem widział możliwość ich zrealizowania, a nadludzka praca pokonywał przeszkody. Pracy oddawał się zapamiętale, dniami i nocami pozostając w pracowni. Tworząc żarówkę, nie przerywał swej pracy w ciągu 5 dni. Badając druty z rozmu, metali szlachetnych i z pyłu węglowego jako materiał do wytworzenia włókna żarówki, zbadał sam z górą 6000 zwęglonych włókien różnych roślin. To też twierdził, że „geniusz polega tylko w 2 proc. na inspiracji, zaś w 98 proc. na transpiracji”.

Ciekawe są nast. szczegóły z życia i charakteru wielkiego wynalazcy. Chęć przekonania się (samodzielnie o wszystkim składania go jako 12-letniego chłopca do przerebobienia wszystkich doświadczeń, o jakich mówiły mu książki szkolne. Ażeby zdobyć na to środki, sprzedaje gazety „The Weekly Herald, published by A. Edison”, którego jest redaktorem, składaczem, drukarzem i sprzedawcą w tymże pociągu, gdzie upatryzył sobie wolny lokal na utworzenie laboratorium i drukarenki. Dziennik cieszy się powodzeniem na wszystkich stacjach tej kolei i w pociągu. Zyski powiększają majątek laboratorium.

Wartości kapitałów, które powstały na skutek wynalazków Edisona niepodobna wprost obliczyć; same przedsiębiorstwa, utworzone do eksploatacji jego pomysłów, warte są miljarde, w Ameryce tylko. Człowiek ten nie został jednak bogaczem. To też Ford mówi podobno o Edisonie, że jest on największym badaczem na świecie, lecz jednym z najgorszych businessman'ów. Oczywiście, nie zmniejsza to naszego uznania dla odbrzmień pracy twórczej genialnego wynalazcy i podziwu, z jakim nań patrzymy.

## T R E Ś Ć:

Sprawozdanie z prac Pierwszej Światowej Konferencji Energetycznej (c. d.) §

## WARSZAWA

9 MARCA  
1927 r.

## S O M M A I R E:

Les travaux de la Première Conférence Mondiale de l'Énergie (suite).

## Zagadnienia wyzyskania energii cieplnej na I-ej Światowej Konferencji Energetycznej.<sup>\*)</sup>

**Zgazowywanie węgla.** — Prof. Dr. H. Strache.

Po omówieniu korzyści stosowania paliwa gazowego oraz opisaniu spotykanych gazów przemysłowych, autor rozpatruje szczegółowo własności t. zw. gazu podwójnego, wytwarzanego z węgla przez początkowe odgazowanie go przy niskiej temperaturze, a następnie przez zgazowanie powstałego przy tem koksu. Tak powstały gaz, będący właściwie mieszaniną gazu węglowego z gazem wodnym, ma wartość opałową  $3200 \text{ Kal/m}^3$ , przyczem ze  $100 \text{ kg}$  węgla o wartości  $7000 \text{ Kal/kg}$  otrzymać tą drogą można  $8\%$  smoły oraz  $500\,000 \text{ Kal}$  pod postacią gazu podwójnego. Według doświadczeń przeprowadzonych przez referenta w gazowniach Grazu i Chemnitz, przy zastosowaniu do wytwarzania tego gazu pary odlotowej z maszyn parowych, osiągnięto sprawność ogólną generatorów do  $80\%$ , przy możliwości wyzyskania do celów ubocznych  $50\text{—}70\%$  azotu, zawartego w węglu. Gaz podwójny, choć przy przesyłaniu na małe odległości jest droższy od gazu generatorowego, to jednak już przy odległościach ponad  $40 \text{ km}$  staje się tańszy na każde  $1000 \text{ Kal}$ , ze względu na swą wyższą wartość opałową, wynoszącą  $3200 \text{ Kal/m}^3$ , najlepiej, zresztą, odpowiadającą potrzebom miast. Wysoka temperatura spalania, przy stosunkowo niskiej cenie, rokuje, według referenta, wielką przyszłość gazowi podwójnemu, mającemu wypełnić lukę między drogim wysokowartościowym gazem węglowym, a tanim, lecz małowartościowym gazem generatorowym. Gaz ten znalazł zastosowanie w gazowniach Austrii, Niemiec, Jugosławiji oraz Włoch.

**Instytut badania paliwa przy Politechnice Wiedeńskiej.** — Prof. Dr. H. Strache (Wiedeń). Potrzeba poznania i racjonalnego użycia paliwa spowodowała utworzenie w Wiedniu w 1909 roku Instytutu badania paliwa, którego działalność w ostatnich latach była nader ożywiona. Inicjatywa założenia instytutu wyszła z kół przemysłowych, a i dziś, jakkolwiek instytut jest utrzymywany przez państwo, jednak pomoc z funduszy społecznych jest znaczna. Instytut, który dziś współpracuje

z Politechniką Wiedeńską, z katedrą technologii materiałów opałowych, wykonywa badania paliwa, zestawia bilanse termiczne, udziela porad przemysłowi w sprawach techniki cieplnej oraz prowadzi prace naukowe i pedagogiczne w tej dziedzinie. W związku z tem, czyniąc zadość potrzebom przemysłu, został na Politechnice Wiedeńskiej utworzony specjalny dwuletni kurs studiów, poświęcony technologii opału i technice cieplnej. Poza tem roczny kurs uzupełniający, prowadzony przez instytut dla inżynierów z praktyki, umożliwi im dostrzymanie kroku postępom w tej dziedzinie.

**Zamiana węgla na węglowodory płynne.** — Dr. Franz Fischer. Niezwykle ważne zagadnienie upłynnienia węgla może być rozwiązane trojako: a) przez dystalację rozkładową węgla przy niskiej temperaturze, więc drogą rozpadnięcia się większych drobin na mniejsze, przytem następuje tu upłynnienie tylko części składników węgla; z otrzymanej prasmoły uzyskuje się węglowodory, tylko w nieznacznej części wrzące w niskiej temperaturze, przeważna bowiem część wrze powyżej  $200^\circ \text{C}$ ; b) przez uwodornianie metodą Bergiusa, jakkolwiek otrzymane tą drogą węglowodory posiadają przeważnie wysoki punkt wrzenia; c) przez syntezę gazów, czyli przejście od mniejszych drobin do większych; mianowicie gaz wodny, uzyskany z węgla lub koksu, przy wysokich ciśnieniach zamienić można metodą kontaktową na olej, zwany „syntolem”, wrzący poniżej  $200^\circ$  i nadający się do napędu silników. Połączenie pierwszego sposobu z ostatnim stanowić będzie, prawdopodobnie, metodę przyszłości. (Por. Przegl. Techn., t. 63 (1925), str. 413.

**Płynne węglowodory, otrzymane przy wyrobieniu gazu, jako źródło energii.** — Gordon Adam. Referent porusza sprawę wyzyskania smoły, produktu ubocznego przy dystalacji węgla kamiennego i brunatnego, jako źródła energii, omawiając to zagadnienie z punktu widzenia gospodarczego. Przemysł gazowniczy i koksowniczy Wielkiej Brytanji produkuje  $320 \text{ miljn. gal.}$  smoły, poza tem z produkowanego gazu możnaby uzyskać do  $27 \text{ miljn. gal.}$  benzolu, gdyby zamiast płókania zastosować węgiel aktywny lub „silica gel” i tą drogą pochłaniać benzol bez strat.

<sup>\*)</sup> Ciąg dalszy „Sprawozdania z prac I. Świat. Konfer. Energ.”



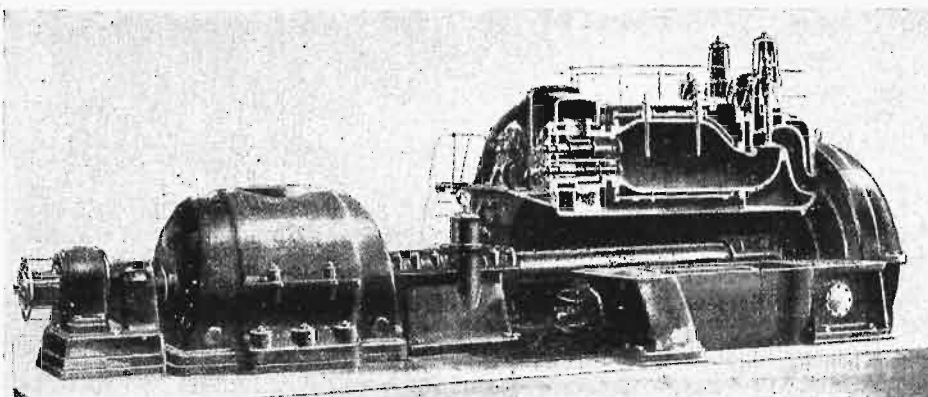
**Przeróbka węgla, z uwzględnieniem dystylacji przy niskiej temperaturze.** — Henry Armstrong. W referacie poruszono myśl powszechnego gazowania węgla smolistych, dzięki czemu można otrzymać znaczne ilości węglowodorów płynnych, a jednocześnie uwolnić ludzkość od plagi dymu; zadanie to, przy współdziałaniu inżynierów i chemików, da się, zdaniem autora, rozwiązać.

