

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

WYDAWNICTWA ROK PIĘĆDZIESIĄTY ÓSMY.

Biuro Redakcji i Administracji: **Warszawa, ul. Czackiego Nr. 3 (Gmach Stowarzyszenia Techników). Telefon Nr. 657-04.**
 Redakcja otwarta we wtorki, czwartki i piątki od godz. 8 do 8 i pół wieczorem. Administracja otwarta codziennie od godz. 9 rano do 7 wiecz.
 Wejście do Redakcji i do działu prenumerat Administracji: — przez sień główną budynku.
 Warunki prenumeraty i ceny ogłoszeń — na stronie 77.

APARATY POMIAROWE PRECYZYJNE
 DLA GEODEZJI — LOTNICTWA — WARSZTATÓW I LABORATORJÓW poleca
G. GERLACH—WARSZAWA—Tamka 40.

32

PATENTY

NA WYNAŁAZKI, WZORY, ZNAKI
 W KRAJU I ZAGRANICĄ — OBRONA SPRAW
 SPORYCH, UNIEWAŻNIENIA I T. D.

rzecznik patentowy przysięgły

Inż. dypl. **JANUSZ WYGANOWSKI**

Warszawa, ul. Ordynacka 6, tel. 761-50.

1

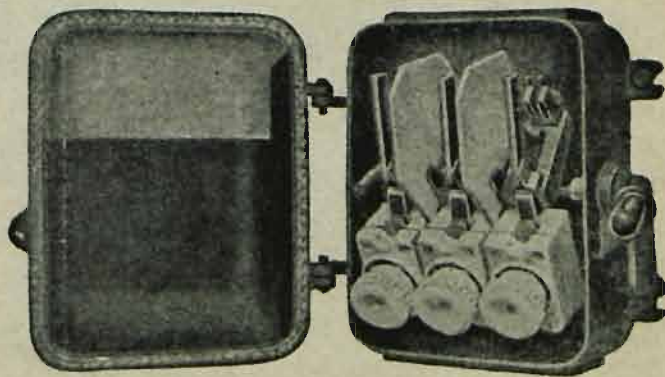
FABRYKA APARATÓW ELEKTRYCZNYCH

K. SZPOTAŃSKI i S-ka

SPÓŁKA AKCYJNA, WARSZAWA, KAŁUSZYŃSKA 4

TEL. 10-00-43, 10-00-65

Aparaty wysokiego napięcia do 35000 V.
 Aparaty niskiego napięcia do 3000 A.
 Liczniki energii elektrycznej.



Nowy typ skrzynki motorowej T. 570.

13

FARBY

NAJWIĘKSZA W POLSCE ZAŁ. W R. 1880 FABRYKA FARB I LAKIERÓW
W. KAPIŃSKI & W. LEPPERT.
 WARSZAWA — JEROZOLIMSKA 30. OFERTY NA ŻĄDANIE.

LAKIERY

67

Towarzystwo Przemysłowe Zakładów Mechanicznych

LILPOP, RAU & LOEWENSTEIN

SP. J. AKC.

WARSZAWA, UL. BEMA 65

ISTNIENIE OD 1818 ROKU.

WAGONY OSOBOWE I TOWAROWE WSZELKICH TYPÓW

WAGONY MOTOROWE Z SILNIKAMI WYBUCHOWYMI I PAROWYMI

TRAMWAJE I KAROSERJE AUTOBUSOWE

ODLEWY ŻELIWNE I WYSOKOWARTOŚCIOWE ODLEWY Z ELEKTROSTALI I ZE STALI MANGANOWEJ

AKCESORIA DO TABORU KOLEJOWEGO, ROZJAZDY, KRZYŻOWNICE I T. P.

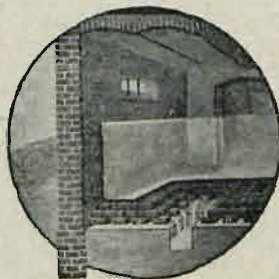
OKUCIA WAGONOWE CHROMOWANE.

24

ŚRODEK IZOLACYJNY

HYDROFUGE „CASTOR“

domieszka do zaprawy cementowej, nagrodzony **ZŁOTYM MEDALEM** na Wystawie Budowlanej VI-ch Targów Wschodnich we Lwowie w r. 1926 i w Wilnie w r. 1930.



