

CZASOPISMO TECHNICZNE

ORGAN TOWARZYSTWA POLITECHNICZNEGO WE LWOWIE.

Rocznik XXVII.

Lwów, dnia 25 grudnia 1909.

Nr. 24.

TREŚĆ: Dr. Wacław Balicki: Obliczanie belek układu prof. Vierendeel'a (Dokończenie). — Tadeusz Baecker: O regulacji górskich dopływów Odry (Dokończenie). — Dr. inż. Tadeusz Michał Gołogurski: Czystość cięcia w maszynach żniwnych (Dokończenie). — Prof. Zygmunt Sochacki: Nowoczesne turbiny parowe (Dokończenie). — Sprawozdania z literatury technicznej. — Rozmaitości.

Obliczanie belek układu prof. Vierendeel'a.

Napisał Dr. Wacław Balicki, Inżynier krajowego biura kolejowego

(Dokończenie).

Z przytoczonych tablic nietrudno wysnuć wnioski w sprawie przybliżonego obliczania belek drabinkowych. Nie chcąc jednak nużyć czytelnika uwagami, które zrobić może, ktokolwiek rzuci okiem na powyższe cyfry, i pomijając zastosowanie tych tablic przy obliczaniu belek tego rodzaju, albowiem każdy inżynier potrafi skorzystać z przedstawionego materiału przy projektowaniu belki prof. Vierendeela, kończymy rozdział o belce drabinkowej równoległej, a przechodzimy do belki arkadowej wielobocznej.

B) Belka wieloboczna.

Idąc za autorami, którzy pisali o belkach prof. Vierendeela, ograniczymy się do belek wielobocznych o jednym pasie prostym.

Ponieważ w tej kwestyi nie możemy dorzucić nic oryginalnego do istniejącej literatury, ograniczymy się na podaniu najprostszyc wzorów, odsyłając interesowanych do końcowego rozdziału t. j. „Literatury“, w którym znajdują wskazówki co do dotychczasowego stanu prac o tym przedmiocie.

Inżynier Kalmer¹⁾ podaje prosty wzór (przybliżony) do obliczania poziomych sił π :

w którym

$$a_{r+1} = \frac{H_{r+1}}{3D} \cdot \frac{2}{1+n_r}$$

$$b_r = \frac{H_r}{3D} \cdot \frac{3+n_r}{1+n_r} = a_r + c_r$$

$$c_{r-1} = \frac{H_{r-1}}{3D}$$

$$d_r = \frac{M_r^{r+1}}{H_r^{r+1}} - \frac{M_r^r}{H_r^r}$$

a odległość podpór $l = (2r+1)D$.

Równanie (22) stosujemy tak samo jak przy belce równoległej (równ. 14).

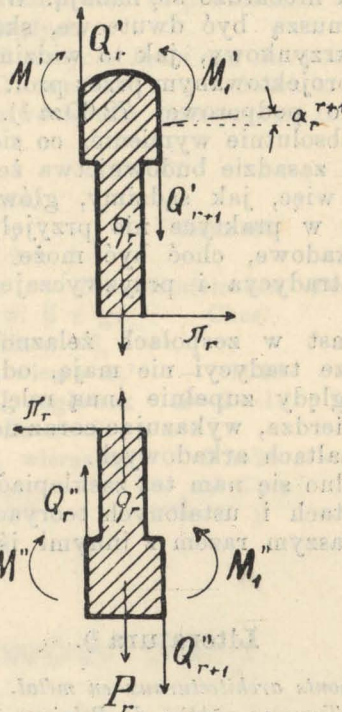
Mając obliczone siły π , znajdziemy już łatwo inne wielkości, potrzebne do obliczenia natężeń w różnych częściach belki.

Tak np. ciągnięcie w słupie (por. rys. 19)

$$q_r = \frac{P_r}{2} - \frac{1}{2} N_r (\operatorname{tg} \alpha_r^{r+1} - \operatorname{tg} \alpha_r^r) - \frac{1}{2} \pi_r \operatorname{tg} \alpha_r^r \quad (23)$$

We wzorze tym oznacza

$$N_r = \sum_1^r \pi$$



Rys. 19.

Ponadto jest (por. rys. 11)

$$Q_r'' = \sum_1^r q - \sum_1^r P$$

$$Q_r' = - \sum_1^r q$$

$$M_r' = M_r'' = \frac{M_r}{2} - H_r \frac{N_{r-1}}{2}$$

$$M_1 = M_1'' = - \frac{M_r}{2} + \frac{\pi_r}{2} H_r$$

* * *

Na zakończenie niech nam wolno będzie dorzucić jeszcze kilka uwag ogólniejszej natury.

Zastanowić nas może fakt, że belek arkadowych użyto zaledwie kilka razy jako zespolów

¹⁾ Beton u Eisen 1908, str. 273-275.

czysto żelaznych, podczas gdy świecą one prawdziwe tryumfy w budownictwie żelazno-betonowym.

Dzisiaj nikt już nie odmawia wszelkich wogóle zalet belkom prof. Vierendeela, jak to pierwotnie czyniono, twierdząc nawet, że taki układ w rzeczywistości nie zniesie obciążenia. Doświadczenia z mostem próbnym w Tervueren przekonały najniewierniejszych, że belka drabinkowa pracuje również dobrze jak kratowa, a natężenia mierzone zgadzają się wcale dobrze z obliczonymi.

Dlaczegoż więc nie używają belek arkadowych w budownictwie żelaznym? Wszak prof. Vierendeel twierdzi, że jego układ przedstawia znaczną oszczędność względem układu kratowego nie tylko przy średnich, ale i przy wielkich światłach. Zdaje nam się, że tak nie jest.

Jak długo się obracamy w średnich światłach t. j. tych, które stanowią przejście między belką blaszaną a belką kratową, to absolutnie nie opłaca się — mamy na myśli budownictwo czysto żelazne — belka prof. Vierendeela, bo gięcie kątek, wycinanie blach i wykonywanie zaokrąglonych połączeń słupów z pasami przedstawia znaczne koszty, które nie idą w parze z ciężarem¹⁾.

Ale i dla większych światel belki żelazne tego układu niebardzo się nadają. Wtedy bowiem przekroje muszą być dwuteowe, skąd powstaje przekrój skrzynkowy, jak to widzimy na przykładzie, zaprojektowanym przez prof. Vierendeela dla mostu o podporowej $72 \cdot 60 m^2$. Nitów nie można tu absolutnie wymienić, co się sprzeciwia kardynalnej zasadzie budownictwa żelaznego.

To są więc, jak sądzimy, główne powody, dla których w praktyce nie przyjęły się mosty żelazne arkadowe, choć być może że po części działa tu i tradycja i przyzwyczajenie konstruktorów.

Natomiast w zespołach żelaznobetonowych, które jeszcze tradycji nie mają, odgrywają powyższe względy zupełnie inną rolę, co też praktyka potwierdza, wykazując coraz nowe konstrukcje o kształtach arkadowych.

Nie wolno się nam też zasklepić w raz utartych kształtach i ustalonych teoriach, lecz obowiązkiem naszym razem z innymi iść ciągle na przód.

Literatura³⁾.

I. *Les ponts architecturaux en métal. A. Vierendeel. Annales des Travaux publics de Belgique 1896.*

II *Longerons en treillis et longerons à arcades. A. Vierendeel 1897.* Jestto broszura (92 stron i 8 tablic), w której spotykamy po raz pierwszy sposób obliczania belek ramowych. Praca ta stanowi punkt wyjścia dla wszystkich następnych. Oprócz teorii znajdujemy w niej obszerną krytykę belek kratowych o węzłach przegibnych (amerykańskich) i sztywnych (europejskich), mającą wykazać pod każdym względem wyższość belek nowego układu.

¹⁾ Por. także poniżej w *Literaturze* uwagi o pracy inż. Pattona.

²⁾ *Longerons en Treillis et Longerons à Arcades.*

³⁾ Działu tego nie mogłem opracować tak dokładnie jak zamierzałem, a to z braku źródeł. Będąc na prowincji, udałem się do Zarządu Biblioteki Szkoły politechnicznej z prośbą o wypożyczenie mi na niedługi przeciąg czasu pewnych czasopism. Otrzymałem odpowiedź, że Biblioteka wcale nie pożycza czasopism poza Lwów. Smutno, że ludzie, których losy umieściły poza Stolicą, nie mogą korzystać z dobrodziejstwa biblioteki Szkoły politechnicznej.

III. *Belastungsversuche an einer eisernen Brücke in Tervueren. Schweizerische Bauzeitung 1897, str. 99.* Znajdujemy tu opis doświadczeń z mostem próbnym prof. Vierendeela.

IV, *Belastungsversuche an einer eisernen Brücke in Tervueren (Brüssel). Schweizerische Bauzeitung 1898, str. 48 i 74.* Dalszy ciąg tych doświadczeń aż do złamania.

V. *Le pont système Vierendeel. Expériences de Tervueren-les-Bruxelles. A. Vierendeel 1898.*

VI. *Rapport sur les expériences de Tervueren. Lambin et Christophe. Annales des Travaux publics de Belgique 1898.* Jestto niejako urzędowe sprawozdanie z doświadczeń. Rzeczoznawcy orzekli, że most próbnym układu prof. Vierendeela jest prawie równoznaczny z odpowiednią belką kratową; natężenia mierzone okazały zgodność z obliczonymi przez projektodawcę.

Praca to obszerna i ciekawa, bo przedstawia szereg ważnych dokumentów, oświetlających układ, który dopiero co zaczął wchodzić w życie.

VII. *Le pont Vierendeel. Examen du rapport de MM. les Ingénieurs des Ponts et Chaussées Lambin et Christophe sur les expériences de Tervueren. A. Vierendeel. Annales des Travaux publics de Belgique 1898.* Rzecz ta pojawiła się następnie jako odbitka. Roztrząsa w niej autor poprzednie sprawozdanie (VI) i zbija niektóre twierdzenia, starając się wykazać większą wartość nowego układu, aniżeli by to wynikało z orzeczenia inżynierów Lambin'a i Christophe'a.

VIII. *Note sur le calcul du pont Vierendeel. E. Haerens. 1898.*

IX. *Estudio de un nuevo tipo de viga propuesto por el señor A. Vierendeel. R. Claro-Solar. Boletín de la Sociedad de Ingenieros (Chile 1898).*

X. *Das Brückensystem Vierendeel. Gutachten von Albert Lambin und Paul Christophe. Schweizerische Bauzeitung 1899, str. 20.*

XI. *La vérification expérimentale de la stabilité du pont Vierendeel. P. Christophe. Annales des Travaux publics de Belgique 1899, str. 245.*

XII. *Note sur le calcul du pont Vierendeel. Annales des Travaux publics de Belgique.*

XIII. *Il Ponte Vierendeel e la sua calcolazione. Andruzzi. Giornale del genio civile 1899.* Rzecz ta pojawiła się we francuskim tłumaczeniu w *Bulletin de l'Union des Ingénieurs de Louvain 1899.*

Praca niniejsza jest nadzwyczaj ważna dla dalszego rozwoju teorii belek arkadowych. Prof. Andruzzi (Piza) wyprowadził wzór, oznaczony w naszej pracy jako (14). Wprowadzenie tak prostego wzoru było znacznym krokiem najprzód w przyjęciu i rozszerzeniu się teorii prof. Vierendeela, jak i zastosowaniu w praktyce jego belek.

XIV. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils de France 1900. A. Vierendeel. Théorie générale des poutres Vierendeel.* Rzecz ta pojawiła się w handlu księgarskim jako osobna broszurka (68 stron i 2 tablice). Znajdujemy tu całą teorię belek arkadowych równoległych i wielobocznych (o dolnym pasie prostym), uproszczoną nieco wskutek uwzględnienia dotychczasowych prac o tym przedmiocie. Są i podane przykłady liczne, tak że broszurka ta może zupełnie dobrze służyć inżynierowi przy projektowaniu belki prof. Vierendeela.

Przy końcu umieszczono bardzo ciekawy rozdział: wyciąg z protokołu posiedzenia cywilnych inżynierów francuskich, na którym właśnie prof. Vierendeel miał odczyt o nowym układzie. W dyskusji brali udział różni inżynierowie, a więc i przedstawiciele budownictwa żelaznego i tędzy teoretycy. Między innymi inż. Chaudy podniósł ciekawy fakt, a mianowicie, że dwa mosty kolejowe o pasach i słupach tylko a bez prze-

kątni (t. zn. właśnie układu arkadowego) znajdują się od przeszło 40 lat na głównej linii Paris-Boulogne-sur-mer w Abbeville: jeden obrotowy o świetle 27 60 m. drugi stały o świetle 10 m. Mosty te zadawały tak samo inżynierów towarzystwa kolejowego Compagnie du Nord jak mosty kratowe. Ale z uwagi, że więcej prób nie robiono, można wysnuć wniosek, że dla większego światła wolano belki kratowe skutkiem większej oszczędności materiału przy tej samej wytrzymałości.

XV. *Note sur les calculs de stabilité des Ponts en arcades du système. Vierendeel. Ed. Joyant. Annales des Travaux publics de Belgique 1902.*

XVI. *Cours de stabilité des constructions. A. Vierendeel. Tom V.*

XVII. *Les ponts métalliques, système Vierendeel. Pont à arcades d'Avelghem (Belgique). A. Morizot. Génie civil 1905 (t. 47), str. 108—112.* Jest to opis mostu drogowego o podporowej 42 00 m wraz z krótkim podaniem teorii i obliczeniem. Autor mówi także o doświadczeniach z mostem próbnym w Tervueren i daje kilka ogólnych uwag co do mostów układu arkadowego; twierdzi, że w niektórych przypadkach mosty te mogą być tańsze od mostów kratowych.

XVIII. *Der Eisenbau, Luigi Vianillo, 1905, str. 210.* Krótka wzmianka o mostach bez przekątni i o przybliżonym sposobie obliczenia.

XIX. *Eisenbetonträger für grosse Spannweiten, System Vierendeel. Dr. F. Gebauer. Beton u. Eisen 1907, str. 252, 280, 311 i n.* Jest to tłumaczenie z rękopisu pracy prof. Vierendeela o belkach arkadowych. Rzecz przedstawiona bardzo dobrze, przyczem teoria poparta przykładami.

XX. *Über diagonallose Träger (Bauart Vierendeel), E. O. Patton. Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, str. 558.* Autor wykazuje, że most próbnym prof. Vierendeela w Tervueren spotrzebował wiele materiału na stężenia obwodowe każdego pola: z użytego materiału możnaby wykonać belkę blaszaną tej samej wysokości bez żadnych otworów. Wysnuwa stąd wniosek, że dla światła do 31 m belki te mają mało praktycznego znaczenia, bo lepiej się nadaje belka blaszana o pełnej ścianie.

XXI. *Handbuch für Eisenbetonbau. Bauausführungen aus dem Ingenieurwesen. 1908. Tom III, str. 252—257.* Ogólne uwagi, przykłady wykonanych budowli.

XXII. *Handbuch für Eisenbetonbau. Bauausführungen aus dem Hochbau und Baugesetze 1909. Tom VI, 1, str. 397—410.* Znajdujemy tu przedruk z „*Beton und Eisen*“ 1907 (pracy Dr. F. Gebauera) sposobu obliczania belek prof. Vierendeela z małym dodatkiem o przybliżonym oznaczaniu wymiarów belek słupowych, stosowanych w budownictwie.

XXIII. *Beitrag zur Berechnung der Eisenbetonträger nach System Vierendeel. Katmer. Beton und Eisen 1908, str. 273.* Autor stara się uprościć wzory dla belki wielobocznej o jednym pasie prostym. Wyprowadza równanie, oznaczone w naszej pracy jako 22) i udowadnia na podstawie przykładu, że wzór ten daje wyniki mało różne od wyników, jakie otrzymał Dr. F. Gebauer w rozprawie XIX, a bardzo upraszcza liczenie.

XXIV. *Bezrascosnyia Fermy, J. Podolsky. Moskwa 1909.* Autor podaje nowy sposób obliczania belek bez przekątni, którego prawdziwość potwierdzają doświadczenia, jakie wykonał na belkach kauczukowych w zmniejszonej skali. Wskazuje, jak należy postępować przy projektowaniu belki żelaznej tego systemu i opisuje kilka wykonanych przykładów. W końcowym rozdziale omawia sposób obliczania belek żelazno-betonowych tego układu i opisuje parę wykonanych budowli.

XXV. *Ein Beitrag zur Theorie der Vierendeelträger, P. M. Frandsen. Beton und Eisen 1909, str. 336.* W tej pracy, która dopiero zaczęła wychodzić, zapowiada autor prostsze wzory od powszechnie używanych dla belek równoległych.