**Racjonalne wyzyskanie bogactwa narodowego, jakim jest paliwo stałe.** Leonard Harvey (Anglja). Paliwo, będące bogactwem narodowym, jest marnotrawione; aby temu zapobiec, należy wyzyskać wartości wewnętrzne paliwa przez powszechne gazowanie go na kopalniach, przyczem otrzymany półkoks służyć powinien jako znakomite bezdymne paliwo domowe lub — w postaci pyłu — do opalania palenisk przemysłowych, zaś uzyskane przy dystylacji smoły paliwo płynne, siarczan amonu i t. p. powiększą bogactwo narodowe. Poza tem energia wytwarzana w licznych małych elektrowniach jest droga, należy jej wytwarzanie skoncentrować w „Supercentralach”, usuwając drobne, lokalne, nieekonomicznie pracujące elektrownie. Podobnie i na kolejach ekonomiczne wyzyskanie paliwa powinno być osiągnięte przez elektryfikację kolei głównych i podmiejskich. W związku z tem, autor występuje jako zwolennik upaństwowienia środków transportu, elektrowni i kopalń węgla. Referat jest poparty materiałem liczbowym.

**Dystylacja przy niskiej temperaturze.** — Dr. C. H. Lander, Londyn, kierownik działu paliwa w departamencie badań naukowych i przemysłowych. Zagadnieniem gazowania węgla przy niskich temperaturach zaczęto się zajmować w Anglji przed dwudziestu laty, głównie w celu dostarczenia bezdymnego paliwa do opalania mieszkań, następnie jednak, z inicjatywy królewskiej morskiej komisji badań paliwa i maszyn, zajęto się dystylacją węgla przy niskich temperaturach, spodziewając się otrzymać tą drogą krajowe paliwo płynne dla marynarki. W 1917 roku został utworzony Fuel Research Board, mający przeprowadzać własne badania oraz korzystać z badań przeprowadzanych w tej dziedzinie przez innych. Na podstawie tych badań, może referent stwierdzić, że przy prowadzeniu dystylacji na dużą skalę, daje się uzyskać z 1 t węgla 700 kg bezdymnego paliwa stałego, 757 000 Kal w postaci gazów oraz 67,5 l smoły. Rentowność takiego przedsięwzięcia jest uwarunkowana możliwie dużą produkcją i niskimi kosztami zakładowymi, a poza tem możliwością sprzedawania bezdymnego półkoks po cenie nieco wyższej, niż węgiel, z którego koks powstał. Referat zawiera nieco cyfr.

**Generatory gazu w zastosowaniu do wielkich siłowni.** — Artur Lynn, Londyn. Po omówieniu rozwoju generatorów do ostatniego stadium, t. zn. gdy zostało połączone w jednym aparacie wytwarzanie gazu przy niskich temperaturach z wydziela-

niem produktów, referent rozpatruje rentowność gazowania węgla na wielką skalę w związku z wytwarzaniem energii mechanicznej w wielkich silnikach tłokowych, w związku ze spalaniem wytworzonego gazu pod kotłami, z których para zasila wielkie turbiny parowe i wreszcie w związku ze spalaniem gazu w turbinie Holzwartha, której podobiznę podaje rys. 1. Rozpatrując rentowność tych procesów, autor, opierając się na podanych w referacie zestawieniach, dochodzi do wniosku, że przy współczynniku obciążenia silnika 0,70 i jego mocy 25 000 kW, rozchód węgla na 1 kWh wynosi dla



Rys. 1. Turbina Holzwartha.

układu: generator — kocioł — turbina parowa 2,17 f. ang. i generator — turbina gazowa 1,67 f. ang., zaś porównywując urządzenie generator — kocioł — turbina parowa ze współczesnym urządzeniem parowym, opalanym pyłem węglowym lub sortowanym węglem, spalany na rusztach mechanicznych, dochodzi autor do wniosku, że w tym wypadku najkorzystniejsze jest gazowanie węgla i spalanie go jako gazu pod kotłami, albowiem przy cenie 20 szyl. za 1 t, koszt 1 kWh, przy 70% obciążeniu silnika, wyniesie wówczas 0,175 pensa, podczas gdy przy zastosowaniu spalania węgla na rusztach mechanicznych 0,293 pensa, zaś przy spalaniu jako pyłu węglowego 0,243 pensa.

**Wyzyskanie paliwa w Szwecji.** Axel Enström, Dyr. Akademji Nauk Inżynierskich w Sztokholmie.

W Szwecji, mimo produkcji 3 000 miljn. kWh rocznie energii elektrycznej z energii wodnej, zużywa się równowartość 11 miljn. t węgla, z czego importowano przed wojną połowę z zagranicy, resztę pokrywano na miejscu przy pomocy drzewa, węgla i torfu. Drzewo w znacznej ilości jest przerabiane na węgiel drzewny do celów hutniczych, w ilości odpowiadającej 5 miljn. t węgla; przerabianie odbywa się bądź w mieleszach, bądź w generatorach specjalnych trojakiemu rodzajowi, które są opisane w referacie. Szwedzki węgiel kamienny nie nadaje się do gazowania, stąd gazownie miejskie pokrywają zapotrzebowanie z zewnątrz państwa. Torf jest wydobywany w sposób zwykły, jakkolwiek zaczynają być stosowane torfiarki. Torfiarki są przeważnie niewielkie. Przedwojenna produkcja torfu do celów przemysłowych wynosiła do 75 000 t, podczas wojny wzrosła do 400 000 t, obecnie ponownie się zmniejsza.

Nieznaczne ilości mineralnego paliwa płynnego

wydobywa się z łupków bitumicznych, poza tem w okresie wojennym przystąpiono do wyrobu alkoholu etylowego drogą fermentacji w związku z wyrobem celulozy, otrzymując do 50 l alkoholu 100% na 1 t miazgi drzewnej. Po odfermentowaniu i odpędzeniu alkoholu, odpadki przerabiane są na oleje lżejsze i cięższe. Badania w tej dziedzinie są w toku.

**Przygotowywanie i spalanie paliwa.** C. F. Hirschfeld, Kierownik Wydziału badań w „Detroit Edison Comp.

W obszernym referacie zebrane są tu dane, odnoszące się do wszystkich rodzajów paliwa, spotykanego w St. Zjednoczonych A. P. oraz co do ich spalania. A więc antracyt, występujący przedewszystkiem we wschodniej części Pensylwanji, posiada wartość opałową górną 8 100 do 8 600 Kal/kg, przy 3 — 7% części lotnych, a zagłębnie to obejmuje obszar 1 200 km<sup>2</sup>. Roczna produkcja wynosi ponad 10 miljn. t. Następnie autor podaje sposoby spalania i osiągane przy tem wyniki, wspominając również o spalaniu antracytu jako pyłu.

Węgiel kamienny, wydobywany głównie w Zachodniej Pensylwanji (Appalachian Field), jak również i w innych mniejszych zagłębniach, staje się uboższy w miarę występowania bardziej na zachód. Stąd i wartość opałowa waha się od 8 000 do 4 400 Kal/kg przy 25% do 50% części lotnych. Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników wystąpiło z projektem normalizacji wymiarów węgla handlowego.

Węgiel spalany jest przy pomocy różnych systemów rusztów, opisanych szczegółowo, z podaniem danych liczbowych, łącznie z paleniskami na pył węglowy. Następnie podane są metody i sposoby transportu i magazynowania węgla. Dystylacja węgla przy niskiej temperaturze nie dała w Ameryce dotąd wyników, któreby pozwoliły wydać opinię o jej rentowności.

Ropa naftowa występuje w dwóch typach, jako ropa parafinowa w Pensylwanji, cenniejsza do przerobu ze względu na wyższą wartość swych frakcyj, oraz asfaltowa, pochodząca z Kalifornji i Texas. Ropa naftowa ma powszechne, poza marynarką, zastosowanie do opalania kotłów parowych w Kalifornji, w całej południowej części państwa, również w niektórych okolicach wybrzeży atlantyckich. Pod kotłami spalane jest rocznie ponad 17 miljn. t oleju.

Referent podaje następnie opisy, charakterystykę i dane liczbowe co do palenisk na paliwo płynne, poza tem opisane są metody transportu ropy, jej magazynowania i mierzenia.