Hydrofuge „Castor“ zabezpiecza od WILGOCI, przeciekania, wstrzymuje ciśnienie WODY we wszystkich wypadkach, jako to: przy izolacji rezerwoarów, murów, kanałów, basenów, tuneli, tarasów, fasad, szczytów i fundamentów.

W LONDYNIE przy placu Piccadilly Cirkus. największa z istniejących kolei podziemnych — została uszczelniona hydrofuge „CASTOREM“

Posiada na składzie

PRZEDSIĘBIORSTWO BUDOWLANE

MAURZY KARSTENS

Warszawa, Koszykowa Nr. 7. Tel. 8-27-95.

Kraków, Biuro „Kastor“, Rynek Kleparski Nr. 5. Tel. 102-18.
Wilno, Biuro Handlowe M. Jankowski, Ś-to Jańska Nr. 9
Katowice, inż. Kazimierz Wretowski, Generała Zajączka Nr. 19.
Tel. 14-15.

Poznań, inż. Wł. Stopa, 3-go Maja 3a. Tel. 31-93.
Lwów, Fabryka Gipsu Józefy Franz i Synowie, Listopada Nr. 97.

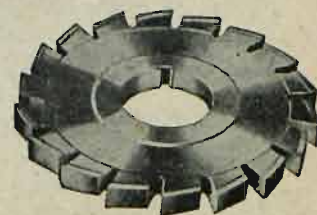
21

Stowarzyszenie Mechaników Polskich z Ameryki

SP. AKC.

w WARSZAWIE ul. MARSZAŁKOWSKA 46.

Telefony: 8 06-29, 8 86-06, 8 68-11, 8 06-99, 8 06-13.



NARZĘDZIA PRECYZYJNE TNĄCE i MIERNICZE

wyrobu własnej wytwórni w Pruszkowie
i fabryki narzędzi Zakładów SKODA w Pilźnie

Skład obficie zaopatrzony.

Komplety narzędzi znormalizowane wg. Norm Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

Demonstracja okazów w sklepie przy ul. Marszałkowskiej Nr. 46 w Warszawie.
Na żądanie akwizytorzy i instruktorzy.

Projekty narzędzi specjalnych i przyrządów fabrykacyjnych.

14

SP. AKC. J. JOHN w ŁODZI

WYKONYWA W ODDZIELE KOTŁÓW

ORYGINALNE KOTŁY STREBEL'A do centralnego ogrzewania na wodę i parę od 0,9 do 286 metr. kwadr. pow. ogrzew.

RADJATORY JEDNO-, DWU- i CZTEROSŁUPKOWE specjalne typy dla szkół, szpitali, niewielkich pomieszczeń.

BIURA WŁASNE:

WARSZAWA, POZNAŃ, KRAKÓW, LWÓW, GDAŃSK, KATOWICE.
INFORMACJE, SPECJALNE PROSPEKTY, OFERTY, KOSZTORYSY
NA ŻĄDANIE.

12

PRZETARG Z. U. P. U. W WARSZAWIE

Zakład Ubezpieczeń Pracowników Umysłowych w Warszawie zawiadamia, iż w Monitorze Nr. 114 z dn. 20 maja b. r. został ogłoszony przetarg na roboty ziemne i palowe przy budowie domu przy Placu Inwalidów w Warszawie.

Otwarcie ofert nastąpi dnia 27 maja o godz. 11-ej w lokalu przy ul. Czerniakowskiej Nr. 231.

106

Dobrze urządzona fabryka maszyn, możliwie dorze znająca warunki dostaw palenisk kotłowych, może uzyskać

licencję

na wyrób wprowadzonego już zagranicą i cieszącego się powodzeniem paleniska kotłowego o wysokiej wydajności p. n.

„paleniska tylnego-podsuwonego pat. Martin'a patent polski Nr. 10267,

dostosowanego do paliwa wysoko i małowartościowego. Do pracy na paliwie odpadkowym w górnictwie jest to palenisko bezkonkurencyjne.

Zgłoszenia adresować prosimy do: Josef Martin, Feuerungsbau, München 23, Montsalvatstr. 14.

102

PRZETARG

Wojskowe Warsztaty Balonowe ogłaszają przetarg nieograniczony na dostawy:

- | | | | |
|----|----|-------------------------------------|--------------|
| A. | 1) | 28811 m. b. plecionki jedwabnej | Ø 5 mm. |
| | 2) | 2650 " | Ø 2,5 mm. |
| | 3) | 3330 taśmy | szer. 25 mm. |
| B. | 1) | 2000 taśmy lniano bawełnianej | szer. 45 mm. |
| | 2) | 600 " lnianej | " 45 .. |
| | 3) | 500 " " | " 25 .. |
| | 4) | 6000 " bawełnianej | " 19 .. |
| | 5) | 1500 " " | " 25 .. |
| | 6) | 400 " " | " 44,5 .. |

Do oferty konieczne jest przedłożenie wzorów plecionki jedwabnej Ø 5 mm. i taśmy lniano bawełnianej.