XXVI. W I zeszycie *Beton und Eisen 1910* pojawi się praca prof. Ostenfelda o belkach arkadowych. Wiadomość tę zawdzięczam uprzejmości Dra F. Empergera.

Sprostowanie.	Zamiast	Ma być
Str. 20, w. 1 i 2 z d. (uwaga)		
Str. 203, lewa, w. 2 z g.	Der Eisenbetonbau Chce	Der Eisenbau Chcą
Str. 204, tabl. dla $n=6$, kolumna 2, wiersz π_3'	— 1646	— 0·1646
Str. 205, tabl. III, nagłówek	$n-2=10$	$n=2-10$
Str. 206, tabl. dla $n=9$, kolumna 5', wiersz π_2'	0 2525	0·2525
Str. 214 wzór (20)	$-\frac{1}{2} \cdot \frac{P(l-x)}{l}$	$-\frac{1}{2} P \cdot \frac{D}{H}$

O regulacyi górskich dopływów Odry.

(Dokończenie).

Dowóz materiału z rezerw, odległych około 200 m, odbywa się przy pomocy dwu konnych pociągów (1 koń, 10 wózków blaszanych o pojemności $\frac{3}{4} m^3$). Koszta 1 m^3 nasypu wynoszą (we własnym zarządzie) średnio 1·20 K.

W samej grobli, której korona dosięgnie wysokości 283·60 (najw. sp. 282·10) nie będzie żadnych budowli do odprowadzenia wody — w lewym stoku doliny, założone natomiast będą:

1. Sztolnia 100 m długa o przekroju 3·107 m^2 . Sztolnia przebita w warstwach piaskowca (zwietrzałego) i tu jest na całej długości wymurowana porfirem lub dyabazem. U wylotu założona będzie 5 m długa rura żelazna stale otwarta o średnicy 1200 m/m, a grubości ścianki 10 m/m. Rura ta będzie zamurowana na całej długości potrójnym pierścieniem klinowym. Oś jej leżeć będzie w poziomie dna potoku na wys. 264·75. Przy napełnie-

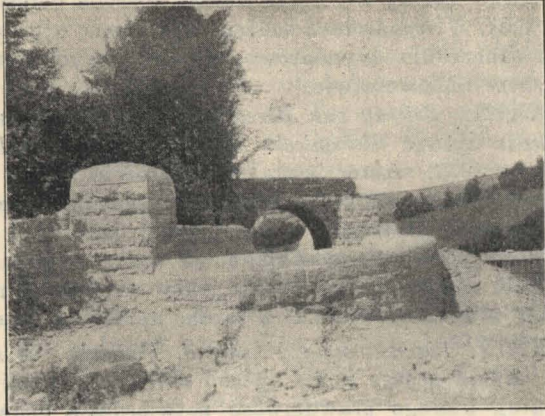
niu zbiornika po krawędź przelewu (281·50) odpływać będzie rurą 14 m^3/s .

2. Na wysokości 274·00 ułożony będzie w betonie 35 m długi przepust z rur z żelaza kutego o średnicy 1450 m/m i grubości ścianki 10 m/m. Przepust składać się będzie z 5 części (po 7·0 m) połączonych na flansze, bez uszczelnienia. Wylot z żelaza lanego ma być zamknięty zasuwą. Przepustem odpłynie przy pełnym zbiorniku (281·50) także 14 m^3/s . Woda, odpływająca przepustem, spada muiowanemi kaskadami do potoku.

3. Przelew 20 m długi, którym odpłynie warstwą 60 cm grubą 24 m^3/s (przy sp. najw. do 282·10).

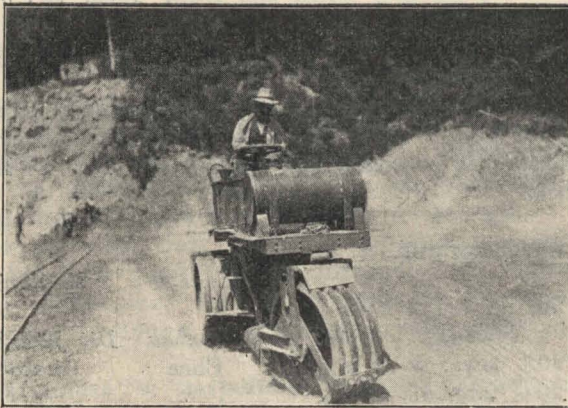
Największy dopływ sekundowy do zbiornika wynosić może wedle obliczeń 78 m^3 w ciągu 6 godzin — a z tego $\frac{2}{3}$ — (około 54 m^3) odpłynąć może przy najwyższem spiętrzeniu sztolnią, przepustem i przelewem. Ponieważ jednak pojemność

zbiornika wynosi przy tym spiętrzeniu 1·7 mil. m^3 ¹⁾ — przeto sumaryczny odpływ prawdopodobnie



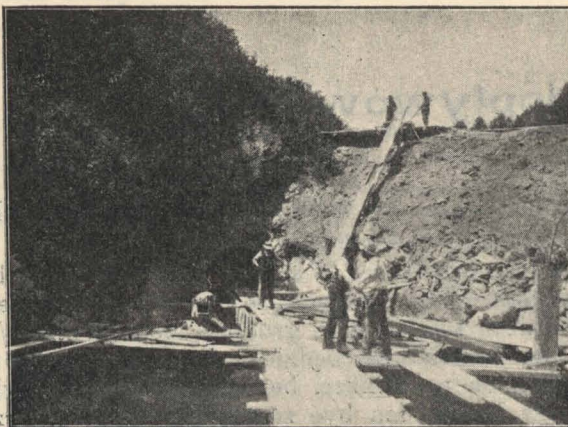
Rys. 45. Widok na przelew zapory w Schönau.

nie nigdy tej granicy nie osiągnie. Potok poniżej, pomieścić może przy pełnym korycie, odpływ $28 m^3/s$ ²⁾.



Rys. 46. Schönau. Walek benzynowy.

Powierzchnia zwierciadła wody w zbiorniku wyniesie 31·0 ha, cofka około 1 km.



Rys. 47. Katzbach, Schönau. Betonowanie kotła przed wlotem sztolni.

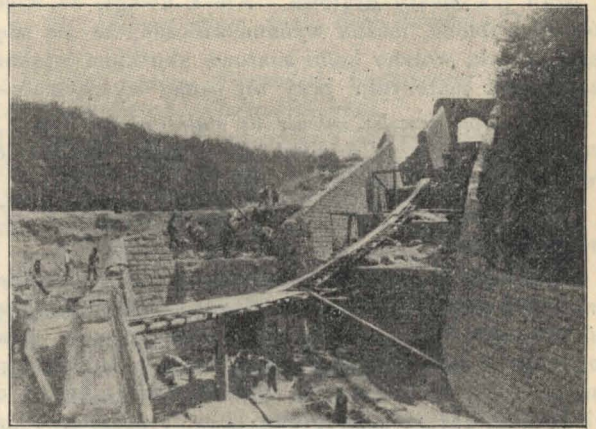
W czasie budowy, przed przebicciem sztolni, odprowadzano wodę potoku kanałem, wykonanym

¹⁾ A więc więcej aniżeli dopływ w ciągu 6 godzin.

²⁾ Tyle, ile sztolnią i przepustem razem odpłynie przy sp. po krawędź przelewu.

w ubitym materiale grobli¹⁾ — a następnie skierowano ją do sztolni.

Ponieważ piaskowca miejscowego nie można było użyć, przeto musiano kamień (porfir i dya-



Rys. 48. Schönau. Widok na kaskady od przelewu i wylot sztolni.

baz) dowozić koleją z najbliższych łomów. Cena za $1 m^3$ nieobrobionego wraz z dowozem od kolei (5 km) wyniosła 9·6 K. Koszta $1 m^3$ muru natomiast 24·6 K.



Rys. 49. Schönau. Podłoże betonowe pod przepust górny (rury żelazne).

Ponieważ kamień był drobny, przeto stosunek procentowy zaprawy jest duży, a wynosi średnio 0·40—0·45%.

Zaprawy używano zwyczajnej cementowej w stosunku 1:4.

Piasek kopany zawierał około 2—3% iłu, nie płukano go jednak, ponieważ ta domieszka wpływać miała korzystnie na wytrzymałość tak zaprawy, jak i betonu²⁾.

Wytrzymałość zaprawy na ciśnienie wynosi po 8 do 10 dniach około $13 kg/cm^2$. Betonu w fundamentach używano w stosunku 1:2:4, namulnik przed wlotem sztolni wykonano natomiast z gorszego 1:4:6.

Roboty są w pełnym toku.

Ogólne koszta, wynoszące 376 186 K, albo 0·222 K za $1 m^3$ piętrzonej wody, rozpadają się na następujące rubryki:

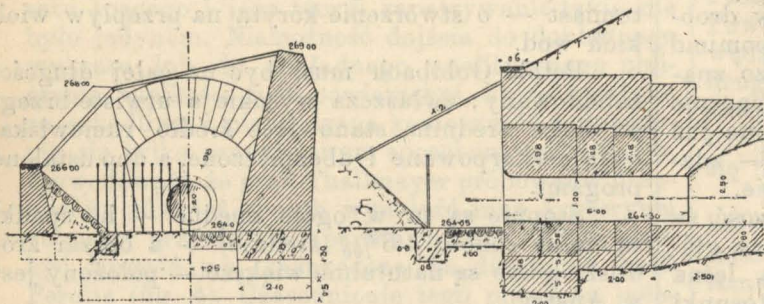
¹⁾ W r. 1907 w czasie powodzi część grobli została skutkiem tego zerwana, podobnie jak w Zacken. Najw. odpływ sekundowy wynosił wówczas $35 m^3/s$.

²⁾ Doświadczenia w tym kierunku nie dały jeszcze dość pewnych wyników wogóle.

I. Wykupno gruntów (1 ha po 3000 K) 93 000 K.

II. Ziemne:

a) 73 000 m ³ nasypu po 1·68 K... 122 400 K (rze- czywisty koszt 1·20 K za 1 m ³)	
b) 2 700 m ³ wyb. ilowej po 2·40 K	6 480 „
c) 2 300 m ³ ilowego jądra po 4·80 K	11 040 „ (nie wykonano)
d) inne ziemne	4 080 „
e) 900 m ³ rumowiska u skały ze sztolni po 18 000 K	16 200 „
razem	160 200 K



Wlot sztolni w Schönau (Steinbach)

Rys. 50.

III. Darniowanie:

7 500 m² po 0·24 K 1 800 K

IV. Murarskie:

a) 550 m ³ betonu 1:4:8 w fun- damentach	11 880 K (dano w istocie 1:2:4 i 1:4:6)
b) 1150 m ³ muru z kamienia łam- anego na zapr. cem. po 24 K	27 600 „ (dano na zapr. 1:4, a koszt istotny 26·4 za 1 m ³)
c) 10 m ³ muru ciosowego ozdo- bnego po 96·0 K	960 „
d) 120 m ³ płyt 15 cm grub. na zaprawie cement. 1:3 po 18 K	2 160 „
e) 600 m ³ wymurowania sztolni i innych sklepień po 36 K	21 600 „
f) drobne	1 040 „
razem	65 240 K

V. Bruki:

3 150 m ² suchego bruku 25—30 cm grubości na żwirze 25 gr. i	
1. fugowany mchem po 3·6 K	11 340 K
2. 160 m ² bruku j. w. z porfiru doborowego po 7·2 K	1 152 „
3. 480 m ² jak 2. na cementie 1:3 po 7·2 K	2 736 „
razem	15 128 K

VI. Kowalskie: (H. Koetz Nachfolger, Nico-
lai o/S)

16 000 kg żelaza zlewnego i kutego na rury
itd. po 0·48 K 7 680 K

VII. Ogólne:

Kierownictwo, nadzór, pompowanie wody, nie-
przewidziane 33 138 K
Razem 376 186 K.

Katzbach, poniżej ujścia pot. Steinbach, regu-
luje się z uwzględnieniem retencji zbiornika.

Powierzchnia zlewni po Hermsdorf wynosi
235 km², najw. przepływ 294 m³/s (1·25 m³/s z 1 km²).

Średni spadek otrzyma koryto 0·0039.

Spółczynnik Kutterowski przyjęto 0·03 i stąd
obliczono potrzebne wymiary koryta na przepływ

zupelny 240 m³/s¹) w miejscowościach i na 104 m³/s
poza ich obrębem.

Dno koryta jest 7·0 m szerokie, nachylenie
skarp 1:3, głębokość przy odpływie 100 m³/s peł-
nym przekrojem poza obrębem miejscowości wy-
nosi 2·5 m, a chyżość 2·88 m, w miejscowościach
4·2 m a chyżość 3·60 m (przy odpływie 240 m³/s
korytem).

Ogólne koszty regulacji rzeki wraz z dopły-
wami na długości 201 km wyniosą 2 799 600 K
czyli 13 900 za 1 km średnio. Z kwoty tej prze-
znaczono 1 200 000 K na budowę zbiorników,
w przyszłości przyjdą więc prócz zbiornika
w Schönau jeszcze dalsze do bu-
dowy — na razie nie ma jednak odno-
snych projektów.

IV. Łużycka Nisa.

Źródła i bieg górny rzeki tej leżą
w Austrii i Saksonii, dolny bieg w Bran-
denburgii, a tylko średni (i część dol-
nego po Peurig) na Śląsku.

Spadek bezwzględny w biegu gór-
nym na długości 93·7 km wynosi 586·0 m,
a zlewnia 931 km².

Spadek bezwzględny w biegu śre-
dnim na długości 31·7 km wynosi 25·0 m,
a zlewnia 814 km².

Spadek bezwzględny w biegu dolnym na dłu-
gości 130·6 km wynosi 134·3 m, a zlewnia 2427 km².

W górnym biegu należałoby przeprowadzić
systematyczną regulację i zabudowanie, jestto
jednak niemożliwe ze względu na to, że ta część
rzeki leży poza obrębem prowincyi²).

Bieg średni jest mało dziczyły, rzeka płynie
tu szeroką doliną w korycie jednolitem i głęboko
wciętem, roboty będą się więc ograniczały do
miejscowych poprawek i ubezpieczenia brzegów.
Mosty przeważnie są małe, będą wymieniane
z czasem, na razie muszą jednak ze względu na
koszta pozostać. Istniejące roboty regulacyjne mu-
szą być przeważnie usunięte — wykonane bowiem
bez planu — są raczej szkodliwe. Ponieważ nie
chodzi o stworzenie koryta na przepływ wielkiej
wody³) — przeto po Gorlice roboty polegać będą
tylko na zeskarpowaniu i ubezpieczeniu brzegów,
natomiast poniżej aż po Biellau wypadnie wyko-
nać szereg przekopów, jak też usunąć lub prze-
sunąć wały istniejące.

Dolna część Gorlic jest często zalewana, po-
niważ nie da się to jednak bez znacznych ko-
szków zupełnie usunąć — przeto przewidziano
w projekcie tylko częściową poprawkę stosunków
przez przebudowanie mostu i jazu poniżej.

Koszta ogólnych robót na dług. 78·8 km rzeki
wyniosą 1,080,000 K czyli 13,700 K na 1 km.

V. Bystrzyca (Weistritz).

Źródła tej rzeki leżą w obrębie Sudetów.

Zlewnia o powierzchni 1786 km² przypada w 1/3
na rzekę główną i Strzygłowską wodę (Striegauer
Wasser) w 1/5 zaś na Peilę. Dwie pierwsze są wy-
bitnie górskimi rzekami. W górnym biegu By-
strzycy spadek średni wynosi 11 0/00; koryto wcięte

¹) 54 m³/s magazynuje zbiornik.

²) Spółce wodnej, związanej celem zabudowania Nisy
szeregiem zbiorników na wielką wodę i dla celów przemy-
słowych w okolicy Liberca w Czechach, udzielił rząd pruski
w połączeniu z saskim i śląskim 504 000 K — poza tem
nie dało się naturalnie nie więcej na tej przestrzeni zrobić.

³) Jak wiemy normuje się je tylko w miejscowościach
o ile możliwości na przepływ wielkiej wody, zresztą wedle
przeznaczenia normalnych.

w podłożu skalistym jest obustronnie zabudowane gęsto rozsianymi osadami, budynki leżą jednak tak wysoko, że wielkie wody odpływać mogą bez szkody dla nich.

W biegu średnim jest koryto tylko w miejscowościach na przepływ wielkiej wody wyrobione pozatem słabo wcięto i zdziżala nie może większych odpływów pomieścić. W tej części ruchome dno i brzegi są źródłem rumowiska.