Gaz ziemny wydobywany jest obecnie w ilości 22 000 miljn. m<sup>3</sup>, o wartości opałowej 8 900 Kal/m<sup>3</sup>, głównie w Zachodniej Wirginji, pozatem w Stanach Oklohama, Pensylwanja, Ohio, Kalifornja, Luisiana, Kanzas i Texas. Gaz jest przesyłany przy pomocy rurociągów pod ciśnieniem, tak że w miejscu przeznaczenia posiada prężność od 3,5 do 7 at, poczem redukuje się ją przy mierzeniu metodą rur Venturiego lub zwężonych przekrojów i dysz — do 1,5 at; w palnikach ciśnienie redukuje się jeszcze bardziej, do 100 — 400 mm sł. H<sub>2</sub>O. Następuje opis dwóch dziś głównie stosowanych metod opalania gazem, oraz przytoczone są dane liczbowe w odniesieniu do kotłów parowych. Na zakończenie referent

podaje sposoby kontroli palenisk kotłowych, zaznaczając, że centralne regulowanie procesu spalania jest jeszcze rzadkie, ale zjednywa sobie coraz liczniejszych zwolenników.

Niestety referat nie jest ilustrowany rysunkami.

**Wydobywanie i zużytkowanie torfu.** — Prof. Pierce Purcell, współpracownik działu torfowego w Fuel Research Board.

Po ogólnem omówieniu warunków powstawania torfów nizinnych i wyżynnych, referent podaje przypuszczalne rozmiary torfowisk w różnych państwach. Na czoło wybija się tu Rosja, następnie Finlandja, Kanada, jednak najwyższa cyfra rocznego wydobycia w okresie wojennym i powojennym była w Rosji 10 miljn. t, Irlandji — 7 miljn. t, Niemczech — 3 miljn. t i Danji — 2,3 miljn. t. W innych państwach była dużo niższa. Następnie podane są własności fizyczne torfu oraz sposoby pozabawiania torfu wody, drogą wyciskania, suszenia, elektrycznej osmozy, poczem referent omawia warunki, przy których wydobycie torfu może być rentowne. Przy omawianiu torfiarek, uwzględnia typy stosowane w Kanadzie, Niemczech i Szwecji, podaje również nieco danych o hydraulicznych metodach wydobycia torfu. W rozdziale o zużytkowaniu torfu referent przytacza liczby, odnoszące się do bardziej znanych stacyj elektrycznych, opartych całkowicie lub częściowo na torfie, oraz wyniki gazowania torfu na stacji prób w Greenwich. (Referat ten będzie prawdopodobnie wydrukowany w całości w „Przegl. Techn.”).

**Rafinowanie olejów mineralnych.** — C. J. M. Milo.

Omawiane są tu sposoby rafinowania ropy naftowej, przy uwzględnieniu tak metod starszych, polegających na stopniowym odparowywaniu frakcyj i cieczy, jak i nowszych, polegających na stopniowym skraplaniu frakcyj, po uprzednim odparowaniu rafinowanej cieczy w całości (Trumble), oraz sposób otrzymywania parafiny; poza tem referent wyjaśnia cel stosowania „cracking”, czyli rozkładu węglowodorów, oraz sposoby zapobiegawcze.

**Nowy system wydobywania oleju ze szwedzkich łupków bitumicznych.** — Sven V. Bergh.

Szwecja posiada znaczne zasoby łupków bitumicznych, wynoszące ponad 5 000 miljn. t, zawierających 4 do 7% oleju, przy swej wartości opałowej około 2000 Kal/kg. Autor doszedł do ciągłej metody dystylacji tych łupków, pozwalającej otrzymywać przy niskiej temperaturze dobre oleje oraz wysokowartościowy gaz.

Metoda ta polega na ogrzewaniu łupków w retortach do 270° C, poczem gwałtownie podnosi się temperaturę do 450° C. Pozostałe po dystylacji resztki łupkowe posiadają jeszcze wartość opałową 800—1000 Kal/kg, a służą do ogrzewania retort i wytwarzania pary, potrzebnej do tego procesu. Metoda ta jest obecnie badana w zakładzie próbnym Kinnekulle (Västergotland).

**Wytwarzanie energii z odpadków drzewnych w lasach Szwecji.** — H. v. Eckermann. Dyr. zarz. Ljusne Waxna Co.

Zakłady przemysłowe w Ljusne nad Bałtykiem (250 km od Stockholmu) składające się z tartaków i wielkich pieców, zbudowały w ostatnich la-



tach centralę o mocy 4400 KM, wywiązywanych w motorach gazowych, składających się z 4 cylindrów po 550 KM każdy, zasilanych gazem, który jest wytwarzany w generatorach gazowych nieruchomych, o rusztach płaskich, z odpadków drzewnych. Wyniki są bardzo pomyślne; rozchód paliwa o 52% wilgoci wynosi 2,7 kg na kWh. Wartość opałowa gazu wynosi 850 Kal/m<sup>3</sup>, przy ciężarze właściwym 1,178 w normalnych warunkach. Sprawność urządzenia wyrażona w energii elektrycznej wynosi 15% wartości opałowej paliwa, a przy doliczeniu wartości, otrzymywanej przy oczyszczaniu gazu, smoły oraz pary z wydyszyn, sprawność wzrasta do 32%. Jeszcze przy 70% wilgoci drzewa generatory pracowały poprawnie, podczas gdy spalanie takiego paliwa pod kotłami sprawiało trudności. Para otrzymana z wydyszyn w kotłach rurowych (1,1 kg/kWh) służyła do oczyszczania smoły, wydzielanej w obrotowych oczyszczalnikach przy pomocy wody.

**Odpadki tartaczne jako opał.** — Otto Nordström (Szwecja).

Referat zawiera opis oraz bilans cieplny suszarni do trocin i odpadków drzewnych w tartaku, pracującej w sposób ciągły i obsługiwanej ciepłem spalin, uchodzących z pod kotłów parowych do komina, po przejściu przez ekonomizer. Urządzenia są czynne i dają dobre wyniki. Drobne odpadki drzewne tracą wilgoć z 60% do 30%, przy obniżaniu się w suszarni temperatury gazów ze 164° do 63° C i przy dziennej produkcji 300 m<sup>3</sup> drzewa.

**Uzupełniające się wyzyskanie energii odpadkowej.** — Bernard Moritz Gerbel, Wiedeń \*).

Autor porusza sprawę współdziałania odrębnych zakładów przemysłowych na polu zużytkowania energii cieplnej tak, aby zakłady zużywające energię mechaniczną oddawały ciepło odpadkowe zakładom zużywającym je do celów grzejnych, i odwrotnie. Więc elektrownie, młyny, przedzalnice powinny współdziałać z papierniami, suszarniami, dystrylarniami i t. p., gdy zaś to jest niemożliwe na miejscu, powinno się oddawać energię mechaniczną jako prąd nazewnątrz, zaś ciepło odprowadzać rurociągami w postaci pary grzejnej lub ciepłej wody, co dziś można dokonywać na duże odległości.

Poza tem autor podaje następującą tablicę trzech grup przemysłu, zużywającego przede wszystkim energię mechaniczną, energię cieplną i trzecią grupę, pośrednią.

## I Grupa:

	Rozchód na jednostkę produkcji
Wytapanie glinu . . . . .	35 Kal/kg
Azot z powietrza . . . . .	11 "
Wodór . . . . .	11 "
Karbid . . . . .	5 "
Tlen . . . . .	4 "
Celuloza (mech) . . . . .	2 "
Przedzalnice . . . . .	2 "
Elektrownie . . . . .	1,5 Kal/kWh
Walcownie . . . . .	0,16 "/kg
Cementownie . . . . .	0,13 "
Młyny . . . . .	0,1 "
Chłodnie . . . . .	0,05 "

## II Grupa:

	Rozchód na jednostkę produkcji energii	ciepła
Jedwab sztuczny. . . . .	6—8 KWh/kg	110—150
Fabryka drożdży . . . . .	0,6—1 "	16—22
" zapalek . . . . .	30—35 "/10 skrzyń	700—1100
Cukrownie . . . . .	0,15—0,25 "/kg	5—6
Pralnie . . . . .	0,3—0,4 "/kg	9—11
Fabryki kleju . . . . .	0,7—0,9 "/kg	25—35
Syropiarnie . . . . .	0,05—0,07 "	2—7,8
Suszarnie . . . . .	0,05—0,1 "	3—5
Dystrylarnie . . . . .	0,1—0,2 "/l	6—15
Mydlarnie . . . . .	0,1—0,2 "/kg	6—18
Kapiele . . . . .	0,3—0,5 "/1 kap.	40—70
Centralne ogrzewanie . . . . .	0	"/m <sup>3</sup> h 0,02—0,04

## III Grupa:

Browary . . . . .	0,1—0,2	0,5—9,9	Przędzalnice . . . . .	1—1,5	8—12
Krochmalnie . . . . .	0,1—0,2	0,1—1	Celuloza(ch.) . . . . .	0,4—0,5	5,5—6,5
Papiernie . . . . .	0,4—0,6	2,5—3	Garbarnie . . . . .	1—1,3	15—22

Thomaides.