Warunki techniczne i warunki przetargu otrzymać można w Warsztatach w Jabłonie budynek Nr. 9 w biurze zakupów.

Oferty w zalakowanych kopertach oddzielnie na artykuły grupy „A” i oddzielnie na materiały grupy „B”, oraz wadium w wysokości 3% sumy oferowanej, należy składać w Wojsk. Warszt. Balon. w Jabłonie, do dnia 1 czerwca 1932 r.

W dniu tym o godzinie 10-ej odbędzie się otwarcie ofert i ewent. przetarg ustny.

104

PRZENOŚNIKI SYSTEMU

R E D L E R A

PATENTOWANE. DO WSZELKIEGO
RODZAJU MATERJAŁÓW SYPKICH.
KOSZTORYSY I NIEOBOWIĄZUJĄCE
PORADY TECHNICZNE NA ŻĄDANIE.

**BRACIA
BÜHLER**

SP. Z OGR. ODP.
WARSZAWA. 401-45
ŚW. KRZYSKA 25. TEL.: 401-64

95

ZAKŁADY
"EKONOMIA"
NASZE APARATY
OCZYSZCZAJĄ
≈ W POLSCE ≈
OK. 500.000.000
LITRÓW WODY
DZIENNIE



**BIELSKO
WOJ. ŚL.**

OCZYSZCZANIE
Wody

*Zmiękczenie
Filtrowanie
Odżelazianie
Odmangan.
Destylacja
Sterylizacja
Odpowietrzanie etc.
Analizy*

w WARSZAWIE:
inż. **B. RUDZIŃSKI**
Wilcza 53-5, tel. 872-63.

**INŻYNIEROWIE
TECHNICY**

BIERZCIE UDZIAŁ W

MIĘDZYNARODOWYM KONKURSIE

ZASTOSOWANIA

ALUMINIUM

WYCIĄG Z REGULAMINU:

- ART. 1.** OTWIERA SIĘ KONKURS Z UDZIAŁEM WYNAŁAZCÓW WSZYSTKICH KRAJÓW W CELU UZUPEŁNIENIA STUDJÓW NAD REALIZACJĄ NOWEGO APARATU LUB ULEPSENIA ZASTOSOWAŃ, MOGĄCEGO ROZWIĄĆ UŻYCIĘ ALUMINIUM I JEGO STOPÓW.
- ART. 2.** OTWARCIE KONKURSU WYZNACZA SIĘ NA 1 LIPCA 1932 R. PRACE PÓWINNY BYĆ SKŁADANE, POCZĄWSZY OD TEJ DATY NAJPOŹNIEJ DO DNIA 1 PAŹDZIERNIKA 1932 R.

NAGRODA 100.000 FR. FR.

REGULAMIN WYSYŁA

BUREAU INTERNATIONAL DE L'ALUMINIUM
23 bis, RUE BALZAC, PARIS-8^e

INFORMACJE TAMŻE GRATIS.



**ART. RYSUNKOWO-
KREŚLARSKIE**
PAPIERY ŚWIATŁOCZUKE,
SZKICOWE, RYSUNKOWE,
APARATY DO KOPJOWANIA

**ST. SZYMAŃSKI
i K. CYGAŃSKI**
Warszawa, Wilcza 32
Tel. 814-78

Zamówienia z prowincji załatwiamy w dniu odbioru poczty.

PATENTY
NA WYNAŁAZKI, MARKI i MODELE
INŻ. M. BROKMAN,
RZĘCZNIK PATENTOWY
WARSZAWA, SENATORSKA 36
TELEFON 618-62

Fabryka maszyn i aparatów instalacji gospodarki cieplnej **poszukuje** w poszczególnych okręgach przemysłowych **reprezentantów** dobrze wprowadzonych w przemysł.

Oferty sub., „**Ciepło**“ do Administracji Przeglądu Technicznego.

109

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Tolerancje dużych średnic, nap. Prof. N. N. Sawwin, dyrektor Zakł. Skody w Pilźnie.