Największy dopływ Bystrzycy — Strzygłowska woda o zlewni 611 km^2 — prowadzi często więcej wody niż rzeka główna. Rumowisko grube kończy się w tej rzece w biegu górnym, cały średni a zwłaszcza dolny wije się więc już w drobnych a nader ruchliwych zwirach. Ztąd pomimo małego spadku zdziżenie biegu jest bardzo znaczne. Na poprawę stosunków wpłynęło znacznie zabudowanie górnego biegu, przeprowadzone już wcześniej. — Po silniejszych deszczach — zdarzają się jednak bardzo szkodliwe powodzie.

Niebezpieczeństwo zwiększa ta okoliczność, że mosty i jazy są za małe (to samo na rzece głównej) a nieplanowe ratowanie i kultura leśna w inundacji utrudnia odpływ. Podobne stosunki spotyka się w dolnym biegu Bystrzycy.

Roboty w górnym biegu Bystrzycy zmierzają do utrzymania tam grubego rumowiska przez systematyczne zabudowanie koryta. W średnim i dolnym jest potrzebna regulacja w obszernym zakresie, ponieważ jednak środków na to nie ma — przeto roboty polegać będą na lokalnych poprawkach i naprawie najsilniej uszkodzonych miejsc w takim zakresie, by w ogóle utrzymanie koryta stało się możliwe.

Z dopływów objęto programem tylko Strzygłowską wodę. Bieg górny, zabudowany już wcześniej, wymaga tylko małych wkładów na uzupełnienia.

Dolny i średni należałoby systematycznie uregulować — lecz z braku środków znowu będą roboty ograniczone do koniecznych naprawek i oczyszczenia koryta. Koszta ogólne robót na długości 184 km wyniosą $2,760.000 \text{ K}$ czyli 15.000 za 1 km .

Ostatnim dopływem górskim Odry, który objęto ustawą, jest:

VI. Hotzenplotz.

Rzeka ta powstaje ze spływu dwu potoków: Prudnika i Ossy, z których ostatni leży w całości w obrębie Austrii, nie mógł być więc brany w rachubę, pomimo że jego wpływ na górski charakter Hotzenplotzu jest równoznaczny z wpływem Prudnika. Prudnik tworzy się również ze spływu dwu potoków — Brauny i Goldbachu. Bieg Brauny i jej źródła leżą w obrębie Śląska, a zlewnia nie obejmuje wyższych grzbietów górskich. Ztąd pomimo dość znacznych spadków $10-5\%$, wpływ tego potoku na Prudnik jest nie duży. Zupełnie inne stosunki spotykamy na Goldbachu. Tak źródła jak i cały bieg tego potoku leży w obrębie gór o stromych zboczach, a także przeważną część zlewni stanowi kraina górską. Ztąd gwałtowny charakter tego potoku — który udziela się też w dalszym biegu Prudnikowi.

Rzeka Hotzenplotz była już wcześniej częściowo zregulowana i zabudowana, w tych partiach będą więc potrzebne tylko pewne uzupełnienia.

Przebiegi nieregulowane wzmacniają nie zwykle silne zakręty (długość w nurcie przenosi często dwukrotnie długość mierzoną w linii powietrznej) — pomimo więc niezbyt dużych spad-

ków, zdziżenie szybko postępować musi. Stosunki pogarsza i ta okoliczność, że odpływy normalne skierowano do licznych kanałów fabrycznych, a koryto właściwe zaniedbane zupełnie zarosło i zostało silnie zaniesione.

Roboty polegać więc będą na stworzeniu jednolitego koryta wedle przestrzeni normalnych, poprawie kierunków i usunięciu zbyt silnych zakrętów — a wreszcie ubezpieczeniu brzegów. Na Braunie i Prudniku roboty będą w ogóle nieduże bo oba potoki płyną przeważnie wśród łąk. Na tych przestrzeniach chodzić będzie przeważnie o ubezpieczenie brzegów, w miejscowościach natomiast — o stworzenie koryta na przepływ wielkich wód.

Potok Goldbach musi być na całej długości zabudowany; zwłaszcza wysokie a urwiste brzegi w biegu średnim, stanowiące źródło rumowiska, będą zeskarpowane i ubezpieczone, a dno ustalone progami.

Stopnie są tu w ogóle zbędne — bo spadki są małe (około 1.6% średnio) — a obszar źródłisk, gdzie są naturalnie większe — położony jest w Austrii.

Roboty częściowo wykonane kosztować będą w całości na długości 86.5 km $1,977,600 \text{ K}$ czyli 22.750 K za 1 km .

W całości obejmą roboty regulacyjne i zabudowanie 1690.5 km biegu rzek i potoków kosztem $47,280.000 \text{ K}$, z czego przypada na budowę zbiorników $19,212.000 \text{ K}$.

Jak widzimy z zestawienia i pobieżnego opisu robót projektowanych lub wykonanych, zakres programu prac, podjętych celem ochrony zagrożonych dolin górskich od powodzi, jest nader obszerny, a sam program niezwykle ciekawy ze względu na rolę, jaką grają w nim zbiorniki na wielką wodę.

Stanowi on bądź co bądź przełom w pojęciach dotyczących skuteczności środków, zmierzających do poprawy stosunków odpływu, celem ochrony od szkodliwych zalewów, i wartości ich ze względów ekonomicznych.

Jeżeli bowiem spotykaliśmy się już wcześniej z przekonaniem — których wyrazem dobitnym były zbiorniki w dorzeczu pot. Jaispitz i że zbiorniki takie mogą być w pewnych przypadkach odpowiednim środkiem do poprawy stosunków odpływu, to jednak dopiero na Śląsku wysuwają się one na plan pierwszy, zwłaszcza tam, gdzie stosunki odpływu wymagały daleko idącej poprawy — a więc w dorzeczu Bobrawy.

Trudno na tem miejscu rozpatrywać bliżej, o ile uzasadnione są nowe poglądy, dotyczące zbiorników retencyjnych w ogóle, odnośnie do stosunków śląskich wypadnie jednak stwierdzić już na podstawie obserwacji w czasie powodzi z r. 1907, że bez tych zbiorników nie da się pomyśleć w granicach kosztów podobnych równie skuteczna ochrona zagrożonych dolin i osad, pomimo że brakło dotychczas doświadczenia w tym kierunku.

Przegląd regulowanych przestrzeni rzek i potoków pozwala zauważyć nader szybki rozwój typów budowli, w miarę zbieranych doświadczeń — a jeżeli poszliśmy już może nieco dalej w tym kierunku — to jednak spodziewać się można wnet i pod tym względem dużego kroku naprzód z tamtąd, zrozumiano bowiem na Śląsku doniosłość obserwacji wykonanych budowli i potrafiiono z nich szybko i umiejętnie korzystać.

Lwów w kwietniu 1909.

Tadeusz Baecker.

Czystość cięcia w maszynach żniwnych.

Napisał Dr. Inż. Tadeusz Michał Gologurski.

(Dokończenie).

V. Powierzchnia szkodliwa.

Milcząc przyjęliśmy zasadę, postawioną jeszcze przez prof. Perelsa, iż wielkość powierzchni szkodliwej, a raczej stosunek jej do całkowitej powierzchni opisanej przez aparat tnący w czasie jednego obrotu korby, jest miarą czystości względnie nieczystości cięcia. W historii jednak aparatu tnącego i jego teorii zapatrywanie takie nie było jedynym. Niemożność dojścia do dokładnego wykresu lub do dokładnego analitycznego obliczenia wielkości tych powierzchni, które uważano za szkodliwe i nieubłagana konieczność zadowalania się tylko przybliżonym sposobem wykreślnym, spowodowała, że prof. Thallmayer próbował w przybliżony również sposób wynaleźć inne kryterium do oceny przymiotów aparatu tnącego. Miała niem być długość pq , zaznaczona na diagramie prof. Perelsa (fig. 4). Uzasadnienie tego przyjęcia polegało na faksie, iż w miarę jak punkt charakterystyczny diagramu zbliża się ku krawędzi palców, maleć musi i długość pq .

Skoro węzeł znajdzie się na krawędzi (a raczej na torze dolnego końca krawędzi palców), wtedy powierzchnia szkodliwa w rozumieniu prof. Thallmayera byłaby zerem.

Byłoby tak, gdyby powierzchnia szkodliwa oznaczona przez prof. Perelsa była całkowitą powierzchnią szkodliwą, a nie tylko jej częścią.

Ponieważ jednak przyjmujemy zgodnie z poprzednimi wywodami za szkodliwą wszystką powierzchnię, jakiej aparat nie tnie aż po podsunięciu mostkiem dolnym i ponieważ w naszym przedstawieniu rzeczy owa szkodliwa powierzchnia sięga aż do osi palca, przeto w chwili, gdy węzeł stanie na torze dolnego końca krawędzi palca, powierzchnia szkodliwa stanie się wprawdzie mniejsza, ale będzie zawsze posiadać pewną wartość.

Przyjęcie prof. Thallmayera jednakże ma i inne znaczenie: Przedstawia ono długość pq jako maksymalne przegięcie ździebła przez mostek dolny. W tem pojmowaniu tkwi błąd zasadniczy. Mostek bowiem nie przechyla ździebeł prosto stojących, lecz przygarnia ku krawędzi ździebła niekiedy bardzo pochylone i to przysuwanie materiału nie odbywa się wcale w kierunku pierwotnego pochylenia, lecz działa nieco z boku. Wskutek tego długość pq nie będzie wcale miarą całkowitego przegięcia ździebeł, a tylko miarą wtórnego przegięcia w bok. Tak rozumiana długość pq nic nam nie mówi, ani o wielkości przegięcia, jakiemu uległo ździebło, ani też o czystości cięcia. Jak daleko wychyła się kłosa poza swoją naturalną pozycję, jakie pochylenie nadadzą mu wszystkie części pracujące, tego wzorem uchwycić, ani wykreślić drogą dociec nie można.

Istnieje tylko możność pójścia tą drogą, jaką wskazał prof. Perels: oznaczenia jak wielką jest powierzchnia, na której cięcie odbywa się w zbożu pochylonym i która posiada najniekorzystniejsze warunki dla czystości pokosu, gdyż ostrze czynne noża przez nią zupełnie nie przechodzi.

Dla wielkości powierzchni szkodliwej ważnym jest położenie punktu przecięcia się (l) krzywych torów, po których idą noże. (Fig. 10). Ażeby punkt ten znalazł się na prostej SS_2 , musiałaby zająć albo zmiana aparatu albo krzywych, a więc uru-

chomienia. Pierwsza wymagałaby odmiennego ustosunkowania wymiarów, druga mogłaby istnieć tylko przy jednoczesnej zmianie stałych równania torów noży. Robiąc n. p. prawy mostek górny węższy wywołalibyśmy przesunięcie jednej krzywej w stronę prawą, a taki sam skutek otrzymalibyśmy dla drugiej krzywej przez uszczuplenie mostka dolnego. Prócz tego moglibyśmy operować wysokością noży. Powiększając ją nieco, otrzymalibyśmy dolną krawędź trapezu noża nieco niżej, wskutek czego druga krzywa musiałaby się obniżyć. Przez stosowny dobór moglibyśmy doprowadzić do tego, by punkt charakterystyczny dyagramu znalazł się na prostej SS_2 .

Nie obojętne jednak są przytem pewne względy, które ograniczają takie dowolne operowanie wymiarami aparatu tnącego. Górny mostek musi istnieć, gdyż inaczej nie byłoby można ostrzyć noży bez uszczuplania wysokości. Dolny mostek jest konieczny, by wytworzyć pewną wolną przestrzeń, w którejby pochylone kłosa zmieścić się mogły i by w ogóle najniższa część ostrza czynnego mogła na prawdę być czynną.

Z drugiej strony nie można zbyt powiększać wysokości, gdyż praktyka pokazała, że zbyt długie ostrza są niekorzystne dla samego procesu cięcia. W ogóle można powiedzieć, że wymiary wolno zmieniać tylko w bardzo szczupłych granicach.

Co do drugiego sposobu przesunięcia punktu l na prostą SS_2 pozostawiona jest większa nieco swoboda.

Przez odpowiedni dobór mechanizmu korbowego, a więc przez odpowiednie długości korby, targańca i podniesienia osi korby ponad linię nożową możemy zawsze drogą prób wyszukać takie tory dla danego aparatu, które będą miały w dyagramie charakterystyczny węzeł na prostej SS_2 . Prócz tego wielką rolę może tu odgrywać wielkość przeniesienia ruchu na noże i promień koła biegowego, t. j. obie te ilości, które wpływają na wielkość stałej k w równaniu krzywej.

Dla danego już mechanizmu korbowego i mniej więcej ustalonych (zapomocą przyjęcia) poszczególnych wymiarów aparatu tnącego, najwygodniejszą będzie droga pośrednia.

Dobieramy mianowicie drogą prób takie k , by krzywe przy nieznaczonej tylko zmianie aparatu miały punkt l na linii SS_2 . Jako przykład możemy wziąć dyagram dla danego aparatu tnącego i dla przyjętych poprzednio warunków ($l=900$ m/m., $t=272$ m/m., $r=38$ m/m., $k=44.8$), wykreślony przy założeniu obrotu w prawo i przy symetrycznym rozdziale przekroczenia liniowego. Jeśli zamiast $k=44.8$ położymy $k_1=36$, otrzymany w danych warunkach odmienne tory noży, uwidocznione w kreskowanym wykresie (fig. 10). Przez wykreślenie tej krzywej w dyagramie cięcia możemy wyznaczyć następujące położenie mostka górnego.

Gdybyśmy wykreślili nową pozycję ostrza tnącego i od dolnego jego punktu wyrysowali tor zmieniony, okazałoby się, że tory nie przecinają się na linii SS_2 . Skoro jednak zrobimy nóż o jeden milimetr tylko krótszy — a taka zmiana jest przecież dopuszczalna — otrzymamy punkt cha-

rakterystyczny dyagramu w żądanym miejscu. Powierzchnia szkodliwa — jak to już przedtem wspomniano — bynajmniej nie zniknie ale zmaleje skutecznie i ograniczy się tylko do powierzchni:

$$f_1 = (a) (b) (s) (l) \quad f_2 = (a_1) (b_1) (s_1) (l_1)$$

W przykładzie naszym wyniesie

$$f_1 = 0.95 \text{ cm}^2,$$

$$f_2 = 0.35 \text{ cm}^2,$$

$$F = 109.44 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Wobec czego } \varphi = \frac{f_1 + f_2}{F} = \frac{130}{10944} = 0.012$$

Charakterystycznym jest przytem, że punkt przecięcia się krzywych po prawej stronie znajduje się na linii $S S_2$, po lewej zaś przechodzi po za tor krawędzi palca. Pochodzi to z asymetrii krzywej uważanej w następujących po sobie półobrotach korby.

Zmiana dyagramu przeprowadzona została w danym przykładzie wyłącznie prawie wskutek przyjęcia $k=36$.

Przyjęcie jednak takie musi pociągać za sobą pewne konsekwencje konstrukcyjne.

Wiemy, iż $k = \frac{2R\pi}{n}$ przy założeniu, że średnia chyżość pociągu $v_m = 1 \text{ m/sek}$. Wzór ten musimy koniecznie związać z innym, w którymby była wyrażona średnie prędkość noży, gdyż inaczej moglibyśmy dobierając zmienne R i n' , poczynić zupełnie nieodpowiednie przyjęcia,

Konieczną jest tu kontrola i zacieśnienie zakresu dowolności doboru zmiennych. W bogatej pod względem faktycznego materiału książce prof. Nachtweh'a podano praktykowane średnie chyżości noży:

$$\text{przy kosiarkach} \quad v_n = 1.2 - 1.95 \text{ m/sek}$$

$$\text{„ żniwiarkach} \quad v_n = 1.1 - 1.3 \quad \text{„}$$

$$\text{„ samowiązałkach} \quad v_n = 1.1 - 1.5 \quad \text{„}$$

Przypuśćmy, że prędkość, z jaką porusza się maszyna po terenie $v_m = 1.00 \text{ m/s}$, to musimy prędkości maszyny i noży porównać z drogami odbytymi w tym samym czasie, ażeby znaleźć wzajemny ich stosunek. Drodze maszyny $\frac{2R\pi}{n}$, tj. tej drodze, jaka odpowiada jednemu obrotowi korby, musi odpowiadać droga noży, równa podwójnemu skokowi $2s$.

$$\text{Z proporcji: } v_n : 1 = 2s : \frac{2R\pi}{n}$$

$$\text{otrzymamy } v_n = \frac{k}{2s}$$

Ponieważ w naszym pierwotnym przykładzie było $k=44.8$, $2s=79.2$, zaś w nowym przykładzie $k_1=36$, przeto otrzymamy: $v_n = 1.76 \text{ m/s}$ i $v_n' = 2.20 \text{ m/s}$.

Rezultat wybiega poza granicę średnich prędkości noży i osiąga wartość, jaką prof. Nachtweh uważa za maximum napotykaných prędkości.