**Gospodarka cieplna w Austrii.** — Inż. Dr. J.

W roku 1920 powstało w Wiedniu Stowarzyszenie racjonalnej gospodarki cieplnej (Gesellschaft f. Wärmewirtschaft), które od 1923 r. rozpoczęło intensywną pracę w 24 komisjach, poświęconych rozpatrywaniu różnorodnego rodzaju zagadnień cieplnych, podanych w referacie. Stowarzyszenie wydaje własny organ, służący — poza konferencjami — do wymiany zdań i doświadczeń, a nadto udziela porad przemysłowcom oraz urządza kursy instrukcyjne.

**Nadmiar energii rozporządzalnej w wielkich hutach Francji.** — Prof. André Cornu-Thénard.

Dla przemysłu metalurgicznego, jako spożywającego największe ilości węgla, więc przedstawiającego najwdzięczniejsze pole do oszczędności na opale, referent przeprowadza obliczenie, ile można by w danych warunkach Francji wytworzyć dodatkowo energii, by ją w postaci elektryczności rozstać przy wysokim napięciu po kraju. W tym celu podzielone są zakłady metalurgiczne na 3 kategorie: posiadające wielkie piece, koksownie i stalownie, posiadające wielkie piece i stalownie bez koksowni, i wreszcie posiadające tylko wielkie piece. W pierwszej grupie zakładów, przy nowożytnym urządzeniu można dodatkowo oddać poza zakład ponad 50 kWh na 1 t surówki, w drugiej energii na zbyt niema, natomiast w grupie trzeciej wielkie piece mogą oddać nadwyżkę gazów, w postaci energii elektrycznej, w ilości 180 kWh na 1 t surówki. Przy rocznej produkcji we Francji surówki w ilości 10 000 000 t, nadmiar energii w tym dziale przemysłu w grupach pierwszej i trzeciej wyraża się, według autora, cyfrą 600 miljn. kWh.

Nadto autor oblicza, że przez zastosowanie do ogrzewania kotłów parowych wydyszyn z wielkopiecowych silników gazowych oraz spalin z pieców martenowskich i płomiennych, uzyskać można 500 miljn. kWh, zaś 400 miljn. kWh — przez ulepszenie ogrzewnic Cowper'a, czyli razem uzyskać można dodatkowo 1500 miljn. kWh rocznie.

**Gospodarka cieplna w cukrowni buraczanej.** Inż. H. Kind.

Aby wprowadzić oszczędną gospodarkę cieplną w cukrowni, należy oprzeć się na pomiarach wska-

\*) Por. Przegl. Techn., t. 62 (1924), str. 420.



zanych przez autora i na bilansie termicznym. Źródłem największych oszczędności może być zmechanizowanie kotłowni, zastosowanie zasobników pary i centralizacja wytwarzania energii elektrycznej. Poza tem podane są wskazówki co do doboru silnika głównego, rozprowadzania energii i t. p.

**Racjonalne wyzyskanie gazów wielkopieczowych w hutach.** — K. Rummel. Na podstawie bilansów termicznych huty oraz podziału gazu pomiędzy poszczególne urządzenia, omawia autor referatu warunki największej oszczędności w użytkowaniu gazów, przez stosowanie silników gazowych, opalanych gazami kocioł, palenisk i pieców koksowych, rozważając szczegółowo poszczególne przypadki stosowania silników gazowych, turbin parowych, kocioł parowych opalanych wydyszynami, oraz w związku z tem dmuchaw. Również stara się uwzględnić w rozważaniach wypadki, gdy jest w hucie nadmiar gazu i jego brak, a w związku z tem omawia regulację podziału gazu pomiędzy różne miejsca spożycia w hucie, chwilowe magazynowanie gazów, celem wprowadzenia równowagi między wytwarzaniem gazów i ich spożyciem, oraz metody pomiarowe.

**Doświadczenie ze stosowaniem pary odlotowej w Niemczech.** — H. Treitel. Omówione są tu rozwiązania stosowane w Niemczech, a umożliwiające wyzyskanie ciepła pary odlotowej do celów grzejnych, więc maszyny z przeciwnieprężnością, z ogrzewaniem próżniowym, z pośrednim odbiorem pary niskoprężnej i t. d. oraz współdziałanie zakładów różnych, wzajemnie się pod względem energetycznym uzupełniających. Następnie poruszona jest sprawa wpływu ciśnień przed i za silnikiem na jego sprawność, sprawa wysokich ciśnień, stosowanych w przemyśle niemieckim, podgrzewanie wody zasilającej kotły przy pomocy odbieranej z silnika pary, zasobników ciepła Ruthsa, wreszcie sprawa kontroli gospodarki cieplnej w niemieckich zakładach przemysłowych i elektrowniach.

**Oszczędność na opale i pomiar wysokich temperatur.** — Sir Robert Hadfield (Anglja). Znajomość temperatur i ich rozkładu w zakładach opartych na energii cieplnej stanowi jeden z ważniejszych czynników przy wprowadzaniu oszczędności, stąd doniosłość współczesnych metod pirometrii. Racjonalne prowadzenie kotłowni oparte jest na znajomości temperatur. Dalej rozważa autor tematy nast.: Granica dokładności pomiaru. Bilans termiczny. Termometry rejestrujące. Błędy pomiaru temperatur w strudze gazu. Temperatura płomienia. Materiały konstrukcyjne, znoszące wysoką temperaturę palenisk. Ogniska kuźnicze i do obróbki termicznej. Sprawność pieca i pomiaru w nim temperatury. Rekuperacja i regeneracja. Piece metalurgiczne. Kolor płomienia w zależności od temperatury.

Do referatu dołączona jest tablica temperatur od 550° do 1600° C, w zależności od barwy gazu. (Por *Prze gl. Techn.* t. 63 (1925), str. 180).

**Koks jako paliwo przy wytwarzaniu pary.** — E. W. L. Nicol (Londyn). Zapotrzebowanie olejów pędnych i smarów wzrasta wszędzie niezmiernie szybko, a ilość wydobywanej ropy naftowej na świecie wynosi rocznie około 118 miljn. t, podczas gdy węgiel wydobywa się około 1500 miljn. t. W Anglii, nie posiadającej własnych źródeł ropy, zapotrze-

bowanie płynnego paliwa wyrażało się w 1922 r. cyfrą 4,6 miljn. t, zaś spożycie węgla wynosiło 189 miljn. tonn, z czego spalono bezpośrednio na rusztach 189 miljn. t. Gdyby więc wprowadzić na wielką skalę gazowanie węgla przy niskiej temperaturze, zapotrzebowanie płynnego paliwa mogłoby być pokryte wewnątrz kraju z produktów dystalacji, zaś koks, zwłaszcza przemieszany z miazem węglowym, dałby doskonałe paliwo przemysłowe. Autor opisuje swe palenisko o rusztach łańcuchowych „Sandwich“ do tego paliwa, oraz podaje doskonałe wyniki, osiągnięte przy kotłach z tem paleniskiem.

**Pył węglowy, jako paliwo do kocioł.** — W. W. M. Solvey (Anglja). Autor omawia dzisiejszy stan zagadnienia opalania pyłem węglowym, rozpatrując kolejno przydatność różnych rodzajów węgla do tego celu, suszenie węgla, rozdrabnianie węgla i normy sit, palniki i sam proces spalania, zapotrzebowanie energii do tego celu (11—25 kW/t) oraz pochłanianie ciepła przez kocioł. Referat zakończony jest apelem do przeprowadzania prób, zarówno w małej, jak zwłaszcza w wielkiej skali i usuwania tą drogą trudności. Doświadczenia już poczynione potwierdzają wielkie widoki rozwoju tego systemu opalania.

**Samozasilające się palenisko łańcuchowe do torfu.** — Prof. T. M a k a r j e w (Leningrad). Autor opisuje ruszty własnego pomysłu do spalania torfu, stosowane w kotłowni tramwajów w Leningradzie, przy kotle Garbe na 420 m<sup>2</sup>. Wyniki były nader pomyślne. Spalanie osiągnięto bezdymne przy 14% CO<sub>2</sub>, a przy torfie o 30% wilgotności osiągnięto odparowanie 50 kg/m<sup>2</sup>, przy sprawności kotła z ekonomizerem 76%. Dalsze próby wykazały możność spalania w tych paleniskach torfu o 60% wilgotności. Podobnie korzystne wyniki osiągnięto pod kotłami Babcock'a w elektrowni pod Moskwą. Ruszty te mają wyższość nad podobnymi syst. Stefanowa, Kowalskiego i Hirscha (por. *Prze gl. Techn.* t. 63 (1925), str. 181—182).