Maszyna z obrotowym rozrzędem pary w zastosowaniu do napędu statków rzecznych (dok.), nap. Inż. Jerzy Decyusz.

Nowoczesna budowa zapory i zakładu wodnego (c. d.), nap. Inż. Z. Śliwiński.

Listy do Redakcji.

SOMMAIRE:

Tolerances pour les grands diamètres, par M. N. N. Savine, Professeur, Directeur des Usines Skoda, Plzen (Tchécoslovaquie).

La machine à vapeur à distribution rotative de la vapeur, appliquée à la propulsion des navires fluviaux (suite et fin), par M. J. Decyusz, Ingénieur.

Construction moderne d'un grand barrage et d'une usine hydro-électrique (suite), par M. Z. Śliwiński, Ingénieur.

Correspondance.

Tolerancje dużych średnic.¹⁾

Napisał Prof. N. N. Sawwin, Zakłady Skody w Pilźnie.

Każdego specjalistę z dziedziny pasowań interesuje przede wszystkim, z jaką pewnością dokonywa się kontroli wyrobów przy pomocy sprawdzianów różnicowych. Czy więc rzeczywiste wymiary przedmiotów kontrolowanych sprawdzianami różnicowymi, według zasady: „strona przechodnia obejmuje, wzgl. wchodzi, a strona nieprzechodnia sprawdzianu nie obejmuje, wzgl. nie wchodzi” — leżą w granicach, określonych wymiarami strony przechodniej i nieprzechodniej tych sprawdzianów?

Autorowi niniejszego są znane dwie serje dokonanych ostatnio doświadczeń, mających na celu wyjaśnienie tego zagadnienia. W jednym z doświadczeń w sześciu niezależnych od siebie fabrykach wykonano szereg wałków i otworów według stałych sprawdzianów międzynarodowego układu ISA, mianowicie: wałki o średnicach 35 i 72 mm według sprawdzianów j6 i k6 i otwory tych samych średnic według sprawdzianów H7 i K7. Wszystkie te przedmioty, w ilości 210 sztuk, zostały dokładnie zmierzone w laboratorium pomiarowym jednej z fabryk, przyczem okazało się, iż rzeczywiste wymiary 30% tych wałków i otworów przekroczyły granice przepisanych tolerancyj¹⁾, przeważnie z powodu błędów geometrycznych kształtu.

W drugiej serji doświadczeń, w siedmiu warsztatach mechanicznych dużego koncernu wykona-

no wałki o średnicach 25 i 60 mm podług stałych sprawdzianów układu międzynarodowego ISA j6 i h7 oraz otwory o tychże wymiarach 25 i 60 mm, według sprawdzianów K6 i H7. Materiał i sposób obróbki były ściśle ustalone oraz akordy na wykonanie tych przedmiotów zostały skontrolowane. Wszystkie sprawdziany, jak również przedmioty, były dokładnie zmierzone w laboratorium, przyczem wałki i otwory (w ilości 168 sztuk), celem określenia odchyłek od prawidłowego kształtu geometrycznego, zostały zmierzone w trzech przekrojach, każdy przekrój w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach. W ten sposób wykonano $168 \times 6 = 1008$ pomiarów, które porównano z rzeczywistymi wymiarami sprawdzianów różnicowych, według których wykonywano te przedmioty. Stwierdzono, że w 12% dokonanych pomiarów przedmioty te wykraczały poza granice sprawdzianów, przeważnie z powodu błędów w kształcie geometrycznym. Wałki i otwory szlifowane miały kształt geometryczny prawidłowy; największe błędy geometryczne (eliptyczność i stożkowatość) stwierdzono w otworach, wykonywanych rozwiertakami. Zamiennosc, mimo odchyłek od rzeczywistych wymiarów sprawdzianów, była zadawalająca, a charakter pasowania w skojarzeniach $\frac{H6}{j6}$ był z powodu węższych tolerancyj zachowany lepiej, niż w skojarzeniach $\frac{H7}{h7}$.

Z dawniej dokonanych doświadczeń, na szczególną uwagę zasługuje praca dr. K. Gramenz'a p. t. „Genauigkeitsermittlung an Werkstücken zur Bestimmung zweckmässiger Passungsitze”

^{*)} Referat złożony międzynarodowej Podkomisji Pasowań ISA 3.

¹⁾ 42% wszystkich wałków wykazało dokładność wyższą od wyznaczonej, mianowicie dokładność sprawdzianów ISA j5 i k5, zaś 43% wszystkich otworów wykonano w granicach tolerancji odpowiadających wyższej klasie — H6 i K6.