Jeśli byśmy nie chcieli iść tak daleko z podwyższeniem prędkości noży, musieli byśmy nieznaną dyferencję, jakaby pozostała jeszcze do wyrównania, znieść za pomocą małych zmian w wymiarach konstrukcyjnych.

Nie należy jednak zapominać, że daty zebrane przez prof. Nachtweh'a mają znaczenie, jako praktykowane prędkości noży, a nie jako najkorzystniejsze dla samej funkcji cięcia. Są one dobierane nie tylko ze względu na samo wykonanie cięcia, ale i na jego czystość. Ponieważ my sprawę czystości traktujemy oddzielnie, musimy

szukać innych granic dla średnich prędkości noży. Zebranie odnośnych dat i wykonanie prób z różnymi materiałami dla wyszukania najkorzystniejszej prędkości narzędzia musi jednak być przedmiotem osobnego, wyczerpującego materię studium i nie może być tutaj traktowane.

Na razie dopóki takich dat nie ma, musimy uważać prędkość uzyskaną w przykładzie za najwyższą prędkość dopuszczalną.

VI. Analityczne wyznaczanie powierzchni szkodliwej.

Ażeby obliczyć analitycznie powierzchnię szkodliwą, musimy obrać w odpowiedni sposób osie spólrzędnych. Niechaj zatem oś YY^{ω} połowi podział palców rozdzielających, zaś oś XX^{ω} niechaj przechodzi przez punkt krzywej (toru środka mostka górnego), — który odpowiada wartości $\omega=0$.

Następujące krótkie rozumowanie wyjaśni sposób wyznaczenia żądanej osi XX^{ω} . Jeśli obrót jest prawy, to kąty obrotu będą odjemne. Skoro korba stanie w martwym położeniu (bliższym noży), to noże znajdują się również w martwym położeniu.

Ale ażeby korba mogła znaleźć się w tej pozycji, musiała od $\omega=0$ odchylić się o kąt ω_1 .

Punkt zatem środkowy mostka górnego przebył po torze pewną drogę i znalazł się w punkcie o spólrzędnych Y_1, X_1 . Istnieje tu pewien kąt spóźnienia. Aby go obliczyć, możemy posłużyć się

$$\text{relacją } \sin \omega_1 = \frac{t}{l+r}$$

Skoro tak znalezione ω_1 wstawimy w równanie krzywej, musimy otrzymać spólrzędne x_0, y_0 punktu martwego względem osi XX^{ω} , któraby przechodziła przez punkt $\omega=0$.

Zawsze jesteśmy w możności narysować noże w martwej pozycji i dlatego musimy ją uważać jako rzecz znaną i daną, zaś położenie osi XX^{ω} jako nieznaną.

Obliczyliśmy, że oś punktu martwego musi leżeć o Y_0 oddalona od osi XX^{ω} . Na odwrót tedy przy zanej pozycji osi martwego punktu możemy łatwo wyznaczyć i położenie osi XX^{ω} , względnie zaś punktu zerowego ($\omega=0$).

Jeśli obrót wykonywa się w lewo, to oś martwa będzie leżeć niżej, oś zaś XX^{ω} o Y_0 wyżej od niej. Na odwrót przy obrocie prawym musi oś XX^{ω} leżeć w tej samej odległości pod osią bliższego (wewnętrzniejszego) punktu martwego. Wielkość Y_0 będzie w obydwu przypadkach ta sama, gdyż obrót od ω_0 do ω_1 jest taki sam, jak ω_1 do ω_0 . Zmienia się tylko znak Y_0 .

W przykładzie konkretnym dla obrotu w dowolną stronę znajdziemy (nie uwzględniając znaków)

$$\omega_1 = 15^\circ 20' 32'', \quad Y_0 = 3.8 \text{ m/m.}$$

Praktycznie zatem postąpimy w ten sposób, że dla obrotu prawego odetniemy pod osią martwą długość Y_0 i przez ten punkt poprowadzimy oś XX^{ω} , dla obrotu zaś w lewo odetniemy na osi YY^{ω} tę samą długość powyżej osi martwego punktu i wyznaczmy oś XX^{ω} .

Równanie toru dla każdego dowolnego punktu belki nożowej będzie zasadniczo to same.

Różnica jedynie istnieć będzie w stałym wyrazie wielomianu.

Możemy tor taki znaleźć bardzo łatwo, jeśli tylko wiemy, jak względem siebie położone są punkty martwe obydwu krzywych.

Za jedną krzywą obraliśmy tor środka mostka górnego i jeśli zechcemy znaleźć tor punktu B ,

to musimy zauważyć, iż będzie to ta sama krzywa, ale której każdy punkt doznał przesunięcia wzdłuż osi XX^{ω} o długość połowy mostka górnego. Mamy zatem równanie toru punktu B :

$$x = r \cos \omega + \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2} - C - b$$

$$y = k \cdot \omega.$$

Tor punktów D i D' znajdziemy, transformując układ zasadniczy przez przesunięcie równoległe do obydwu osi pierwotnych, przyczem spółrzędne środka nowego układu będą $E = -B$, $\eta = \frac{v}{2} + \Delta$. Przytem B oznacza połowę podstawy noża, zaś $\frac{v}{2}$ drogę maszyny, przypadającą na pierwszą część obrotu, licząc od najdalszego wychylenia (I) do najbliższego (II).

Nie definiujemy ilości $\frac{v}{2}$ jako drogi przypadającej na pierwszy półobrot korby, gdyż kąty nachylenia korby do osi XX^{ω} nie spełniają warunku $\omega_{II} = \omega_I + \pi$, ramiona kątów nie tworzą linii prostej, lecz owszem zawierają pomiędzy sobą pewien mały kąt, który niekiedy wypadnie uwzględnić. Ilość Δ wymaga również pewnych objaśnień. Jeśliby wysokość noża h , i $\frac{v}{2}$ były równe, t. j. jeśliby maszyna poruszała się w każdym półobrocie korby o pełną wysokość noża h , to wtedy początek nowego układu byłby oddalony o $\eta' = h$ od dawnej osi XX^{ω} . Nie zawsze się to jednak zdarza. Owszem: w większości przypadków będą ilości h i $\frac{v}{2}$ różne i na ogół możemy napisać:

$$h = \frac{v}{2} + \Delta,$$

przyczem Δ może być ilością dodatnią lub odjemną.

Nazwijmy stosunek $\frac{h}{\frac{v}{2}} = \psi$, to

$$\Delta = h - \frac{v}{2} = \frac{v}{2} (\psi - 1),$$

Wobec czego $\eta = \psi \frac{v}{2}$.

Równanie toru punktu D będzie:

$$x = r \cos \omega + \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2} - C + B$$

$$y = k \omega + \psi \frac{v}{2}.$$

Ilość $\frac{v}{2} \psi$ możemy jeszcze inaczej przedstawić. Pomnóżmy ją i podzielmy przez współczynnik k , otrzymamy

$$k \psi \frac{v}{2k}.$$

Iloraz $\frac{v}{2k}$ będzie przedstawiał kąt. Jeśli v jest drogą odpowiadającą całemu obrotowi korby, to $\frac{v}{k}$ musi być równe 2π , zaś $\frac{v}{2k} = \pi$.

Otrzymamy tedy:

$$\eta = k \omega + \psi k \pi.$$

Jeślibyśmy — jak w przybliżeniu, w naszym konkretnym przykładzie — przyjęli $h = \frac{v}{2}$, to η przyjęłoby jeszcze prostszą formę $\eta = k(\omega + \pi)$ wtedy bowiem współczynnik ψ byłby równy jedności.

Mając ustawione równania krzywych, ograniczających przestrzeń szkodliwą, możemy wyznaczyć ją zapomocą całkowania. Zauważymy przytem, że (fig. 10) powierzchnia szkodliwa $ablt = abls + glst = tst' s' + asa' s' - gls' t' - a' bls'$.

Dwie pierwsze powierzchnie są prostokątami łatwymi do obliczenia, dwie zaś drugie należy obliczyć zapomocą całkowania w granicach, odpowiadających punktom b, l, g .

W tym celu rozwiążemy całkę ogólną kształtu:

$$f = \int \{ r \cos \omega + \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2} - C \} dy,$$

czyli podstawiając $dy = k d\omega$,

$$f = k \int \{ r \cos \omega + \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2} - C \} d\omega.$$

Otrzymamy:

$$f = kr \sin \omega - k C \omega + k \int \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2} d\omega$$

Całkę:

$$J = k \int \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2} d\omega$$

możemy wyznaczyć tylko w przybliżeniu zapomocą rozwinięcia na szereg:

$$\sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2} = l \sqrt{1 - \left(\frac{t + r \sin \omega}{l} \right)^2} =$$

$$= l \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{t + r \sin \omega}{l} \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{t + r \sin \omega}{l} \right)^4 + \dots \right\} =$$

$$= \left(l - \frac{t^2}{2l} - \frac{t^4}{8l^3} \right) - \left(\frac{tr}{l} + \frac{r^2 t^3}{2l^3} \right) \sin \omega - \left(\frac{r^2}{2l} + \frac{3r^2 l^2}{4l^3} \right) \cdot$$

$$\dots \sin^2 \omega - \frac{r^3 t}{2l^3} \sin^3 \omega - \frac{r^4}{8l^3} \sin^4 \omega + \dots$$

Oznaczmy kolejno współczynniki przez A_1, B_1, C_1 , itd.

$$J = \int \{ A_1 - B_1 \sin \omega - C_1 \sin^2 \omega - D_1 \sin^3 \omega + E_1 \sin^4 \omega \} d\omega$$

Wiemy, że

$$\int \sin^2 \omega \cdot d\omega = -\frac{\sin \omega \cos \omega}{2} + \frac{\omega}{2},$$

$$\int \sin^3 \omega \cdot d\omega = -\frac{\sin^2 \omega \cos \omega}{2} - \frac{2 \cos \omega}{3},$$

$$\int \sin^4 \omega \cdot d\omega = -\frac{\sin^3 \omega \cos \omega}{4} - \frac{3 \sin \omega \cos \omega}{8} + \frac{3 \omega}{8}.$$

Po wstawieniu i uporządkowaniu otrzymamy:

$$J = k \left(A_1 - \frac{C_1}{2} - \frac{3}{8} E_1 \right) \omega + k \left(B_1 + \frac{2}{3} D_1 \right) \cos \omega +$$

$$+ k \left(\frac{C_1}{2} + \frac{3 E_1}{8} \right) \sin \omega \cos \omega + k \frac{D_1}{3} \sin^2 \omega \cos \omega +$$

$$+ k \frac{E_1}{4} \sin^3 \omega \cos \omega + \dots$$

Razem tedy będzie:

$$f = k \left(A_1 - \frac{C_1}{2} - \frac{3 E_1}{8} - C \right) \omega + kr \sin \omega +$$

$$+ k \left(B_1 + \frac{2 D_1}{3} \right) \cos \omega + k \left(\frac{C_1}{2} + \frac{3 E_1}{8} \right) \sin \omega \cos \omega +$$

$$+ k \frac{D_1}{3} \sin^2 \omega \cos \omega + k \frac{E_1}{4} \sin^3 \omega \cos \omega + \dots$$

albo:

$$f = a_0 \omega + a_1 \sin \omega + a_2 \cos \omega + a_3 \sin \omega \cos \omega +$$

$$+ a_4 \sin^2 \omega \cos \omega + a_5 \sin^3 \omega \cos \omega + \dots$$

Rozwiązanie to odnosi się jednak do krzywej, przedstawiającej tor środka mostka górnego. Ażeby uzyskać rozwiązanie dla torów innych punktów, musimy odpowiednio zmienić stałą a_0 . Mianowicie dla toru punktu B otrzymamy:

$$a_0' = k \left(A_1 - \frac{C_1}{1} - \frac{3 E_1}{8} - C - b \right),$$

zaś dla punktu D :

$$a_0'' = k \left(A_1 - \frac{C_1}{2} - \frac{3 E_1}{8} - C + B \right).$$

Całkowanie, jak już wspomniano, musi odbywać się w granicach tych wartości ω , jakie ono posiada na obydwu krzywych w punktach charakterystycznych dyagramu cięcia b , g , l .

Punkt b jest punktem przecięcia się krzywej:

$$x = r \cos \omega + \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2} - C - b$$

$$y = k \cdot \omega$$

$$\text{z prostą } x = d.$$

Z tych dwu równań możemy obliczyć parametr ω (który będzie miał nieskończenie wiele podwójnych wartości), a następnie, w razie potrzeby lub dla kontroli znaleźć odpowiednie y .

Wstawimy wartość $x = d$, w równanie krzywej:

$$(d + b + C) - r \cos \omega = \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega)^2}$$

$$(d + b + C)^2 + r^2 + t^2 - l^2 + 2tr \sin \omega =$$

$$= 2r(d + b + C) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \omega}$$

albo:

$$q + m \sin \omega = n \sqrt{1 - \sin^2 \omega},$$

gdzie

$$q = (d + b + C)^2 + r^2 + t^2 - l^2,$$

$$m = 2tr,$$

$$n = 2r(d + b + C).$$

Stąd obliczymy:

$$\omega_1 = \arcsin \frac{1}{m^2 + n^2} \{-qm \pm n\sqrt{m^2 + n^2 - q^2}\}.$$

Podobnie znajdziemy na drugiej krzywej:

$$x = r \cos \omega_1 + \sqrt{l^2 - (t + r \sin \omega_1)^2} - (C - B)$$

$$y = k \omega_1$$

$$\text{i prostej } x = d_1,$$

kąt ω_2 , odpowiadający spólrzędnym punktu g .

Otrzymamy:

$$\omega_2 = \arcsin \frac{1}{m_1^2 + n_1^2} \{-q_1 m_1 \pm n_1 \sqrt{m_1^2 + n_1^2 - q_1^2}\},$$

gdzie

$$m_1 = 2rt,$$

$$n_1 = 2r(C - B + d_1)$$

$$q_1 = (C - B + d_1)^2 + r^2 + t^2 - l^2.$$

Wyznaczenie zatem granicznych wartości kąta obrotu ω dla punktów g i b nie przedstawia żadnych trudności.

Inaczej jest z punktem l , w którym przecinają się obadwa tory uważane. Chodzi nam o znalezienie wielkości ω , odpowiadającego spólrzędnym punktu l , ale uważanego raz jako punkt jednej krzywej, drugi raz jako punkt, leżący na krzywej drugiej. Jak łatwo bowiem zrozumieć, wartości na ω w punkcie l będą różne dla każdej krzywej. Mianowicie ω_2 będzie zawsze większe niż ω_1 o kąt, odpowiadający różnicy wzniesień odpowiednich punktów, t. j. wysokości

$$\eta = -\frac{v}{2} \psi.$$

W naszym przykładzie konkretnym, jak zauważono poprzednio, jest $\omega_2 = \omega_1 + \pi$. W każdym innym przypadku musimy wprzód odnaleźć analogiczny związek tych kątów, a dopiero potem szukać spólrzędne punktu przecięcia.

Aby uniknąć równań wyższych stopni, możemy znaleźć punkt przecięcia się obydwu krzywych zapomocą przecięć liniami równoległymi do osi XX' , a więc zapomocą prób. Obieramy dowolne Y_1 , które wstawione w równania krzywej da nam wartości ω_1 , X_1 względnie ω_2 , X_2 . Ilości X_1 i X_2 powinny być równe dla punktu przecięcia się krzywych.

Jeśli istnieje nierówność, musieliśmy obrać Y , za wielkie lub za małe. Krzywa pierwsza idzie od prawej strony ku lewej wznosząc się jednocześnie ku górze, krzywa druga o stałej $(C - B)$ idzie od lewej ku prawej. Jeśli przekrój wykonamy powyżej punktu przecięcia, to $X_2 > X_1$, jeżeli poniżej, otrzymamy $X_2 < X_1$. Na odwrót zatem, jeśli z obliczenia widzimy, że $X_2 > X_1$, to jest to znakiem,

iż obrane Y_1 było za wielkie, przy warunku zaś $X_2 < X_1$, musiało być ono przyjęte za małe. Zwykle niewielka liczba prób wystarczy, by znaleźć dość dokładną wartość odciętej punktu przecięcia.

Na przykładzie okażemy najdogodniejszy sposób wyznaczania spólrzędnych punktu l :

Przyjęte Y	Obliczone	
	x_1	x_2
m/m	m/m	m/m
9	16.4	8.3
11	11.6	12.9
10.5	12.9	11.6
10.75	12.3	12.2

Mając znalezione wartości ω_1 i ω_2 dla wszystkich trzech punktów granicznych, możemy obliczyć wartość całki, czyli poznać wielkość powierzchni szkodliwej.

Zasadniczo tedy można przy badaniu czystości cięcia posługiwać się metodą analityczną i na drodze samych tylko obliczeń znaleźć wielkość powierzchni szkodliwych i ewentualnie oznaczyć spólczynnik czystości cięcia.