**Charakterystyka siłowni parowych w Szwecji.** Holger A. L u n d b e r g, inż., sekretarz Zakładu badania paliwa w Sztokholmie. Najliczniejsze w Szwecji silniki parowe są na parowozach, które naogół są zbliżone do typów centralno-europejskich, poza tem oddany jest obecnie do ruchu normalnego typ parowozu Ljungströma (turbinowego). Turbiny wytwarzają dwie fabryki: de Laval w Sztokholmie i Ljungströma w Finspong. Starych silników parowych było zainstalowanych w 1921 r. 478 tys. KM na ogólną ilość 1784 tys. KM wszystkich silników, przyczem zauważyć się daje zanikanie małych siłowni parowych na rzecz siłowni wodnych. Centrale parowe rozwijają się szybko obok wodnych, jako pomocnicze na okres małych wód, najwyższych obciążeń oraz jako rezerwa na wypadek uszkodzeń w sieci, przyczem współpraca ta jest potrzebna, a jej wyniki — doskonałe. Pozatem zakłady zużywające tylko energię mechaniczną są przeważnie zelektryfikowane i przyłączone do central wodnych, chyba że para odlotowa ma bezpośrednie zastosowanie przy fabrykacji.

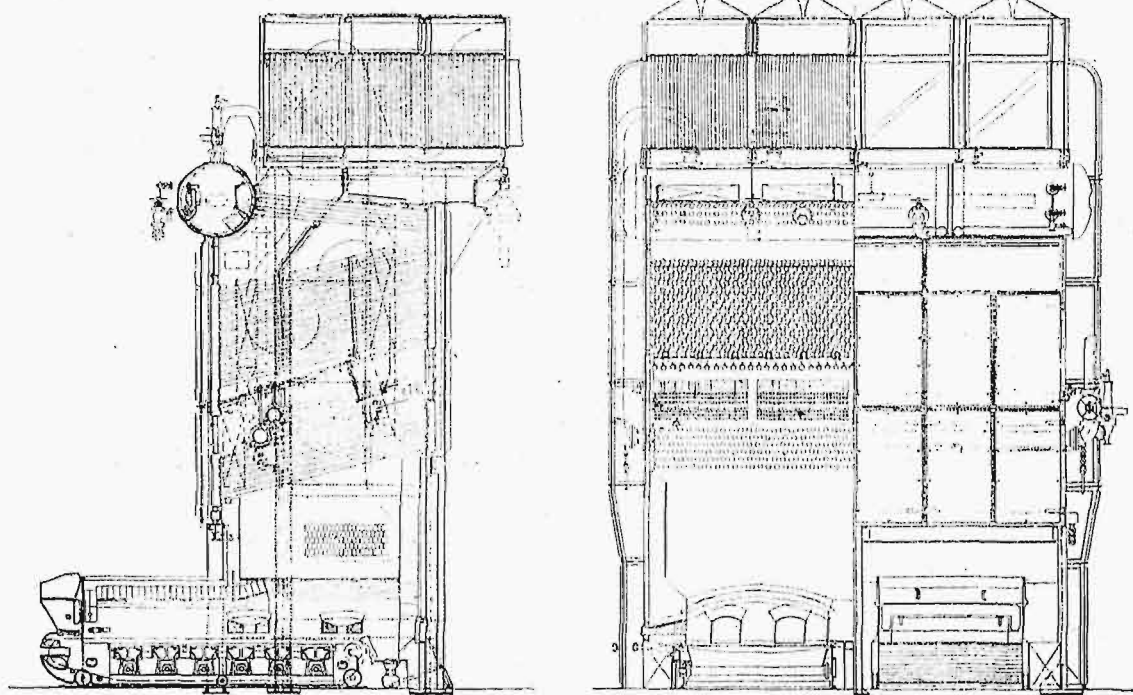
**Zupełne i niezupełne spalanie w paleniskach.** — Olaf R o d h e, Sztokholm. Autor wskazuje na szeregu wykresów, że maximum zawartości CO<sub>2</sub> w spa-

linach nie zawsze odpowiada najlepszej sprawności, aby więc znaleźć minimum strat odlotowych, czyli jak autor nazywa „punkt krytyczny spalania”, należy znać zawartość w spalinach CO, stąd w kotłowni powinny być aparaty wskazujące obydwie te składniki.

**Zasobniki pary.** — J. Ruths (Sztokholm). Referat ten jest treścią bardzo zbliżony do artykułu tegoż autora, umieszczonego w czasopiśmie V. D. I. (1922 r.). W kolejnym porządku wyjaśnia korzyści wyrównania zapotrzebowania pary, zasadę działania mokrych zasobników, opis urządzenia zasobnika Ruths'a, zakres zastosowania oraz osiągnięte przytem wyniki, dające przy celowym zastosowaniu 15 — 30% oszczędności paliwa, przy jednoczesnym ujednostajnieniu i ulepszeniu wytwórczości. (Por. Przegl. Techn. t. 63 (1925), str. 181).

tylko po jednej stronie kotłów (Hall Gate). W szeregu kotłowni żużle i popiół spadają bezpośrednio z popielników na wagony. Pył węglowy stosowany jest w wielu wypadkach, przeważnie syst. Lopulco. Objętość komory paleniska dochodzi do  $1,17 m^3$  na  $1 m^2$  p. o. kotła, przy czem na  $1 m^3$  paleniska i godzinę spala się 40—64 kg pyłu węglowego, przy odparowaniu do  $54 kg/m^2$ . Ekonomizery w połowie przypadków są umieszczone za kotłami, w połowie nad nimi. Kominy w większości mieszczą się w obrębie kotłowni, rzadko poza nią, osobno. Dużem powodzeniem cieszą się podgrzewacze powietrza.

Na potrzeby wewnętrzne elektrowni wytwarzana jest energia w osobnych turbinach (house-turbine). Próżnia wynosi około 96%; rurki kondensatora posiadają przeważnie 1" średnicy, rzadziej mniej; zazwyczaj przypadają po dwie pompy na każdy



Rys. 2 Typ kotła na 100 at.

**Przegląd bieżących doświadczeń w dziedzinie budowy elektrowni parowych.** — P. Junkersfeld i Geo A. Orrok (New York). Referenci, nawiązując swe sprawozdanie do 22 większych elektrowni w St. Zjedn., podają szereg danych liczbowych i charakterystyk tych urządzeń. Moc instalowana elektrowni w Stanach wynosi ponad 22 miljn. kW, z czego ponad 15 miljn. wytwarza się z ciepła, przy czem roczny współczynnik wyzyskania wynosi przeważnie około 40%. Para wytwarzana jest przeważnie przy ciśnieniu około 28 at i 388° C, jakkolwiek są już w ruchu elektrownie pracujące przy ciśnieniu pary znacznie wyższem. W roku 1925 zostały uruchomione trzy elektrownie z kotłami o ciśnieniu 75 at. Na węgiel o mniejszej ilości części lotnych stosowane są paleniska łańcuchowe, przy węglu o większej ilości składników gazowych — schodkowe z podmuchaem, przy czem objętość paleniska waha się od 0,052 do 0,118  $m^3$  na  $1 m^2$  powierzchni ogrzewanej, zaś odparowanie wynosi od 34 — 54  $kg/m^2$ .

Paleniska w kotłach, z małym wyjątkiem, są

skraplacz. Napięcie elektryczne tylko wyjątkowo jest większe od 13 800 V, przy częstotliwości przeważnie 60 okr. na sek. Rozdzielnice mieszczą się bądź w samej maszynie, bądź w osobnym domku, bądź wręcz na dworze. Elektrownie są zaopatrzone w szereg przyrządów pomiarowych, więc wagi automatyczne do ważenia węgla zbiorowo, przy grupach kotłów, a nawet przy poszczególnych kotłach, podobnie wodomierze i paromierze, pozatem termometry, manometry, i cięgiomierze oraz analizatory spalin stanowią nieodzowne wyposażenie, większych i nowszych elektrowni. W okresie studjów, z których jednak brak danych, znajdują się turbiny rtęciowe w Hartford, Conn. (patrz niżej referat Emmetta), poza tem uznanie znalazły paleniska metalowe z rur wodnych, stanowiących część kotła, a mających na celu odbiór ciepła promieniowania. Koszt urządzenia elektrowni, zależnie od warunków, wynosi od 60 do 200 dol. na 1 kW zainstalowanej mocy. Koszt wytworzenia 1 kWh wynosi mniej niż 10 000 Kal wyrażonych w surowym węglu.