Tolerancje ISA w μ .

	H 7	H 6	K 7	K 6	h 7	j 6	j 5	k 6	k 5
\varnothing 35	0 + 26	0 + 16	- 18 + 8	- 13 + 3	—	+ 11 - 5	+ 6 - 5	+ 18 + 2	+ 13 + 2
\varnothing 72	0 + 30	0 + 19	- 21 + 9	- 15 + 4	—	+ 12 - 7	+ 6 - 7	+ 21 + 2	+ 15 + 2
\varnothing 25	0 + 22	0 + 18	—	—	0 - 22	+ 9 - 4	—	—	—
\varnothing 60	0 + 30	0 + 19	—	—	0 - 30	+ 12 - 7	—	—	—

(Maschinenbau 1928, zesz. 22 i 24)²⁾. Jak wskazuje tytuł, praca dr. Gramenz'a miała głównie na celu ustalenie wytycznych przy wyborze klasy dokładności i rodzaju pasowania w różnych wypadkach konstrukcyjnych. W toku pracy wykryto pewne różnice pomiędzy wymiarami przedmiotów i sprawdzianów; średnia ilość tych odchyleni dla średnic 14—150 mm wynosiła dla otworów 65%, a dla wałków 25%. Dane te dotyczą doświadczeń dokonanych 10 lat temu, wówczas gdy sprawdziany różnicowe były jeszcze mało stosowane. Obecnie tak duże odchylenia byłyby w dobrze prowadzonych warsztatach niedopuszczalne. Lecz i przy obecnym wysokim poziomie techniki pomiarowej zdarzają się częściowe wykroczenia wymiarów przedmiotów poza tolerancje, wyznaczone wymiarami sprawdzianów różnicowych.

Z wyżej wspomnianych trzech seryj doświadczeń wynika, iż rzeczywiste wymiary przedmiotów małych i średniej wielkości, w przeważnej ilości wypadków, leżą w granicach wyznaczonych przez sprawdziany. Wykryte w tych doświadczeniach odchylenia (głównie dotyczące błędów kształtu geometrycznego) nie wpływają na zamienność części.

Doświadczenia powyższe wykazały również, że odchylenia rzeczywistych wymiarów przedmiotów, w stosunku do przepisanych tolerancjami, wzrastają jednocześnie ze wzrostem średnic. Przy ustaleniu sprawdzianów różnicowych międzynarodowego układu ISA dla poszczególnych klas dokładności i obszaru średnic do 180 mm, wzięto pod uwagę cały materiał doświadczalny, dotyczący zastosowania sprawdzianów różnicowych w produkcji seryjnej i masowej, nabyty z praktyki warsztatowej odnośnie zużycia, dokładności wykonania i błędów pomiarowych. Nie zważając na większe lub mniejsze odchylenia rzeczywistych wymiarów przedmiotów od przepisanych tolerancji, fachowcom z dziedziny pasowań, uczestniczącym w pracach ISA, wydawało się praktycznie dopuszczalnym twierdzenie, iż sprawdzone stałymi sprawdzianami różnicowymi przedmioty do 180 mm średnicy posiadają wymiary, leżące w granicach przechodniej i nieprzechodniej strony sprawdzianów.

Inaczej się ta sprawa przedstawia w stosunku do dużych wymiarów, od 500 mm i wyżej do 1000—3000 mm.

Przy projektowaniu sprawdzianów dla tego obszaru wymiarów należy postępować w sposób wysoce oględny, wobec braku pewnych i ogólnie

uznanych wartości, dotyczących błędów pomiarowych oraz błędów wykonania. Współczesne pomiarowe przyrządy optyczne obliczone są na dokonywanie pomiarów względnie niewielkich przedmiotów, np. do 200 mm, i w tych granicach mogą być dokonywane pomiary łatwo i z dużą dokładnością. Zupełnie inaczej przedstawia się sprawa pomiaru dużych przedmiotów, w tych bowiem wypadkach pomiary laboratoryjne napotykają na przeszkody nie do przebycia, a zatem rzeczywiste wymiary przedmiotów dużych pozostają nam najczęściej nieznanymi.

Należy pozatem pamiętać, że przy wykonywaniu dużych przedmiotów za przyrząd pomiarowy służy zazwyczaj mikromierz, jak również, że produkcja nie ma charakteru masowości, lecz raczej fabrykacji indywidualnej, oraz że różnice rzeczywistych i przepisanych wymiarów przedmiotów mogą być spore nie tylko z racji możliwości dużych stosunkowo błędów, spowodowanych przez takie czynniki, jak temperatura, sprężystość i czynniki fizjologiczne przy pomiarze, lecz również z powodu trudności ustawienia przyrządu pomiarowego (mikromierza) na żadaną miarę.