Jednocześnie jednak należy wyznaczyć, iż jestto droga nader uciążliwa w porównaniu z wykreślnym sposobem.

Jeśli dotychczas myślano o niej, działo się to nie z innego powodu, jak tylko z tego, iż nie można było uzyskać dokładnej graficznej metody, któraby była absolutnie wolna od wszelkich przyjęć i uproszczeń. Jeśli prof. Thalmayer usiłował mierzyć czystość cięcia długością pq , to robił to w tej myśli, że niedokładna metoda analityczna lepszą być może od niedokładnej metody graficznej, ale napewno zdawał sobie sprawę z tego, iż metoda proponowana przez niego jest tylko słabo przybliżoną i daleką od wszelkiej precyzji. Metoda analityczna stawała się czemś upragnionem nie sama przez się, ale dlatego, że wszystkie graficzne sposoby były oparte na przybliżonych kształtach torów i wskutek tego musiały być niedokładne. Chciano otworzyć drogę nową, któraby pewniej i łatwiej zaprowadziła do celu.

Nie chcemy wcale przesądzać, czy uda się komukolwiek stworzenie takiej metody.

Na tem miejscu usiłowaliśmy w prosty sposób wyznaczyć analitycznie wielkość powierzchni szkodliwej i otrzymaliśmy wcale nie zachęcające rezultaty. Obliczanie stałych całki ogólnej, żmudne wyznaczanie granic całkowania, pochłaniające mnóstwo czasu, a następnie podstawianie granic we wzorze: wszystko składa się na to, że metoda w użyciu staje się przykra i (ze względu na ilość potrzebnego czasu) niepraktyczna.

Dlatego to uważać możemy, że metoda wykreślna, licząca się z faktyczną wielkością powierzchni szkodliwych, a oparta na dokładnym wykreśleniu torów za pomocą uniwersalnego dyagramu, prędzej i pewniej zawiedzie do celu.

Osobliwie, jeśli wykresy będą starannie wykonane i sporządzone w zwiększonej podziałce, można być pewnym, iż błąd wynikający z metody rysunkowej będzie nader mały, pomyłki zaś znaczniejsze niemal wykluczone.

Bibliografia.

- Prof. Wiktor Thalmayer. „Zur Beurtheilung der Reinheit des Schnittes bei Mähmaschinen“. (Dingler polytechnisches Journal — 225 Band).
- Prof. Dr. Alvin Nachtweh. „Beiträge zur Kenntniss, Theorie und Beurteilung der Mähmaschinen“. Berlin 1904.

Nowoczesne turbiny parowe.

Napisał Prof. Zygmunt Sochacki.

(Dokończenie).

Turbiny cisnące ze stopniami prędkości, które dają najmniejszą liczbę obrotów przy danej małej liczbie stopni, posiadają znaczne opory tarcia strugi pary o łopatki, powodujące zużywanie łopatek i obniżenie dzielności.

Mimoto dzięki nader prostej budowie nadają się dziś bardzo dobrze dla małych wydajności i wytrzymują doskonale konkurencyję z małymi maszynami parowymi.

Zwykle stosuje się 4 stopnie prędkości, gdyż to wystarcza już do osiągnięcia korzystnych, ze względu na używane materiały, prędkości obwodowych, przy małych stosunkowo średnicach kół obwodowych.

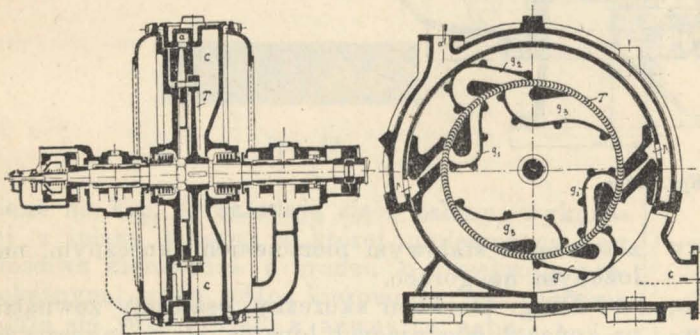
Do tej grupy należą z używanych dziś systemów, turbiny Curtis - A. E. G. budowane przez „Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft“ w Berlinie, jako motory dla drobnego przemysłu, i turbiny Kolbego zwane „Elektra“, (dla wydajności 2—100

zawrotnic zwiększają się stale, stosownie do malejącej prędkości pary. — Po ostatnim przejściu przez koło turbinowe, odplywa para przewodem c na zewnątrz lub do kondensatora.

Jak widzimy, osiąga się przy tym ciekawym systemie dowolne zmniejszenie liczby obrotów, możliwie najprostszymi środkami konstrukcyjnymi. Z tą prostotą budowy łączy się cały szereg zalet turbin cisnących ze stopniami prędkości jak: brak wysokich ciśnień i temperatur we wnętrzu turbiny, pozwalających na użycie dowolnie wysokiego przegrzania pary, zwiększającego nie tylko ekonomię, ale zmniejszającego zarazem opory tarcia i zużycie łopatek.

Jednakowe ciśnienie wewnątrz osłony, usuwa straty szczelinowe i naciski w kierunku osiowym.

Wszystkim tym zaletom należy jednak przeciwstawić główną wadę związaną z wielkimi prędkościami, powodującymi bardzo znaczne opory tarcia pary tak w kole turbinowym jak i w zawrotnicach, co ogranicza zastosowanie tego systemu tylko dla małych jednostek.



Rys. 41.

SK.) których wykonaniem zajmuje się oprócz fabryki „Gesellschaft für elektrische Industrie“ w Karlsruhe, która pierwsza podjęła ich budowę, 7 fabryk w różnych państwach, pośród nich jedna austriacka, mianowicie „Skodawerke“ w Pilźnie.

Pod względem konstrukcyjnym, omówimy oba powyższe systemy w grupie turbin kombinowanych, tu zaś ograniczymy się tylko do ogólnego opisu turbin „Elektra“, różniących się zasadniczo od wszystkich systemów w ogóle.

Ułatwi nam to schematyczny rysunek przedstawiony na Fig. 41.

Para z kotła wpływa przewodem a do pierścieniowego kanału, otaczającego osłonę na połowie jej górnego obwodu, i ztąd dostaje się do symetrycznie ułożonych kierownic de Laval p , przytwierdzonych do tylnej ściany osłony. — Kierownice te są tak obliczone, że całe ciśnienie pary zamienia się w nich na prędkość, i z tą prędkością dostaje się para do łopatek jedyne koła turbinowego T , przepływając przez nie w kierunku promieniowym.

Po wyjściu z nich wlatuje strumień pary z prędkością już zmniejszoną do pierwszej zawrotnicy g_1 , wykonanej jako szczelny przewód o takim zagięciu, by zwrócony w nim strumień, dostał się po raz wtóry do koła turbinowego, i oddał łopatom następną część swej energii.

W ten sam sposób skierowują strumień pary dalsze zawrotnice g_2 i g_3 , po raz trzeci i czwarty na koło turbinowe, przyczem naturalnie przekroje

Równocześnie z rozwojem turbin cisnących obu typów, powstały na podstawie zebranych przy nich doświadczeniach, turbiny cisnące kombinowane, przewyższające swymi zaletami wszystkie dotychczas poznane systemy, a przy których stosujemy równocześnie stopnie prędkości i ciśnienia.

Wpływ takiej kombinacji na warunki konstrukcyjne poznać najlepiej z następującego zestawienia, obejmującego kombinacje najczęściej używane:

Turbina	Liczba stopni ciśnienia	Liczba stopni prędkości	Liczba obrotów n w min.	Średnica kół turbinowych D w m/m .	Prędkość obwodowa u w m/sec
stała	2	2	3000	850	135
	2	3	3000	570	90
	2	3	1500	1140	90
	2	3	750	2280	90
okrętowa	16	4	750	700	28
	16	4	500	1050	28
	16	4	200	2625	28

Z tego zestawienia widać, że przy małej liczbie stopni, można dojść przez racjonalną kombinację do typów posiadających małe liczby obrotów i małe średnice, a zatem pozwalających na prostą konstrukcję przy użyciu zwyczajnych materiałów.

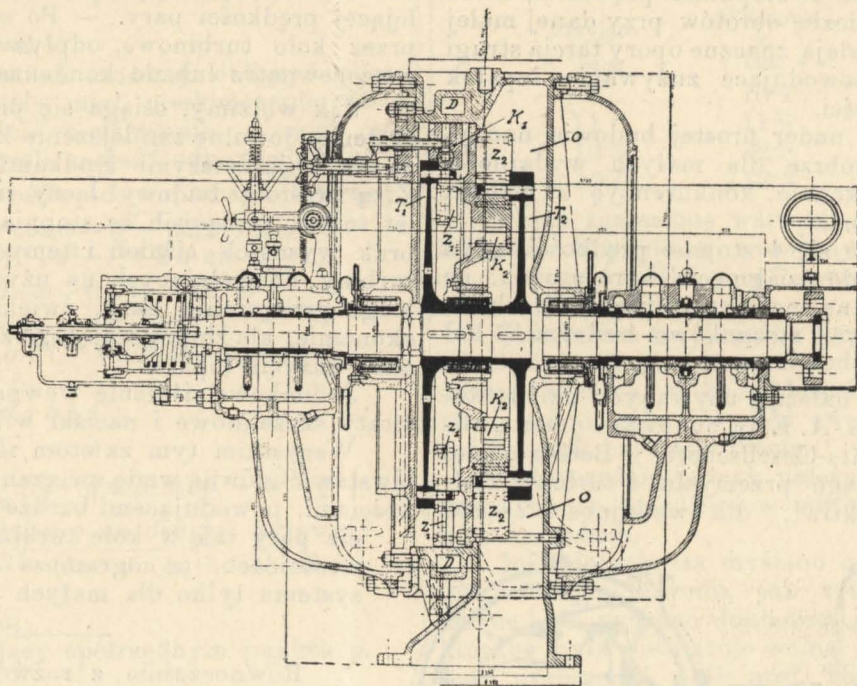
Do tej grupy turbin kombinowanych zaliczamy dziś turbiny: „Kolb-Elektra“ t. zw. sprzężone, — „Curtis-A. E. G.“ i „Bergmanna“.

Turbina sprzężona typu „Kolb-Elektra“ składa się z 2 turbin pojedynczych poprzednio opisanych, osadzonych w wspólnej osłonie, przedzielonej wewnątrz ścianką na 2 komory Fig. 42 a . Para dostaje się z kanału dopływowego D do kierownic de Laval K_1 , należących do pierwszej turbiny T_1 i ekspanduje w nich do ciśnienia 1 atm , lub nieco wyższego. Po 4-krotnym przejściu przez koło tur-

binowe T_1 , umożliwionem trzema zawrotnicami Z_1 , wpływa para przez otwory w ścianie działowej, do drugiego szeregu kierownic K_2 , w których ekspanduje do ciśnienia, panującego w kondensatorze, i po 4-krotnym przejściu przez koło turbinowe T_2

zaś zachowane na wzór turbin pojedynczych stopnie prędkości umożliwiają prostą budowę.

Koła turbinowe, wykonane jako tarcze stalowe, posiadają na swoim obwodzie wieniec łopatek ułożonych prostopadle do nich, a przytrzymanych



Rys. 42 a.

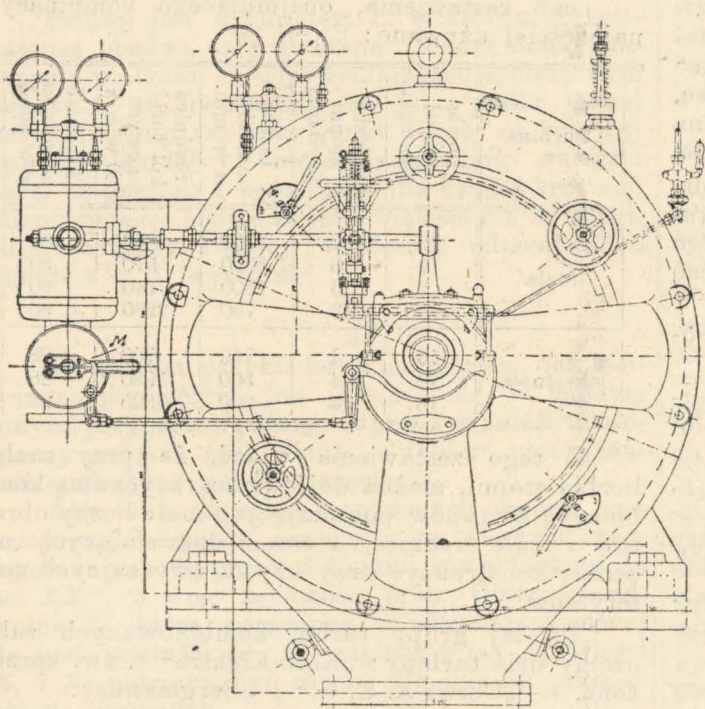
przy pomocy 3 zawrotnic Z_2 , uchodzi do komory odpływowej O , połączonej z kondensatorem.

W ten sposób powstają 2 stopnie ciśnienia, odpowiadające ekspansji, podzielonej na kierownice K_1 i K_2 , i w obu stopniach ciśnienia po

z zewnątrz stalowym pierścieniem skurcznym, nałożonym na gorąco.

Drugi pierścień skurczny, osadzony zewnątrz na końcach wystających łopatek, służy do zeszczywnienia i zniesienia momentu działającego na główny pierścień, spowodowanego siłą odśrodkową wystających części łopatek.

Ten sposób utwierdzenia łopatek okazał się niedobry, gdyż pierścień osadzany na zaciętych końcach łopatek (Fig. 42 a) wywoływał szkodliwe nateżenia a nawet pęknięcia nie dające się zauważyć, zaś pierścień główny, rozciągany pod wpływem wysokiej temperatury we wnętrzu turbiny i siły odśrodkowej,



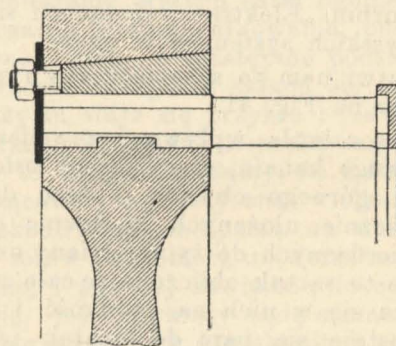
Rys. 42 b.

3 stopnie prędkości, wynikające z 4-krotnego prowadzenia pary w obrębie koła turbinowego T_1 i T_2 .

Podział na 2 stopnie ciśnienia zmniejsza znacznie prędkość pary, a więc i straty na tarcie strugi w łopatkach turbinowych i zawrotnicach,

nie dawał należytego połączenia. Obecnie wprowadza fabryka „Gesellschaft für Elektrische Industrie“ w Karlsruhe połączenie przedstawione na Fig. 43, które będzie pewniejsze i łatwiejsze do wykonania.

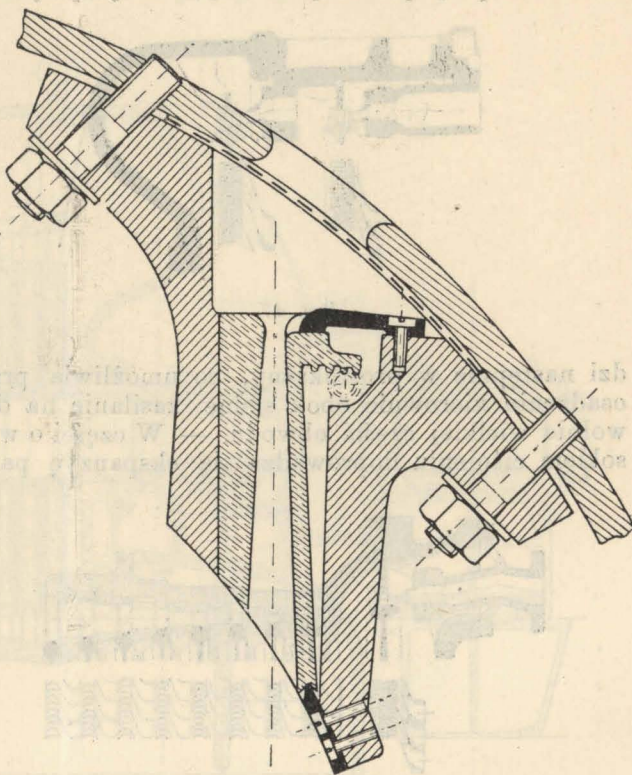
Łopatki kół turbinowych są wykonane z ciągnionych wstęp bronzowych (czasem stalowych) o tak dobranych kształtach i grubościach w nasadzie, oraz frezowanych wgłębieniach i wypukło-



Rys. 43.