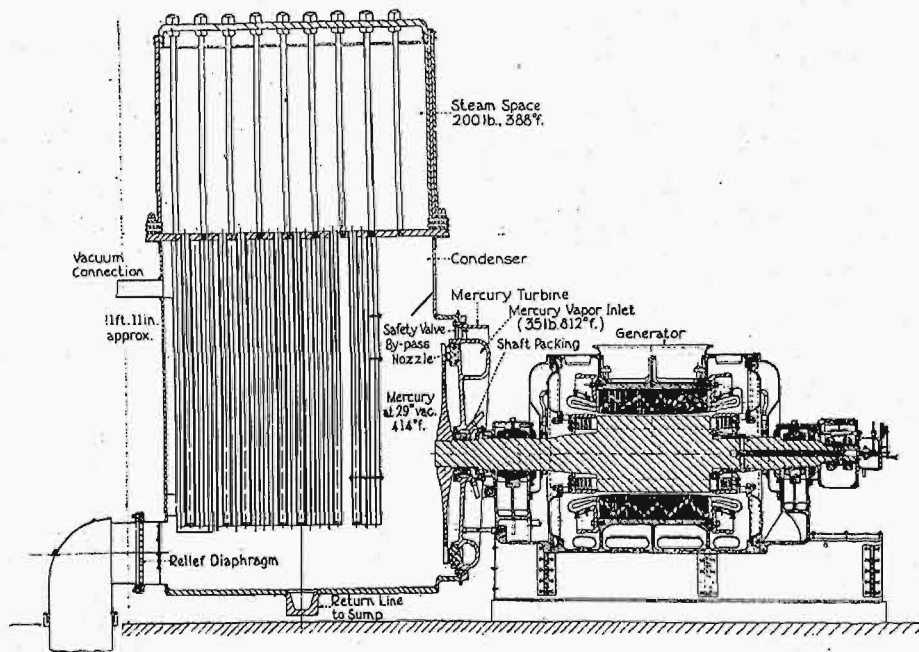
Na zakończenie autorzy podają szereg źródeł

literackich, odnoszących się do 16 wielkich elektrowni oraz literaturę periodyczną z zakresu referatu, przeważnie czas. „Power” i „Electrical World”.

**Para wysokoprężna, jej obecne i przyszłe zastosowanie do silników i do ogrzewania.** — O. H. Hartmann (Niemcy). Po ogólnym omówieniu własności pary wysokoprężnej, referent rozpatruje wyniki doświadczeń z maszyną W. Schmidta, która zasilana parą o 60 at i 400°C rozwinęła moc 150 KM, przy rozprężaniu się pary w czterech stopniach do próżni 96% i przy przegrzewaniu pary między cylindrami, wykazując rozchód pary 2,33 kg/KM, co odpowiada 2070 Kal/KM, wobec 2800 Kal/KM, uzyskanych w najlepszych turbinach parowych. Następnie autor omawia typy kotłów wysokoprężnych, budowanych w Niemczech. Zastosowanie maszyn

odbieraną z turbin, zasobniki pary Ruthsa przy niskich ciśnieniach, wielokrotne przegrzewanie pary w turbinach parowych, pył węglowy do opalania kotłów parowych oraz podgrzewanie powietrza. Tak wyposażone elektrownie parowe będą mogły dorównać swą sprawnością elektrowniom stosującym silniki Diesela. (Por. Przegl. Techn. t. 62 (1924), str. 197 i nast.).

**Wytwarzanie pary.** — Sir James Kennal. Po krótkim historycznym przeglądzie rozwoju maszyny parowej, omówieniu właściwości silników Diesela oraz turbin parowych, referent wypowiada się za podniesieniem ciśnienia pary dolotowej i stosowaniem kotłów wodnorurkowych typu Babcock i Wilcox, uważając, że przy ciśnieniu początkowym pary do 100 at, przy zastosowaniu ekonomizerów oraz podgrzewaczy wody do temperatury o 10°



Rys. 3. Turbina rtęciowa Emmeta.

wysokoprężnych powinno mieć miejsce przede wszystkim przy wyższych przeciwcisnieniach i wyzyskaniu ciepła odlotowego, choć także i w parowozach. Przy skraplaniu pary odlotowej, mogą maszyny te współzawodniczyć z silnikami Diesela (Patrz tegoż autora V. D. I./1921 oraz Przegl. Techn. t. 62 (1924), str. 197).

**Wielkie kotły parowe na wysokie prędkości.** Dr. Fr. Münzinger. Po omówieniu ostatnich badań w dziedzinie własności materiałów stosowanych do budowy kotłów wysokoprężnych, referent zajmuje się rodzajami stali, używanej na walczaki kotłów wysokiego ciśnienia.

W związku z kosztami budowy, poruszone są czynniki wpływające na cenę kotła i sposoby jej zmniejszenia. Elektrownie budowane w najbliższej przyszłości, dla zachowania warunków bezpieczeństwa, tanioci i wysokiej sprawności, będą musiały stosować ciśnienie pary od 40 do 100 at, jej temperaturę od 400 do 425° C, kotły o małej pojemności wody, która przy zasilaniu jest podgrzewana parą

nizszej od temperatury w kotle, i wyzyskaniu ciepła spalin do ogrzewania powietrza, można doprowadzić przy niskiej próżni w turbinie jej sprawność do 30%. Typ takiego kotła przedstawia rys. 2. Następnie podkreślone jest znaczenie jakości wody zasilającej, która powinna być nie tylko dystalowana, ale i odpowietrzona. Podane są też rysunki aparatu do tego celu służącego. (Por. Przegl. Techn. t. 63 (1925), str. 155).

**Wytwarzanie pary pod b. wysokim ciśnieniem**). V. Blomquist (Sztokholm). Po omówieniu korzyści stosowania wysokich ciśnień pary, zwłaszcza przy znacznym przeciwcisnieniu, jak to ma miejsce w przemyśle chemicznym, rafineryjnym, browarniczym i t. p., i poparciu tego wykresami, referent ujmuje zasady konstrukcji kotłów wysokoprężnych w dwu punktach.

a) powierzchnia ogrzewana powinna być od strony parowej chłodzona intensywnie przez na-

\*) Por. Przegl. Techn. t. 63 (1925), str. 179,



tychmiastowe usuwanie tworzących się na powierzchni metalowej baniek pary;

b) aby uniknąć nadmiernych naprężeń w materiale, należy zapewnić jak najlepsze warunki swobodnego wydłużania się rur w kotle, w miarę zmian temperatury.

Tym dwu warunkom odpowiada kocioł „Atmos“.

**Wysokoprężne kotły wodnorurkowe.** O. A. Wiberg, (Szwecja). Wymaganiom, stawianym współczesnym kotłom wysokoprężnym, więc elastyczności, doskonałej cyrkulacji wody i wysokiej sprawności, odpowiadają najlepiej kotły sekcyjne wodnorurkowe, jednak ze spotęgowaną cyrkulacją. Tęgo typu kocioł, o powierzchni ogrzewanej  $154 \text{ m}^2$ , przegrzewacza —  $70 \text{ m}^2$  i ekonomizera —  $89 \text{ m}^2$ , przy ciśnieniu  $40 \text{ at}$  i przegrzewaniu do  $400^\circ \text{ C}$ , wykazał przy oficjalnych próbach  $86,8\%$  sprawności, przy odparowaniu  $35,5 \text{ kg/m}^2$ , zaś  $87,5\%$  — przy odparowaniu  $58,2 \text{ kg/m}^2$  przy stosunkowo małej jednostce (Por. P r z e g l. T e c h n. t. 63 (1925), str. 187).

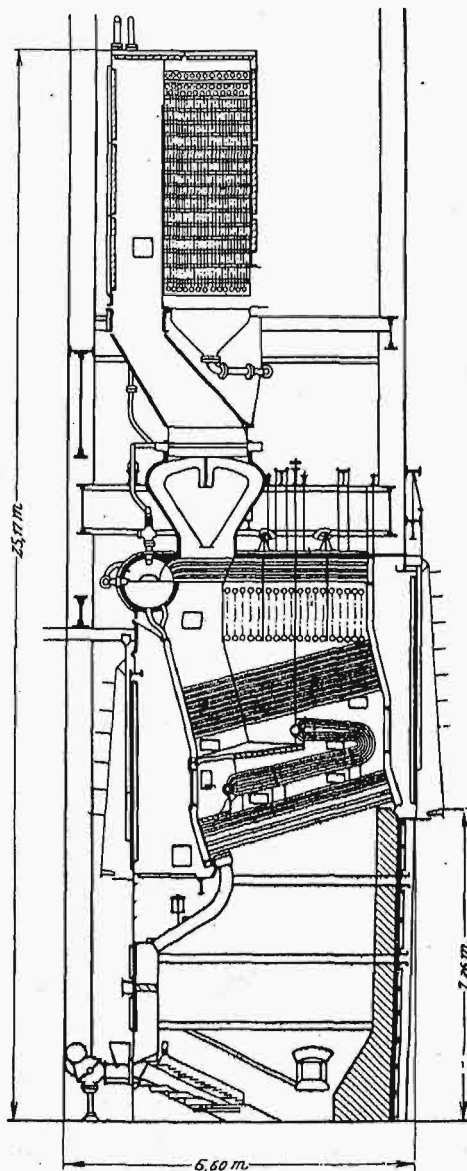
**Silniki rtęciowe.** W. L. R. Emmet. Podane są tu pewne dane, opublikowane obszerniej w czasop. „Mech. Engg.“, dotyczące rtęciowej turbiny parowej na  $1800 \text{ kW}$ , uruchomionej w r. 1923 w Dutch Point Station of the Hartford Electric Light Co., zbudowanej na  $2,3 \text{ at}$  ciśnienia rtęci i  $13 \text{ at}$  ciśnienia pary przy  $100^\circ$  przegrzania. Spaliny przepływają kolejno przez kocioł rtęciowy, podgrzewacz rtęci ciekłej, przegrzewacz pary wodnej i podgrzewacz wody. Wyniki osiągnięte w Hartford, przy zastosowaniu konstrukcji autora referatu, są następujące: przy turbinie jednowirnikowej o  $60\%$  sprawności termodynamicznej, przy mocy  $1200 \text{ kW}$  i próżni  $67\%$ , osiągnięto rozchód ciepła  $6600 \text{ Kal/kWh}$ . Następnie porusza autor sprawę zasobów rtęci i jej ceny oraz sprawę możliwego zatrucia się rtęcią; rozwiązanie tak jednego, jak i drugiego zagadnienia przedstawia się pomyślnie.