Nieuniknione błędy wykonania, których nie możemy wykryć przy pomocy przyrządów pomiarowych w normalnych warunkach warsztatowych (np. błędy spowodowane różnicami temperatur), jak również niedokładność samego pomiaru, powinny stanowić możliwie niewielką część tolerancji wykonania. Z drugiej zaś strony, rzemieślnik nie powinien otrzymać zbyt wąskich tolerancji roboczych — trudnych do utrzymania przy pomocy roboczego narzędzia pomiarowego.

Niestety, wymagania dotyczące dokładności wykonania dużych przedmiotów są nieraz wysokie: po pierwsze, z obawy drogo kosztującego braku, a powtóre z obawy niedopasowań montażowych w wypadku wykonania kojarzonych części w dwóch różnych wytwórniach. Te wysokie wymagania prowadzą do wąskich tolerancji, trudnych do osiągnięcia i skontrolowania.

Biorąc pod uwagę wymienione wyżej okoliczności, celem jest przewidzieć dla dużych przedmiotów dwa obszary tolerancyjne: jeden szerszy dla sprawdzianu odbiorczego, drugi węższy dla sprawdzianu roboczego. W odróżnieniu od przyjętego rozmieszczenia pól tolerancyjnych sprawdzianów odbiorczych, bezpośrednio obejmujących pola tolerancji wykonania sprawdzianów roboczych, pożądanym jest pozostawienie pewnego odstępu między polami tolerancyjnymi tych dwóch

²⁾ Ukazała się później jako odbitka w wydaniu VDL.

sprawdzianów, i to odstępu tak znacznego, aby mógł on skompensować wypadkowe niedokładności wykonawcze, których nie może wykryć sprawdzian roboczy. W ten sposób produkcja będzie zabezpieczona od braków w wypadkach jej kontroli zapomocą sprawdzianów odbiorczych.

Powstaje jednak zagadnienie, w jaki sposób można ustalić tę szerszą tolerancję dla różnych klas dokładności?

Jedyną drogą, wiodącą do rozwiązania tego zagadnienia, jest droga doświadczalna. Można np. wyznaczyć dla przyjętych w praktyce pojęć klasy dokładnej, średniej i zgrubnej największe dopuszczalne błędy, spowodowane niedokładnością przyrządu mierniczego, wpływem temperatury, kształtu geometrycznego, ugięć sprężystych i błędów subiektywnych i sumę wszystkich tych błędów przyjmując w całości lub w części jako tolerancję odbiorczą. Tego rodzaju próbę wyznaczenia tolerancji odbiorczej dla dużych przedmiotów (do 3000 mm) przeprowadził autor niniejszego artykułu. Robocze tolerancje były obliczane w stosunku procentowym do odbiorczych (od 65% do 80%).

Można jednak przyjąć również za punkt wyjścia maksymalne tolerancje sprawdzianów roboczych, których wielkości nie wywołują sprzeciwów natury ekonomicznej (akordy, braki), a tolerancje odbiorcze ustalić według wyżej ustalonej zasady zabezpieczenia się od nieuniknionych błędów wykonania, nieuchwytnych dla narzędzi pomiarowych.

Obszar pomiędzy małymi i dużymi średnicami, t. zn. od 180 do 500 mm, można uważać pod względem pewności dokonywania kontroli wyrobów przy pomocy sprawdzianów za obszar pośredni. Podkomisja ISA 3 oparła się przy projektowaniu tolerancji dla tego obszaru na tych samych założeniach, na których zbudowała układ tolerancji dla średnic do 180 mm, mianowicie ustalenia tolerancji tylko dla sprawdzianów roboczych. Nie uważała bowiem za możliwe ustalenia tolerancji dla przedmiotów, których rzeczywiste wymiary nie są ściśle znane, oraz ustalenia tolerancji dla sprawdzianów odbiorczych, które stosunkowo mało są używane w praktyce. Przy ustaleniu danych liczbowych tolerancji sprawdzianów roboczych dla obszaru średnic 180 do 500 mm, podkomisja wzięła pod uwagę znaczne rozbieżności, zachodzące pomiędzy wymiarami przedmiotów i sprawdzianów, i dla większej pewności zwięzła tolerancje sprawdzianów roboczych do wartości minimalnych, nie mogących jednak wywołać wyraźnych sprzeciwów ze strony warsztatu.