ścianach w częściach wystających z wieńca koła, że osadzone szczelnie obok siebie bez użycia wkładek, tworzą racjonalne zamknięte komórki, jakto widać z Fig. 44. Kierownice de Laval przedstawia

obrotów. — Przy obu rozwiązaniach istnieją 2 stopnie ciśnienia, dzielące turbinę na część o wysokim i część o niskim ciśnieniu.



Rys. 45.

wione na Fig. 45 składają się z osłony, wykonanej z żelaza lanego, w której umieszczona jest właściwa kierownica z brązu o przekroju prostokątnym. Jedna ściana kierownicy jest ruchoma i daje się przestawiać z zewnątrz za pomocą widocznej na rysunku zębaki. W ten sposób można uzyskać w zasadzie prostą regulację, ale posiadającą tę wadę, że doszczelnienie tej ruchomej ścianki jest bardzo trudne do wykonania i powoduje zwykle silne zacina się jej w ścianach bocznych.

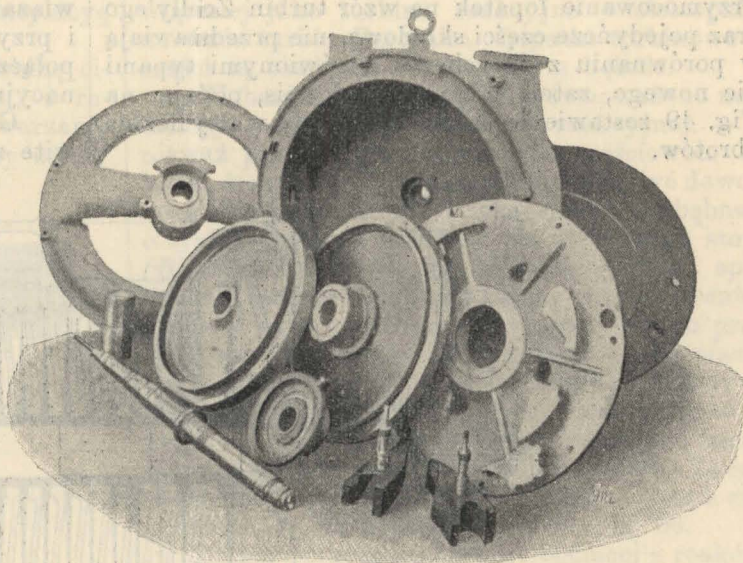
Do niedawna używane dławiki wodne, składające się z szeregu pierścieni, ułożonych naprzemian w osłonie i na wale, zastąpiono obecnie zwykłymi dławikami labiryntowymi, gdyż okazało się, że doprowadzana pomiędzy te pierścienie woda, uszczelniała wprawdzie wskutek występującego tarcia i siły odśrodkowej, ale dostawała się przytem w znacznej ilości do wnętrza turbiny.

Obok zwykłego regulatora osiowego, konstrukcyi de Laval, działającego na wentyl dławiaczy, zastosowany jest ciężarowy regulator bezpieczeństwa, który przy przekroczeniu normalnej liczby obrotów, uwalnia zahaczenie dwudzielnej mutry *M*, widocznej na Fig. 42 *b* rozchylającej się wówczas pod działaniem sprężyny, co powoduje raptowne zamknięcie wentyla dopływowego.

Inne części składowe widoczne dobrze tak na Fig. 42 jak i na Fig. 46, przedstawiającej rozebraną turbinę, nie wymagają osobnego opisu.

Następny typ turbin kombinowanych, wprowadzony przed 4 lata przez firmę „Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft“ w Berlinie, pod nazwą Curtis A. E. G., który odznacza się już dziś najmniejszym zużyciem pary, rozwiązywany jest w dwojaki sposób, zależnie od przewidzianej liczby

Pierwsza z nich jest wykonana jednakowo

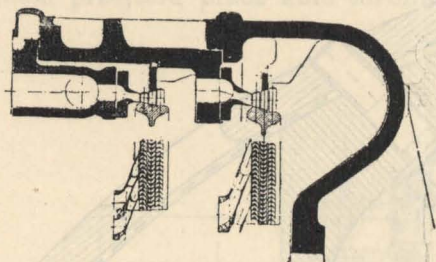


Rys. 46.

w obu przypadkach i składa się z jednego koła turbinowego, zaopatrzonego na obwodzie w 2 lub 3 rzędy łopatek, tworzących w obrębie tej części o wysokim ciśnieniu 2 lub 3 stopnie prędkości. Fig. 47 i 48.

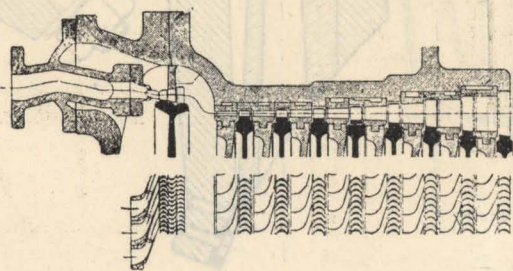
Część o niskim ciśnieniu wykonana jest przy typach o wielkiej liczbie obrotów (3000), tak samo jak część o wysokim ciśnieniu, jak to wskazuje Fig. 47. Przy typach o małej liczbie obrotów (1500) stosuje się w części o niskim ciśnieniu większą liczbę stopni ciśnienia w postaci szeregu pojedynczych kół, widocznych na Fig. 48. Kierownice ekspansyjne używane w obu częściach

przy typie szybkobieżnym, zaś przy drugim tylko w części o wysokim ciśnieniu, są wzorowane na konstrukcyi Riedlera-Stumpfa i posiadają po stronie wlotu pary przekrój kołowy, który przycho-



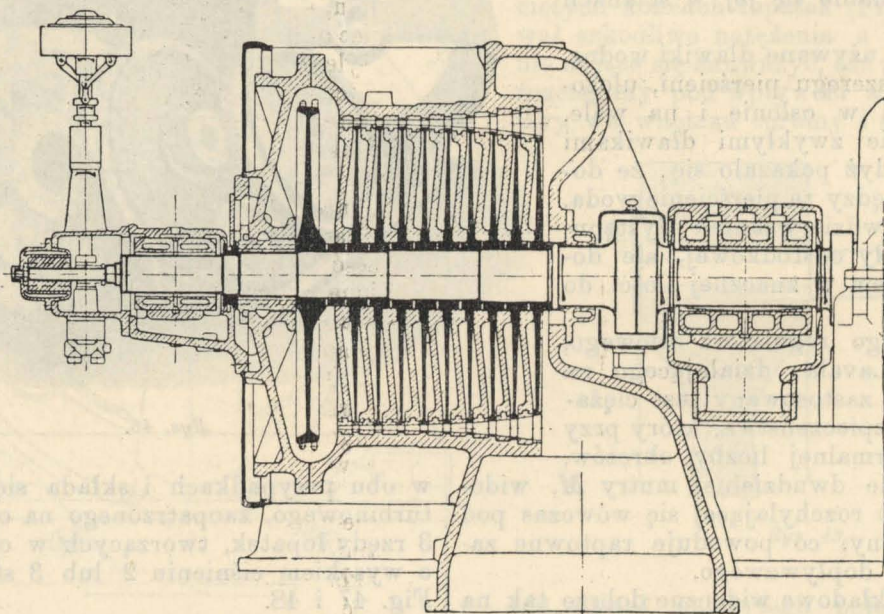
Rys. 47.

dzi następnie w prostokątny, co umożliwia przy osadzeniu kierownic obok siebie zasilanie na dowolnie wielkiej części obwodu. — W części o wysokim ciśnieniu doprowadza się ekspansję pary



Rys. 48.

do ciśnienia końcowego, wynoszącego 1–2 atm, w drugiej części do ciśnienia w kondensatorze. Przymocowanie łopatek na wzór turbin Zoelly'ego oraz pojedyncze części składowe, nie przedstawiają w porównaniu z dotychczas omówionymi typami nic nowego, zatem pomijamy ich opis, podając na Fig. 49 zestawienie całości turbiny o małej liczbie obrotów.



Rys. 49.

Regulacja turbin „A. E. G.” w najnowszym rozwiązaniu składa się z serwomotoru oliwnego, którego tłok przesuwają trzon, zaopatrzony w szereg występów, powodujących kolejne przemykanie poszczególnych kierownic.

Turbina kombinowana „Bergmanna” przedstawiona na Fig. 50 wykonana jest podobnie jak „A. E. G.” dla małych liczb obrotów. — W części o wysokim ciśnieniu są zastosowane zwykle 2 do 3 stopni prędkości na jednym kole, zaś w części o niskim ciśnieniu 4 lub więcej stopni ciśnienia. — Pod względem konstrukcyjnym ciekawe i odmiennie rozwiązane przymocowanie łopatek turbinowych w części o niskim ciśnieniu, przedstawia Fig. 51. — Łopatki ze stali niklowej, zgięte na żądany kształt, obejmują wieniec koła z obu stron i wchodzi w widoczny na figurze wykrój, zaś odstęp między sąsiednimi łopatkami wypełniony jest zgiętą blaszką, ograniczającą komórkę od dołu. Końce tej blaszki zachodzą do połowy zagiętych końców łopatki, a całość jest połączona z kołem zapomocą 2 nitów. Ograniczenie komórek zewnątrz i zeszltywnienie łopatek taśmą stalową, używane przy innych systemach jest o tyle odmienne, że do połączenia służą 2 występy na każdej łopatkce, zanitowane w odnośnych otworach taśmy. Tarcze kół turbinowych o kształcie równej wytrzymałości, wykonane są ze stali Siemens-Martina, zaś tarcze kół kierujących odlane ze stali lub żelaza lanego z łopatkami ze stali niklowej, zalanymi w wieniec.

Wszystkie zresztą części składowe widoczne na Fig. 50. nie różnią się zasadniczo od typu „A.-E.-G.”.

Z dotychczasowych opisów można było dostatecznie przekonać się o trudnościach, napotykanych przy konstrukcyi turbin parowych, zwłaszcza wskutek wielkich liczb obrotów, oraz poznać sposoby ich pokonywania tak przy turbinach ciśnających jak i reakcyjnych.

Ponieważ w obu przypadkach doszło się do rozwiązań, zapewniających współzawodniczkom byt i przyszłość w równej mierze, musiało przyjść do połączenia obu systemów w jedną turbinę kombinacyjną, kompromisową, ciśnająco-reakcyjną.

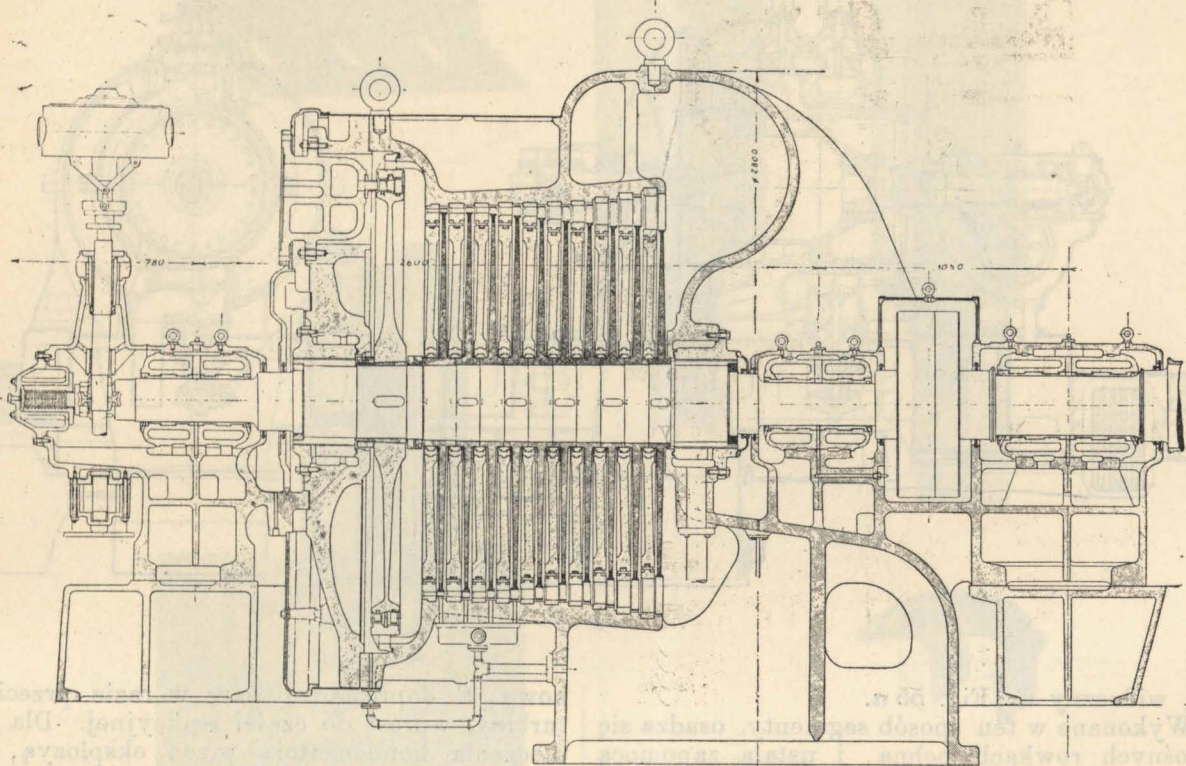
Główną wadą turbin reakcyjnych jest całkowite zasilanie parą o pełnym ciśnieniu, wymaga-

jące bardzo małych średnic pierwszych kół turbinowych i bardzo wielu stopni, pozwalających na obniżenie ciśnienia do próżni w kondensatorze. To powoduje znaczne straty szczelinowe i większa koszt budowy. Natomiast zaletą ich są

małe prędkości obwodowe i małe straty na tarcie strumienia pary.

Przy turbinach cisnących mamy przeciwnie, prostą i taną budowę, małą liczbę stopni i niewiel-

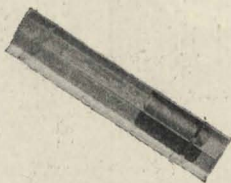
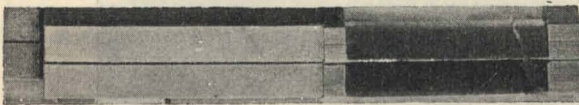
sokiem ciśnieniu A , wykonana jako turbina cisa-
sna zc stopniami ciśnienia o częściowym zasilaniu, wyzyskuje spadek ciśnienia pary do $\sim 2 \text{ atm}$ (5-krotna ekspansja), i takim ciśnieniem dostaje



Rys. 50.

kie straty szczelinowe, bez względu na ciśnienie, ale tracimy wiele na opory tarcia i wentylację spowodowaną częściowym zasilaniem.

Stosując więc w jednej osłonie turbinę cisa-
sna dla części o wysokim ciśnieniu, i reakcyjną dla części o niskim ciśnieniu, stwarzamy typ, usuwający wszystkie wady, a łączący zalety obu systemów.



Rys. 51.

Główną przedstawicielką tego typu jest dziś turbina Melms-Pfenningera, wyrabiana przez firmy: Melms & Pfenninger, G. m. b. H. w Monachium (Hirschau) należąca do fabryki I. A. Maffei, Maffei-Schwarzkopffwerke G. m. b. H. w Berlinie, F. Schiebau w Gdańsku oraz przez 2 fabryki czeskie: E. A. G.-Kolben & Co. w Pradze (Vysocan) i M. A. G.-Breitfeld, Danek & Co. w Pradze (Karlin), w 3 odmianach, zależnie od wielkości.

Rozwiązanie dla jednostek większych niż 500 K. W. przedstawione jest na Fig. 52. Część o wy-

się para do części o niskim ciśnieniu B i C , rozwiązanej jako turbina reakcyjna wielostopniowa na wzór turbin Parson'sa. Łopatki turbinowe obu części są osadzone na wspólnym bębnie.

W bardzo prosty sposób zrównoważono nacisk osiowy, pochodzący od części reakcyjnej. — Ponieważ przy turbinie cisa-
snej o częściowym zasilaniu, średnica kół turbinowych może być dowolna, więc obiera się dla części cisa-
snej średnicę bębna (A) o tyle większą od średnicy dla pierwszego stopnia (B) części reakcyjnej, by utworzony w ten sposób występ pierścieniowy, stykający się po stronie łopatek z parą o ciśnieniu $\sim 2 \text{ atm}$, zaś po przeciwnej stronie łączący się otworami w obu piastach bębna z kondensatorem, działał jako tłok równoważący. Wskutek tej różnicy ciśnień musi być część bębna A przedłużona na zewnątrz i uszczelniona w osłonie dławikiem labiryntowym. Tę część, oznaczoną literą D , jak i poprzednio opisane części bębna A , B , C , widać dobrze na Fig. 53.