Oprócz urządzenia w Hartford, autor opisuje inny kocioł doświadczalny, posiadający 24 rury o ogólnej pojemności  $280 \text{ kg}$  rtęci, dostarczający  $2800 \text{ kg}$  pary rtęci przy  $4,7 \text{ at}$  i opalany ropą naftową. Poza tem omówione są możliwe ulepszenia w poszczególnych częściach urządzenia, między innymi wprowadzenie turbiny 3-stopniowej. Porównywując turbinę wodnoparową z turbiną rtęciową i wodną pracującymi łącznie, referent wykazuje szereg korzyści stosowania dodatkowo obiegu rtęciowego, co szczególnie zyskuje na znaczeniu, przy braku wody do skraplania. Również przy napędzie parowozów i statków mogą tą drogą być osiągnięte duże, bo według autora wynoszące około  $50\%$ , oszczędności na opale, gdyż turbina wodnoparowa daje w tym zespole około połowy mocy ogólnej, a zostaje wytworzona jako moc niemal odpadkowa. W referacie jest kilka rysunków.

#### Ostatnie doświadczenia przy wytwarzaniu pary w Stanach Zjednoczonych.

Autor, współpracując z firmą Babcock i Wilcox Co, która zresztą wykonała większość nowszych kotłowni w Stanach Zjednoczonych, dzieli się swymi poglądami, ustalonymi na podstawie doświadczeń, dokonanych dla tej firmy, a są one następujące: koszt opału i stopień obciążenia turbiny jest decydujący dla wyboru ciśnienia pary,

wysokie ciśnienia wywołują konieczność między-stopniowego przegrzewania pary w turbinie, ogrzewania wody zasilającej parą odbieraną z turbiny i t. p., co łącznie bardzo podraża urządzenie i utrudnia jego prowadzenie. Z ostatnio (do 1924) zbudowanych 54 dużych centrali parowych, pracowało pod ciśnieniem  $24 \text{ at}$ , kotłów parowych o łącznej pow. ogrz.  $235\,000 \text{ m}^2$ , zaś tylko  $37\,000 \text{ m}^2$  pod ciśnieniem  $45 \text{ at}$ , w tym ostatnim wypadku przy jednoczesnym ponownym przegrzewaniu pary między stopniami turbiny. Przy najwyższym ciśnieniu  $84 \text{ at}$  pracuje elektrownia Edison Electric Illuminating Co w Bostonie, przyczem kocioł wytwarza  $60\,000 \text{ kg}$  pary na godzinę. Ekonomizery są w powszechnym użyciu; dziś zaczynają przeważać podgrzewacze zrobione z rur stalowych, których zniszczeniu przeciwdziała się przez uprzednie ogrzewanie wody zasilającej w otwartych zbiornikach. Również i podgrzewacze powietrza znajdują coraz szersze zastosowanie. Przy omawianiu konstrukcji paleniska jest poruszana sprawa pojemności palenisk, przejmowanie przez kocioł ciepła promieniowania, chłodzenie ścian paleniska powietrzem i wodą oraz techniczna kontrola



Rys. 4, Kocioł Babcock & Wilcox na  $85 \text{ at}$  o pow. ogrzew.  $1450 \text{ cm}^2$ , z 2-krotnym przegrzewaniem pary i podgrzewaniem wody.

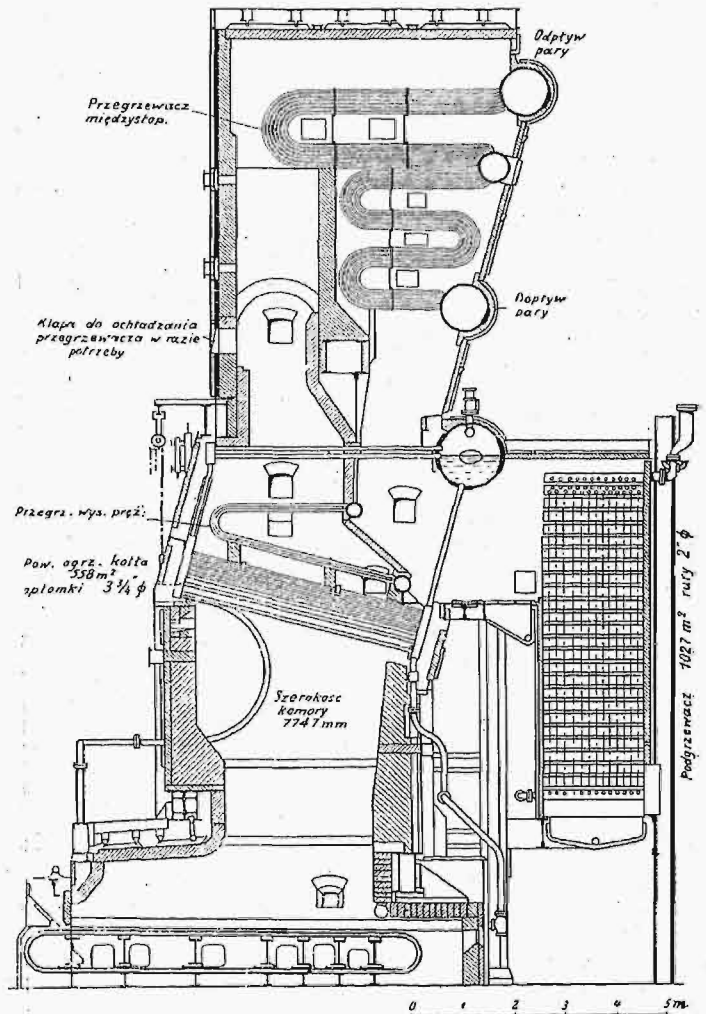
procesu spalania, poczem podany jest szereg konstrukcyj kotłów wysokoprężnych typu Babcock & Wilcox oraz Stirlinga, opalanych węglem, pyłem węglowym i ropą naftową, a ustawionych w wielkich elektrowniach Stan. Zjedn.: Rys. 4 przedstawia kocioł wysokoprężny na 85 at przy 370° C przegrzania, o powierzchni ogrzewanej 1450 cm<sup>2</sup>, zaopatrzony w ekonomizer o 70% powierzchni ogrz. kotła i w drugi przegrzewacz do ponownego przegrzewania do 370° C, przy przejściu z jednego do drugiego stopnia ciśnień w turbinie. Walczak jest walcowany bez szwu, z blachy o grubości 100 mm i ma 1200 mm średnicy wewn.

Przytoczone w referacie wykresy wykazują osiągnięcie sprawności wraz z urządzeniami dodatkowymi ponad 86%.

**Zastosowanie pary o wysokiej prężności i temperaturze do napędu silników.** W. M. S. Monroe. Po krótkim streszczeniu historii parowego silnika tłokowego od czasu Savary'ego do chwili ukazania się turbin parowych Gustawa Patryka de Laval'a i Sir Charles A. Parsonsa, a następnie głównych etapów rozwoju turbin aż do czasów ostatnich, omawia autor stosowanie wysokich ciśnień i temperatur ogólnie i w zastosowaniu do najnowszych elektrowni parowych Ameryki oraz wynikające stąd zmniejszenie rozchodu ciepła, przy jednoczesnym wzroście kosztów zakładowych. Następuje opis pierwszej w Ameryce elektrowni parowej na wysokie ciśnienie, North Tees Station (Newcastle Electric Supply Co), zbudowanej w 1917 r. Jest ona wyposażona w kotły, pracujące pod ciśnieniem 31 at i dające parę przegrzaną do 340° C, międzystopniowe przegrzanie pary oraz podgrzewanie wody i powietrza w kotłowni. Elektrownia ta posiada 2 turbiny po 20 000 kW i 10 kotłów. Ponowne przegrzewanie pary odbywa się przy ciśnieniu 6,0 at do 260° C. Woda zasilająca podgrzewana jest do 150° C. Największą i najnowszą centralą (w r. 1924) jest Crawford Avenue Station w Chicago, która posiada 3 turbiny: Parsonsa (Newcastle, Anglja) na 50 000 kW, General Electric — 60 000 i Westinghouse'a — 58 000 kW. Podany jest szereg szczegółów i liczb. Ciśnienie w kotłach 38,5 at, temperatura 385° C, ponowne przegrzanie przy ciśnieniu 7,4 at od 210° C do 385° C, urządzenie posiada ekonomizery do wody i powietrza. Średni mierzony rozchód na 1 kWh wynosi 10 000 Kal, wyrażonych w węglu. Ustrój jednego z tych kotłów, z podwójnym przegrzewaczem, przedstawia rys. 5.