Poniżej przytoczone zostaną dane³⁾, dotyczące błędów wykonania i pomiaru dużych przedmiotów, których dokładność wykonania odpowiada w przybliżeniu 8-ej klasie ISA. Wszystkie te liczby należy oczywiście przyjmować jako liczby przybliżone, charakteryzujące tylko pewien rząd wielkości. Dobór przedmiotów użytych w doświadczeniu, warunki lokalne, a głównie subiektywny charakter porównania danych pomiaro-

wych, otrzymanych przez zwykłego brakarza z jednej strony, a specjalistę pomiarowca z drugiej, jak również dokładności zwykłych przyrządów pomiarowych, użytych w warunkach warszta-
towych, oraz tych samych przyrządów, lecz dokładnie wycechowanych i użytych w bardziej sprzyjających warunkach laboratorium pomiarowego, — wszystkie te okoliczności wywierają wpływ na ostateczne wyniki doświadczenia.

1) **Niedokładności skali**, według której ustawia się przyrządy pomiarowe. Przy wykonywaniu dużych przedmiotów używa się przyrządów mikrometrycznych, stałych i nastawnych szcęk i średnicówek, cyrkli drążkowych i t. p. narzędzi pomiarowych, które zazwyczaj nastawia się na żądany wymiar przy pomocy wzorców końcówkowych (do 300—500 mm), lub skal kreskowych z nonjuszami. Błędy wzorców przenoszą się na narzędzia pomiarowe, a tem samem i na przedmiot. W przybliżeniu błędy te wynoszą:

∅	200	300	500	1000	2000	3000 mm
δ	± 12	± 13	± 15	± 20	± 30	± 30 μ.

2) **Niedokładność ustawienia** przyrządów pomiarowych według skali. Przy użyciu nonjusza 1/50, błędy skali sięgają ± 20 μ. Dla dużych wymiarów, np. 3—5 metrów, błędy pozostają bez zmiany.

Tak zwane błędy dotykowe (Berührungsfehler) wynoszą, według dokonanych doświadczeń:

∅	200	300	500	1000-1500	2500-3000 mm
δ	± 15	± 15	± 20	± 20	± 20 μ.

Największe błędy ustawienia według skali, bez uwzględnienia błędów samej skali, wynoszą:

∅	200	300	500	1000-1500	2500-3000 mm
δ	± 35	± 35	± 40	± 40	± 40 μ.

3) **Wpływ różnicy temperatur**. Przy różnicy temperatury przedmiotu obrabianego i przyrządu pomiarowego, wynoszącej 3°, i współczynnika rozszerzalności $11,5 \cdot 10^{-6}$, otrzymamy następujące wielkości błędów, spowodowanych tą różnicą temperatur:

∅	200	300	500	1000	2000	3000 mm
δ	± 7	± 10	± 17	± 35	± 70	± 100 μ.

4) **Błędy kształtu geometrycznego**. Dla określenia błędów kształtu geometrycznego (eliptyczności i stożkowatości), dokonane zostały pomiary dużych wałków i otworów, których powierzchnie zostały obrabione przez szlifowanie i toczenie (tę ostatnią obróbkę zaznaczono gwiazdką) na obrabiarkach wyregulowanych i używanych do obróbki przedmiotów ze średnią dokładnością, t. zn. odpowiadającą 8-ej klasie ISA. Błędy te wynosiły:

∅	250	580	870	1000	1500	2000	2500	3000	3500 mm
δ	± 30	± 50	± 55*	± 75*	± 80*	± 95*	± 120	± 150*	± 300* μ.
						± 60	± 120	± 200	