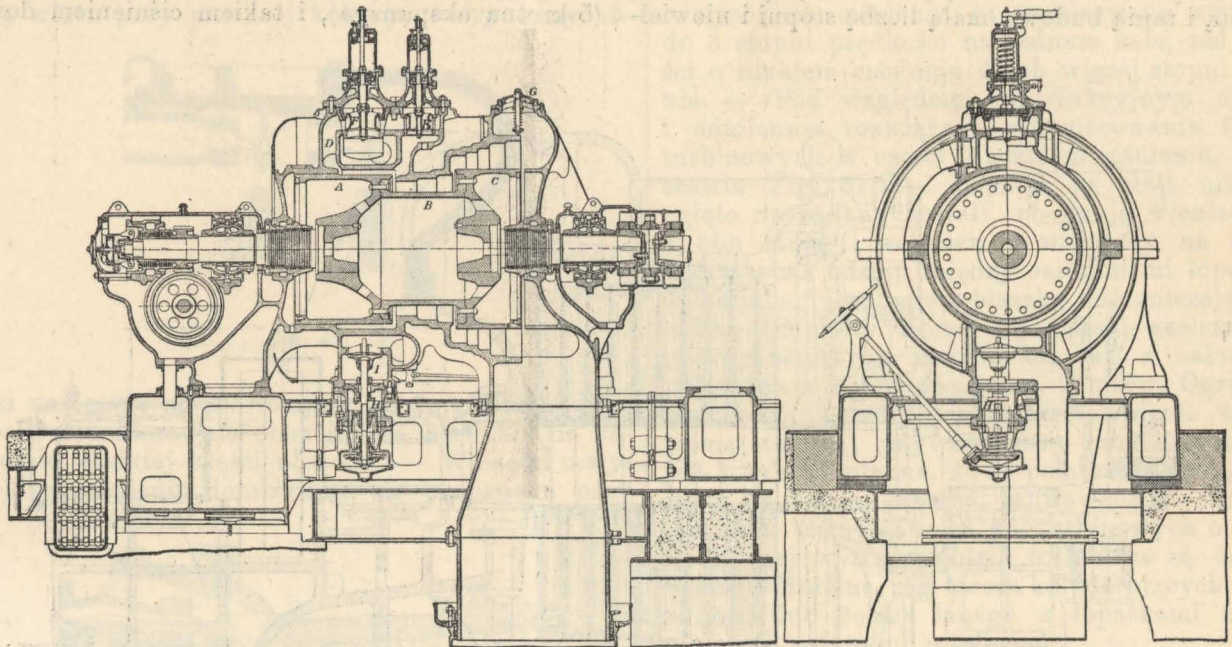
Takie połączenie turbiny cisa-
snej z reakcyjną na wspólnym bębnie, umożliwiło znaczne skrócenie długości osłony i bębna, nader pożądane ze względu na wpływ różnic temperatur na szczeliny.

Konstrukcja bębna i osłony, widoczna dokładnie na Fig. 52 i 53 nie wymaga bliższych wyjaśnień, natomiast zasługuje osadzenie łopatek, na dokładniejsze omówienie. — Ucięte na żądaną długość z wstęp brązowych, wyciąganych na zimno i na jednym końcu dla łatwiejszego zaginania nadcięte łopatki, prostuje się ręcznie i zagina koniec nadcięty, przeznaczony do umocowania w sposób uwidoczniiony na Fig. 54.

Po zaopatrzeniu drugiego końca łopatki w występ, przeznaczony do zanitowania w pierścieniu usztywniającym, osadza się łopatkę w segmencie brązowym w skośnych nacięciach, zgniata za-

gięte części, obejmujące ten pierścień i następnie nanitowuje się zewnątrz łopatek profilowany pier-

za pomocą wntyla wpustowego *I* (Fig. 52), przez wntyl regulujący *F* i kanał *D*. — Wntyl dodat-

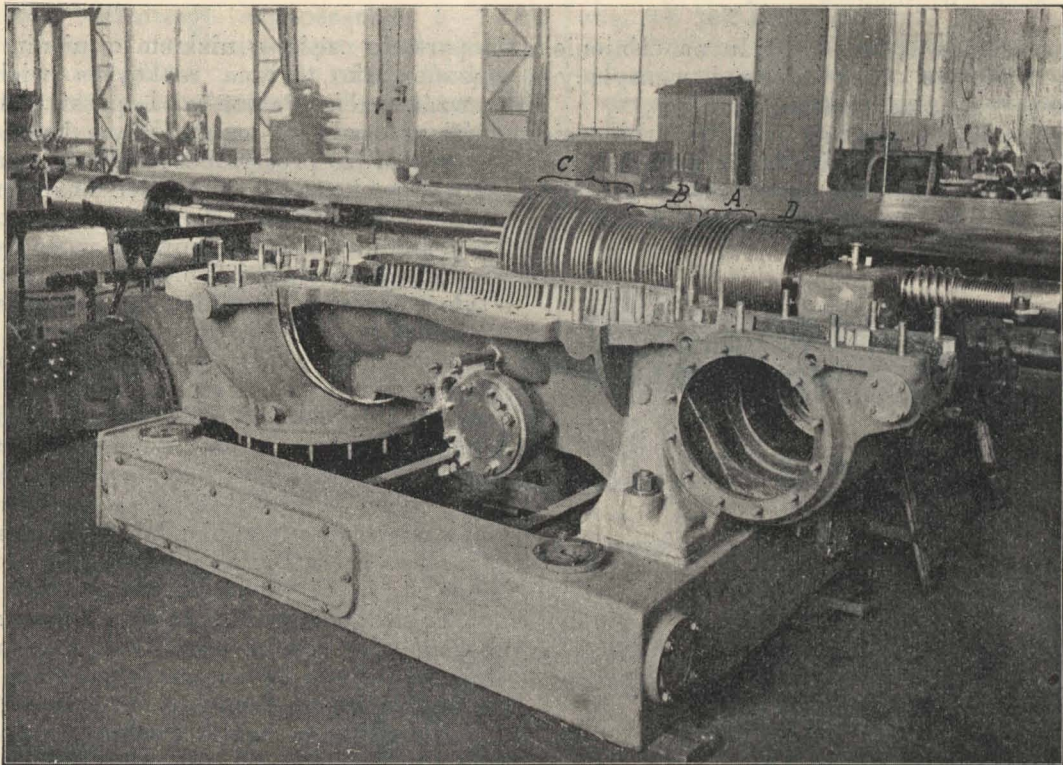


Rys. 52.

ścień, widoczny na Fig. 55 a.

Wykonane w ten sposób segmenty, osadza się w skośnych rowkach bębna, i ustala zapomocą

kowy *E* doprowadza parę w razie przeciążenia turbiny, wprost do części reakcyjnej. Dla zabezpieczenia kondensatora przed eksplozją, umie-



Rys. 53.

wbijanych klinów pierścieniowych pojedynczych Fig. 55 a lub podwójnych Fig. 55 b i 56.

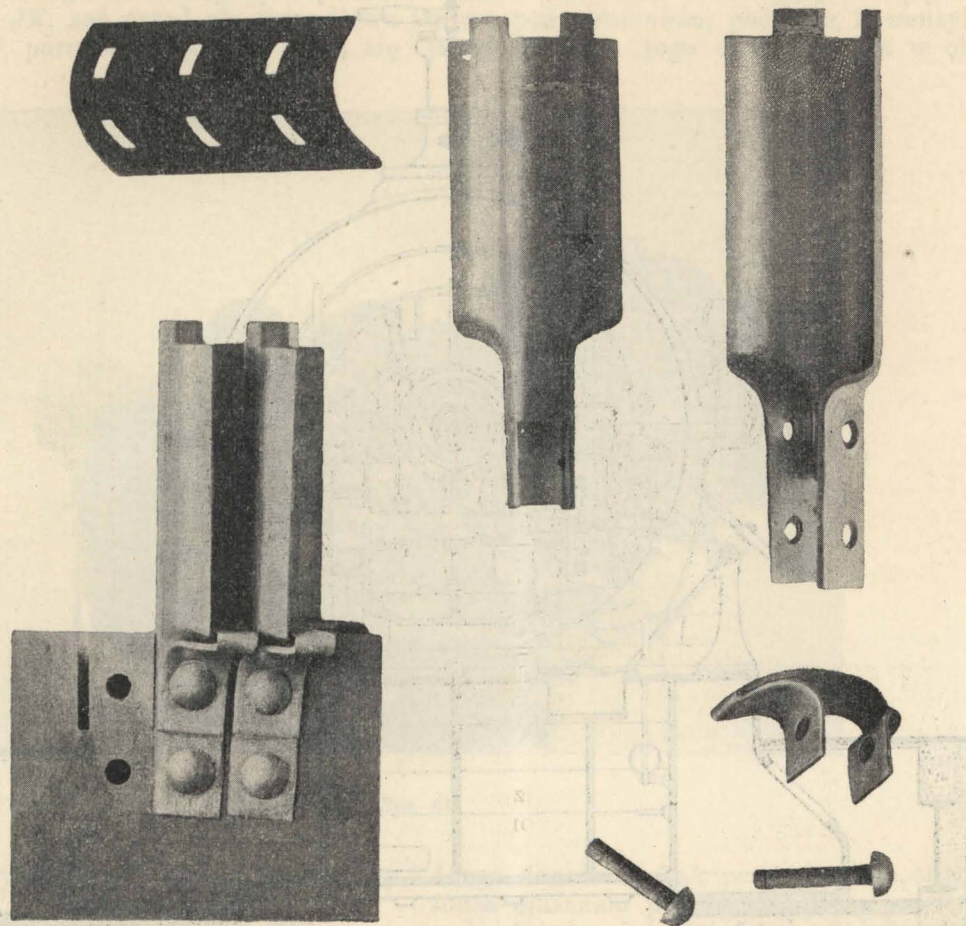
Łopatki kierujące w części cislącej, zaopatrzone są w pierścień usztywniający w kształcie litery *L* który wchodzi w rowek bębna i tworzy labirynt zmniejszający straty szczelinowe.

Główny dopływ pary do turbiny, odbywa się

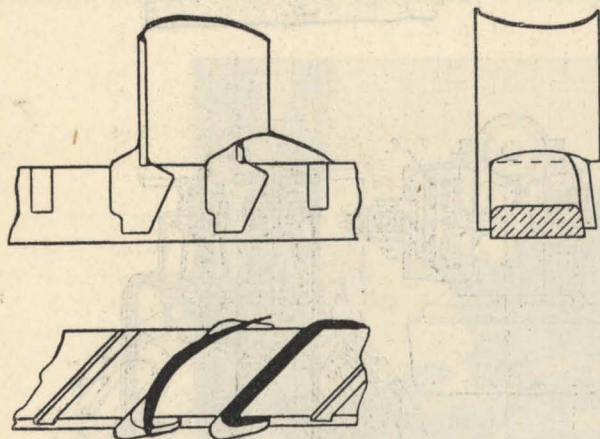
szczo nad komorą odpływową, wntyl bezpieczeństwa *G* działający z chwilą, gdy ciśnienie w komorze wzrośnie ponad 1 atm.

Regulacja, rozwiązana na zasadzie regulacji Parsonsa, odznacza się zupełnym brakiem części stawidłowych zewnątrz osłony, jak to widać na Fig. 57. — Pochodzi stąd, że regulator osiowy *J*

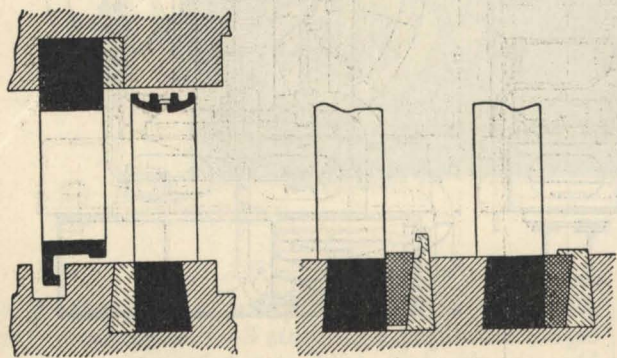
Fig 58 osadzony na poprzecznym wale stawidlowym, uruchomianym z wału głównego kołami śru-
 mimośrodami, sterujące 2 suwaki obrotowe, osadzone w osłonie regulatora, z których jeden służy dla



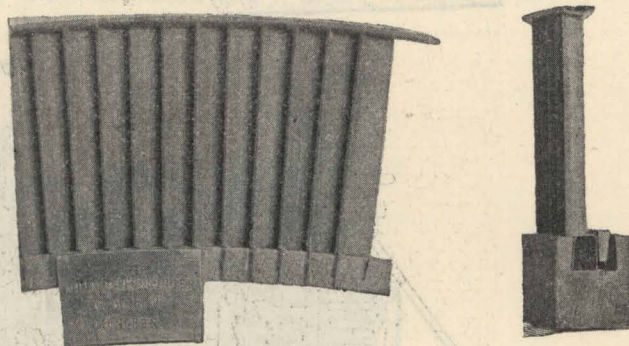
Rys. 54.



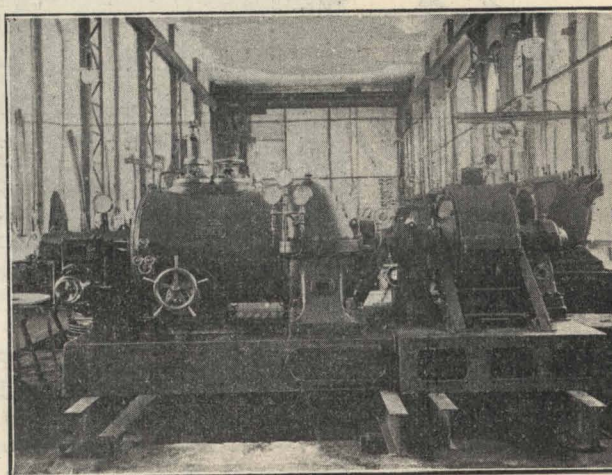
Rys. 55 a.



Rys. 55 b.



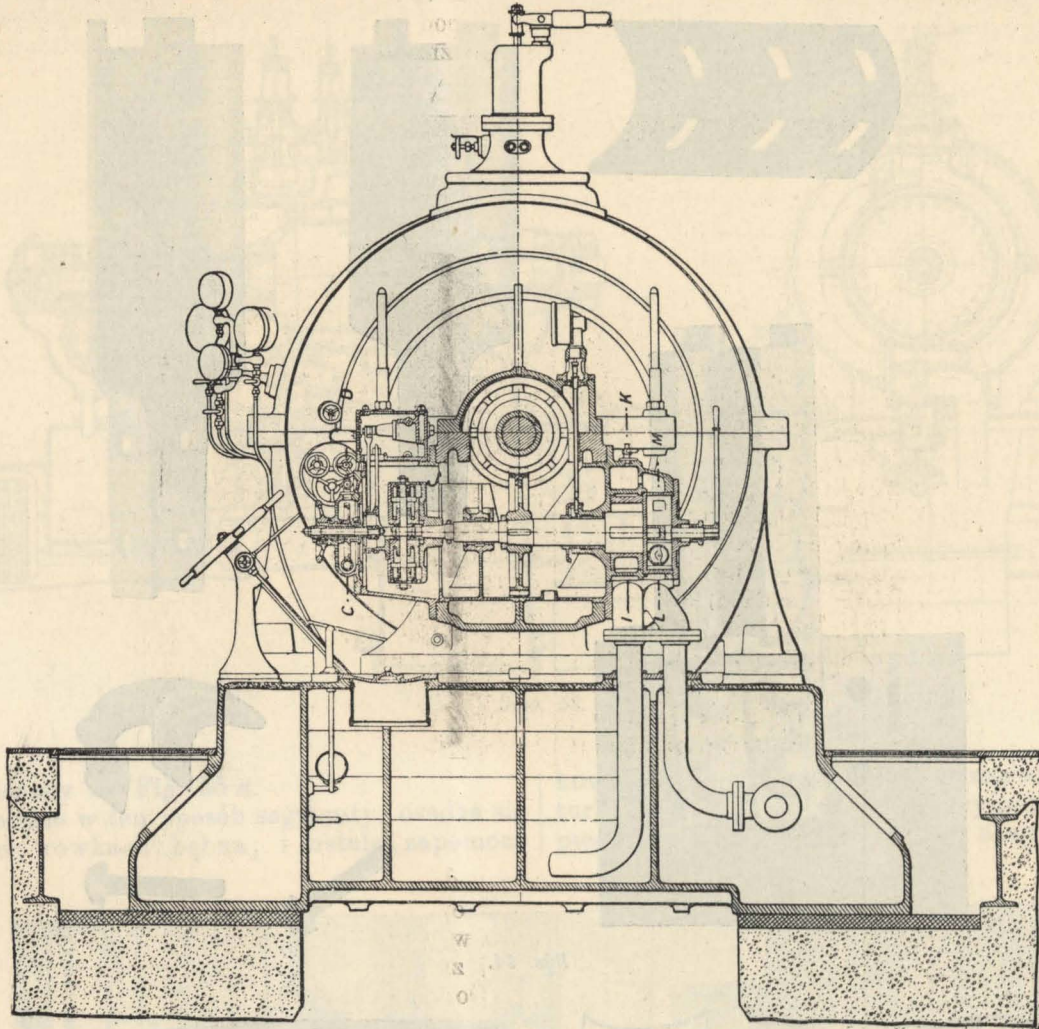
Rys. 56.