Sprawa rentowności kotłów o wysokim ciśnieniu da się ustalić tylko w poszczególnych wypadkach, zaś określenie wysokości ciśnienia należy do przyszłości. Dziś są już niewielkie urządzenia pracujące przy 84 at, temperatura zaś 430° C uważana jest dziś jako maximum. Referat podaje ciekawe zestawienie rozwoju turbin parowych Parsonsa:

Rok	Moc	Ciśnienie pary	Rozchód pary Kal/kWh
1885	4	4,2	90,7
1892	100	7,0	12,25
1900	1250	9,0	8,26
1907	5000	14,0	6,0
1912	25000	14,0	4,7
1924	50000	38,5	3,8



Rys. 5. Kocioł elektrowni Crawford Ave Station w Chicago, na 38,5 at, z 2-krotnym przegrzewaniem pary, podgrzewaczami wody i powietrza.

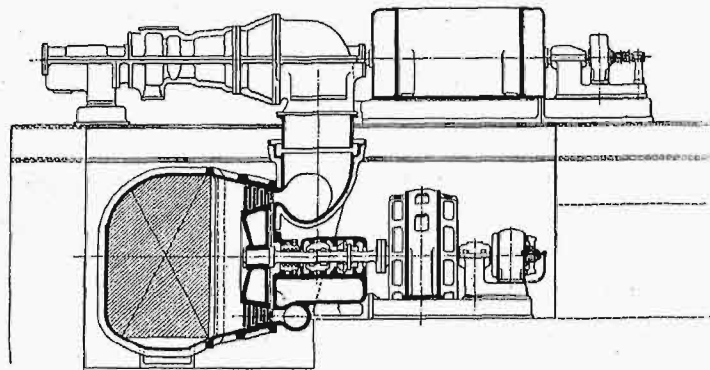
**Turbiny parowe.** Hon. Sir Charles A. Parsons. Jakkolwiek wiek turbiny jest młody (od 1884 r.), to jednak liczne jej zalety spowodowały nie tylko ogromny rozwój jej samej, ale wywołały doniosły wpływ na różne gałęzie techniki. Dziś turbina lądowa (1924) osiąga moc 60 000 kW, a elektrownie turbinowe rozwijają moc do 500 000 kW. Ostatnie ulepszenia przyniosły dużą poprawę sprawności turbiny, dochodzącą do 30%, dorównującą więc, przy uwzględnieniu kosztów smaru, sprawności silników Diesela. Ogromny wpływ na zastosowanie turbin parowych w okrętownictwie, gdzie turbina osiągnęła moc 150 000 kW („Hood”) i do napędu generatorów prądu stałego (do 3000 kW) miało wprowadzenie przekładni zębatej. Ogólna moc czynnych dziś turbin parowych lądowych i morskich wynosi prawdopodobnie ponad 120 miljn. kW.

Dalsze polepszenie sprawności turbin parowych może być osiągnięte przez: a) podniesienie temperatury wody zasilającej, drogą podgrzewania parą, odbieraną między stopniami turbiny; b) przez podniesienie ciśnienia i temperatury, przy czym tę ostatnią ogranicza się dziś wysokością 400° C, zaś ciśnienie pary, choć dziś już jest stosowane w przemyśle do wysokości nawet 100 at, będzie stopniowo podnoszone; c) przez wielokrotne przegrzewanie pary między stopniami turbiny

parowej i wreszcie d) przez polepszenie próżni w skraplaczu i sposobów jej wyzyskania. Sposób wyzyskania wysokiej próżni przedstawia rys. 6. Te wszystkie sposoby są wyzyskane w turbinie dostarczonej dla nowej Crawford Avenue Station w Chicago. Jest to turbina o mocy 50 000 kW, trzykadłubowa, z 3 prądnicami, połączonymi równolegle, przyczem część niskoprężna obraca się najwol-

ści pokonać przez powiększenie prędkości obwodowej, która może być następnie zmniejszona przez przekładnię zębatą.

**Turbiny parowe i urządzenia kondensacyjne.** Fr. Hodgkinson (St. Zjedn. Am. P.). Autor, naczelny inżynier firmy Westinghouse'a w Filadelfji, omawia z punktu widzenia przedewszystkiem reprezentowanej przez siebie firmy, w obszernym,



Rys. 6. Sposób wyzyskania wysokiej próżni.

niej. Skraplacze powierzchniowe są pionowe. Stan pary przed turbiną: 38 at i 400° C, poczem para jest ponownie przegrzewana między stopniami do 370° C. Woda zasilająca ogrzewana jest parą do 160° C. Wysokość łopatek w części niskoprężnej turbiny wynosi 1000 mm przy szerokości 85 mm, na średnicy 4000 mm. Turbina ta, przez zastąpienie części wysokoprężnej inną, o podwójnej zdolności przelotowej pary, i przez podwojenie części średnio i niskoprężnej, może rozwinać moc 100 000 kW bez zmiany najcięższych części turbiny. (Por. Przegl. Techn. t. 63 (1925), str. 89—91).

**Wysokoprężne turbiny parowe.** — Ir. C. F. Stork (Holandia). Wspomniawszy ogólnie o stanie budowy turbin w Holandji, referent omawia zasady, na których zbudowana jest turbina typu Loesela przez Pierwszą Berneńską Fabrykę Maszyn, a którą budować zamierza firma reprezentowana przez referenta. Więć zmniejszenie prędkości pary, a przez to podniesienie sprawności wysokoprężnej części turbiny, przez konstrukcję specjalną lepsze wyzyskanie ciepła w części niskoprężnej i zmniejszenie strat przy obciążeniu częściowem oraz polepszenie warunków przepływu przez odpowiednią konstrukcję kanałów w części wysokoprężnej. Usiłowania te dały dobre wyniki, stwierdzone przez niezależnych badaczy. Obecnie jest w budowie turbina o mocy 16 000 kW na ciśnienie 35 at i 400° C przegrzania, przy rozchodzie pary 3,83 kg/kWh, przy sprawności samej turbiny 86% (Por. Przegl. Techn. t. 63 (1925), str. 108—109).

**Wysokoprężne turbiny parowe.** V. Nordstrom (Stockholm). Objawiający się stale w budowie turbin parowych kierunek powiększania ciśnienia pary dolotowej, jakkolwiek polepsza sprawność termiczną, jednak powiększa straty hydrauliczne przy przepływie przez wirniki turbiny, rosna ce wraz z ciśnieniem. Jednak tutaj można trudno-

bogato ilustrowanym rysunkami, wykresami i tablicami referacie budowę turbin parowych, przedewszystkiem wielkich, w Ameryce. Podaje więc metody zwiększenia przelotki pary przez wirniki niskoprężne, następnie omawia powody, które doprowadziły do budowy turbin wielostopniowych. Wprowadzając typ turbiny, pracującej przy 1800 obr., podaje w tablicy zredukowane do tego typu wartości charakterystyczne dla ostatnich łopatek w konstrukcjach różnych firm amerykańskich, poczem rozpatruje pracę łopatek wylotowych przy niskich ciśnieniach w turbinach akcyjnych i reakcyjnych. Wspomniawszy ogólnie o szeregu rozwiązań technicznych turbin, opisuje bardziej szczegółowo turbinę na 50 000 kW, dostarczoną przez firmę Westinghouse dla Crawford Avenue Station w Chicago. Następnie omawia sposoby wyważania wirników, materiały do wyrobu i sposób zamocowania łopatek, uszczelnienia labiryntowe i łożyska, wreszcie koszt wyrobu turbin na 1 kW przy różnych mocach od roku 1900 do 1924, skąd wynika, że choć koszty wzrosły, jednak uwzględniając zwyczajek cen materiałów i robocizny, można przyjąć, że konstrukcja spólczesna na jednostkę mocy jest tańsza.

Osobny rozdział omawia zagadnienia skraplaczy. Podkreśla tu autor znaczenie próżni, opisuje szereg rozwiązań skraplaczy, przy uwzględnieniu odpowietrzania, poziomych i pionowych, jedno i wielodziałowych, skraplaczy pomocniczych, pomp powietrznych i cyrkulacyjnych, pozatem porusza sprawę rur do skraplaczy oraz ich uszczelnień.

## SPROSTOWANIE.

W zeszyte poprzednim (8 — 9) „Sprawozdań i Prac P. K. En.” na str. 189 — 29 En., w wierszu 16 od dołu prawej szpalty należy dodać: „Przyrost roczny masy drzewnej stanowi 44 miljn. m<sup>3</sup>. Zużywa się z tego 40 miljn. m<sup>3</sup> i t. d.