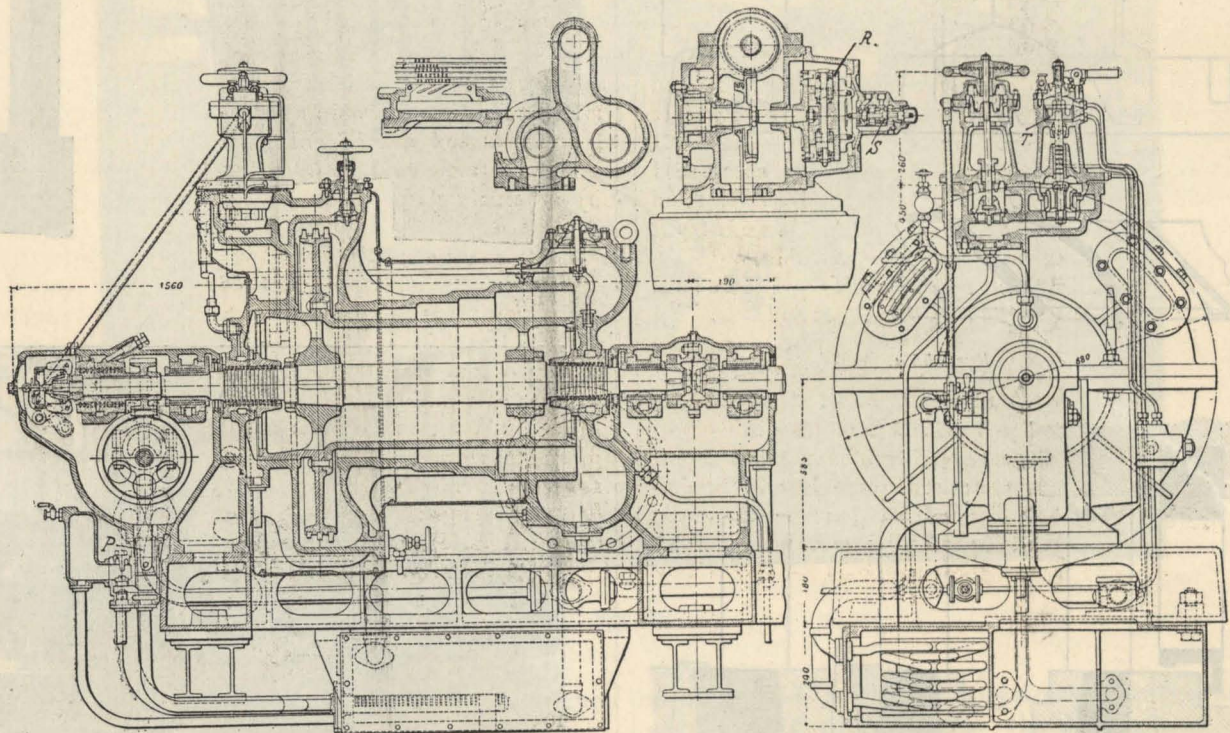
Rys. 57.

bowemi, porusza wprost 2 przestawialne, krótkie

dopływu, drugi dla odpływu pary z pod tłoka, | cego. — Na tym samym wale stawidłowym osa-
połączonego z wentylem regulującym *F* (Fig. 52), | dzony jest na końcu po stronie regulatora osio-



Rys. 58.



Rys. 59.

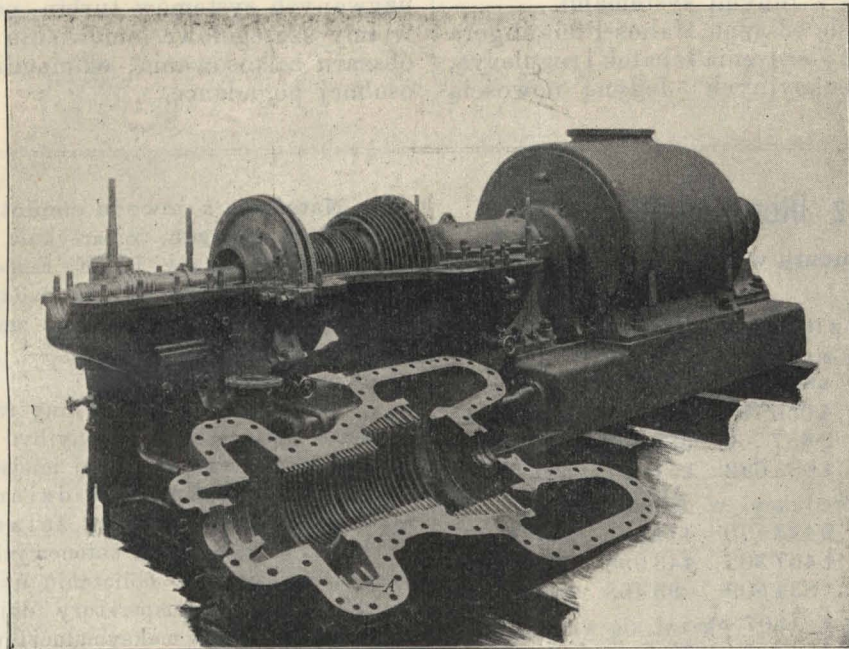
a wskutek tego potrzebne są tylko 2 rurki łączące osłonę suwaków z osłoną tłoka regulują- | wego ciężarowy regulator bezpieczeństwa, połą-
czony szeregiem dźwigni i ciągów widocznych na

Fig. 57, z zahaczeniem *H* (Fig. 52) głównego wentyla wpustowego.

Na drugim końcu tego wału znajduje się obrotowa pompa oliwna *JK*, zaś przed nią skrzydłowa pompka oliwna *LM*, poruszana ręcznie, którą się

turbinach A. E. G.-Curtis oraz prostszą regulacją.

Regulator osiowy *R* połączony wprost z suwakiem tłokowym *S* sterującym dopływ i odpływ oliwy pod ciśnieniem, pod tłok *T* wentyla regulującego zmienia jego czas otwarcia w obrębie je-



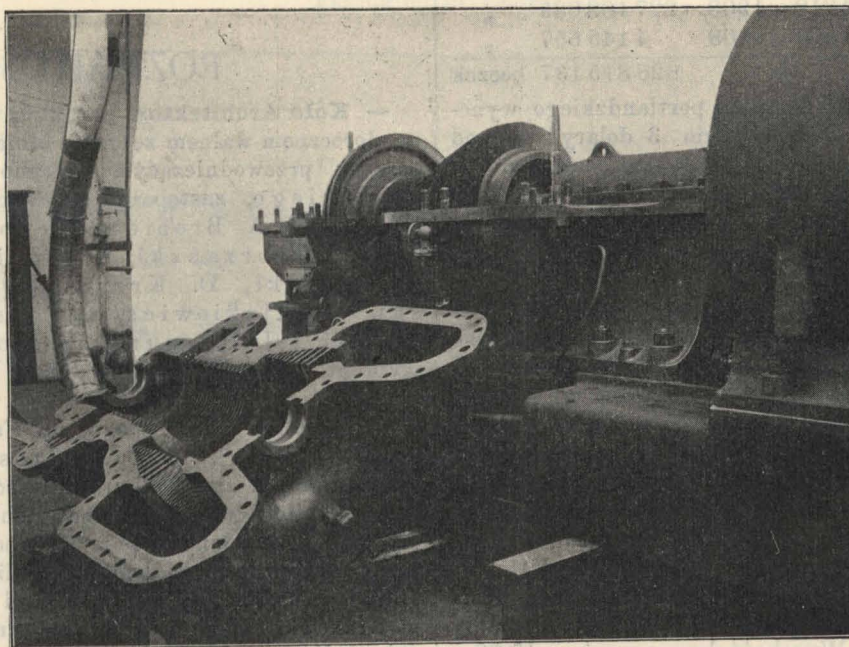
Rys. 60.

tłoczy oliwę do łożysk przed puszczeniem turbiny w ruch.

Dla jednostek mniejszych niż 500 KW wprowadziła firma Malms-Pfenninger typ wzorowany na turbinie ciśnaco-reakcyjnej Parsonsa, o której

dnego drgnienia (jak przy stawidle oliwnym Parsonsa opisanem poprzednio) przez przesunięcie suwaka w jedną lub drugą stronę, zależnie od chwilowej zmiany obciążenia turbiny.

Do wtłaczania oliwy użyto pompki tłokowej *P*



Rys. 61.

zaraz pomówimy, a który powstał ze złączenia turbiny ciśnacyjnej o 2—3 stopniach prędkości (część o wysokim ciśnieniu) z turbiną reakcyjną (część o niskim ciśnieniu).

Typ ten, przedstawiony na Fig. 59 różni się od poprzedniego częścią ciśnającą wzorowaną na

uruchomianej mimośrodem z wału stawidłowego.

Inne części różnią się tylko nieznacznie od poprzednio opisanych.

W końcu należy wspomnieć o wzmiankowanym typie turbiny ciśnaco reakcyjnej Parsonsa, przedstawionym na Fig. 60 i 61 który nie znalazł

dotychczas zastosowania, pomimo że przeprowadzone w r. 1908 próby wykazały bardzo dobre wyniki. Przyczyna tego leży prawdopodobnie w handlowej kalkulacji fabryki Brown, Boveri & Cie urzędzonej na masowy wyrób turbin reakcyjnych Parsonsa, które wytrzymują dziś jeszcze całkiem dobrze konkurencyę z innymi systemami.

Typ ten różni się od typu Malms-Pfenningera tylko konstrukcją utwierdzenia łopatek i regulacją, wziętą z turbin reakcyjnych. Jedyną nowością

jest ochrona łopatek turbinowych koła cisnącego w partyach niezasilanych, wykonana jako pierścieniowe ujęcie A, widoczne na Fig. 59, a której zadaniem jest zmniejszenie oporów wentylacyjnych.

Kończąc na tym opis najważniejszych dziś używanych systemów turbin parowych, pozostawiamy szczegółowe omówienie ich wad i zalet, obszaru zastosowania, ekonomii i kosztów ruchu, osobnej pogadance.

Sprawozdania z literatury technicznej.

— Produkcya cementu w Stanach Zjednoczonych w ostatnich latach:

Rok	Liczba beczek:			Razem
	Cement portlandzki	naturalny	Puzzuolana	
1906	46 463 424	4 055 797	481 224	51 000 445
1907	48 785 390	2 887 700	557 252	52 230 342
1908	51 072 612	1 686 682	151 451	52 910 745
Wartość produkcji w dolarach:				
1906	52 466 186	2 423 170	412 921	55 302 277
1907	53 992 551	1 467 302	443 998	55 903 851
1908	43 547 679	834 509	95 468	44 477 653

W porównaniu z r. 1907 okazał się więc w roku ubiegłym wzrost produkcji ok. 1·3%, a spadek wartości jej ok. 20%. Tak małego stosunkowo przyrostu dotychczas jeszcze nigdy nie było w Ameryce, a znaczne obniżenie wartości produkcji świadczy najlepiej w jak trudnych warunkach znajdował się przemysł amerykański.

Jeśli weźmiemy pod uwagę produkcję cementu od r. 1818, otrzymamy nast. rezultaty:

Gatunek	Okres	Całkowita produkcja	
Cement portlandzki	1870—1908	395 567 395	beczek
Naturalny	1818—1908	227 102 085	"
Puzzolana	1896—1908	4 145 657	"
Razem	—	626 815 137	beczek

Cena jednej beczki cementu portlandzkiego wynosiła w latach 1870—1880 średnio 3 dolary; — od tego czasu datuje się stały (z niewielkimi wahaniami) spadek cen. W r. 1907 jedna beczka kosztowała 1·11 dolara, a w r. 1908 tylko 85 centów. Jestto najniższa z dotychczasowych cen cementu portlandzkiego. (*Cement Age*, wrzesień 1909).

— Pokłady torfu w Stanach Zjednoczonych. Według relacji Dr. Karola Davisa powierzchnia torfowisk w Stanach Zjednoczonych (bez Alaski) wynosi ok. 140 000 mil kwadratowych, z tego około 11 000 mil kw. (tj. około 8%) w najlepszym gatunku, o grubości pokładów do 9 stóp (prawie 3 m). Pokłady te zawierają prawie 13 000 000 000 ton torfu o wart. 39 000 000 000 dolarów. Jeśliby liczba ta została przetworzona na produkty destylacji, przedstawiałaby wartość przeszło 100 000 000 000 dolarów (dolar = prawie 5 K).

— Betonowe filary mostu Clover Bar Bridge na linii kolejowej Grand Trunk Pacific Railway, zostały niedawno wzniesione. Wysokość dwu wynosi po 42·70 m tj. 140 stóp; dwa drugie są niższe o 2·13 m (7 stóp). Są to więc najwyższe filary betonowe w Ameryce. — Fundament ich sięga głębokości 12·20 m = 40 stóp poniżej zwierciadła wody. — Budowę rozpoczęto w zimie, wśród mrozów, tak, że beton trzeba było ogrzewać. Dookoła filaru wzniesiono szopy, zabudowania, do których wprowadzano ogrzaną parę wodną. — *Cement Age*, VI, 1909.

— Natężenia z powodu ciepłoty w konstrukcjach żelazno-betonowych. W artykule pod powyższym tytułem zastanawia się Dr. F. Emperger, czy są odpowiednie przepisy austriackie, żądające przy obliczeniu budowli żel.-bet. uwzględnienia zmian ciepłoty w granicach od -20 do +30°C — i dochodzi do nast. wyników:

1. Przepisy te nie powinny rozciągać się na znaczniejsze obszary, ale powinny być dostosowane do warunków klimatycznych danej miejscowości.

2. Średnie temperatury dzienne należy uwzględnić tylko przy budowach żelaznych.

3. Przy budowach betonowych lub żelazno-betonowych należy przy obliczeniu uwzględnić głębokość, do której zmiany temperatury dojść mają, oraz czas trwania temperatury maksymalnej (ewent. minimalnej). — W braku dokładnych doświadczeń poleca Emperger użycie nast. formuły na przenoszenie się temperatury wewnątrz budowli:

$$y = \frac{C}{1 + 3d^2}, \text{ względnie } y = C - \frac{C}{1.5d}$$

W formułach tych oznacza C temperaturę powietrza, y temperaturę po drugiej stronie sklepienia, d grubość sklepienia przy jednostronnem, a połowę grubości przy obustronnem ogrzaniu. (*Zeitschrift d. öst. Ing. u. Arch.-Vereines* 1909, 22—23). Dr. St. W. B.

ROZMAITOŚCI.

— Koło Architektów polskich we Lwowie wybrało na dorocznem walnem zebraniu dnia 4 bm. następujący zarząd: przewodniczącym wybrano ponownie kol. W. Rawskiego, zastępcami przewodniczącego kol. G. Bisanza i A. Broniewskiego; do zarządu weszli kol.: Z. Dobrzański, A. Kamiennobrodzki, Ig. Kędzierski, D. Krzyczkowski, Z. Lewiński, W. Minkiewicz, oraz zastępcy: W. Grzymalski i J. Hornung. Do komisji skonstruującej wybrano kol.: M. Łużeckiego i K. Świerczyńskiego.

— Kaplica Sobieskiego na Kahlenbergu. Towarzystwo „Polska Sztuka Stosowana“ rozstrzygnęło dnia 23 zm. konkurs ogłoszony na szkice dekoracji kaplicy Sobieskiego na Kahlenbergu pod Wiedniem. Z nadesłanych prac nagrodę I-szą przyznano pracy oznaczonej godłem: „Kaplica na Kahlenbergu 1683“. Autorem jej jest p. Karol Frycz, art.-mal. w Krakowie, II-gą nagrodę przyznano pracy oznaczonej godłem: „Boga-Rodzica-Dziewica“. Autorem jej jest p. Antoni Dzierzbicki, art.-mal. w Monachium. Sąd konkursowy stanowili pp.: J. Czajkowski, W. Ekielski, St. Filipkiewicz, St. Kamocki, W. Krzyżanowski, J. Makarewicz, Fr. Mańczyński, J. Szczepkowski, J. Warchałowski, W. Weiss, oraz reprezentant Centralnej Komisji w Wiedniu prof. Deininger i ks. rektor Kukliński.