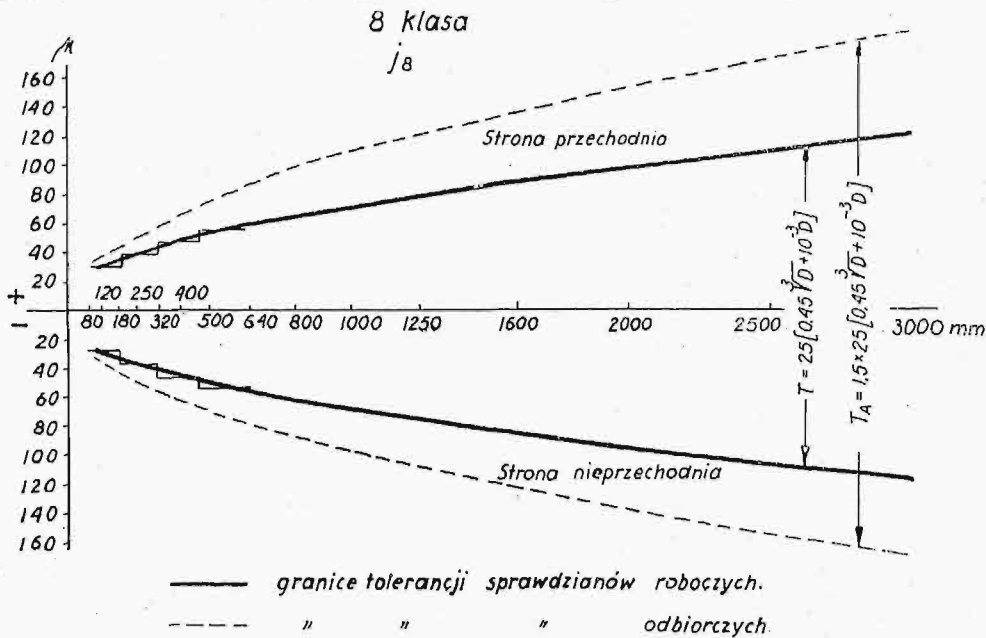
Poza wskazanymi błędami, należy się liczyć również ze sprężystymi odkształceniami przyrządów pomiarowych, błędami subiektywnymi mierniczego oraz ze stanem powierzchni przedmiotu.

³⁾ Uzyskane przy współudziale p. inż. E. Hirschfeld'a.

Sprężyste odkształcenia średnicówek są względnie niewielkie; uginanie się pod ich wpływem własnego ciężaru daje się zauważyć tylko przy dużych wymiarach, na przykład przy 3-ch metrach nie przekracza ono 40 μ . Odkształcenia sprężyste mikromierzy są większe, lecz szkodliwy

uwzględnione błędy, mianowicie ugięcia, błędy subiektywne, chropowatości powierzchni i t. p.

Ciekawym jest zwrócić uwagę na to, że ustalone w projekcie podkomisji ISA 3 tolerancje podstawowe 8-ej klasy dokładności dla \varnothing od 180 do 500 mm są mniejsze od liczb podanego wyżej szeregu w przybliżeniu o 20 — 25%. Błędy mogą być dodatnie i ujemne, a zabezpieczenie od braku w wypadku kontroli przedmiotu sprawdzianem odbiorczym winno być przewidziane nie tylko ze strony przechodniej sprawdzianu roboczego, lecz również w stosunku do jego strony nieprzechodniej. W ten sposób pola tolerancyjne proponowanych sprawdzianów odbiorczych 8-ej klasy ISA dla obszarów 180 — 500 mm są przeciętnie o 40 — 50% większe od pola tolerancyjnego sprawdzianów roboczych.



Rys 1. Rozmieszczenie tolerancji roboczych i odbiorczych sprawdzianów szcegłowych j8 dla średnic 80 mm — 3000 mm.

wpływ tych odkształceń można złagodzić przez regulowanie mikromierza przy pomocy wzorców końcówkowych (lub średnicówek mikrometrycznych), w tym samym położeniu, w którym rzemieślnik trzyma mikromierz podczas pomiaru przedmiotu wykonywanego.

Błędy subiektywne pomiaru, uzyskane drogą porównania szeregu pomiarów tego samego przedmiotu przez kilku kontrolerów, wynoszą przeciętnie:

\varnothing	200	400	1000	2000	3000 mm
δ	± 5	± 8	± 15	± 20	$\pm 20 \mu$

Wpływ chropowatości powierzchni przedmiotu mierzonego może być złagodzony doborom właściwego sposobu obróbki.

Należy podkreślić, że pomiarów dużych otworów dokonywa się łatwiej i z większą dokładnością, niż pomiarów wałków o tych samych średnicach, lecz wykonanie dużych otworów połączone jest ze znacznie większymi trudnościami. Z tych powodów celem jest nie stwarzanie różnic pomiędzy tolerancjami dużych otworów i wałków (ponad 500 mm), mających współpracować w złozeniu.

Dodając błędy wykonania dużych przedmiotów, wymienione w punktach 1—4, sporządzonych według średniej klasy dokładności (8-ej klasy ISA), otrzymamy po zaokrągleniu liczby następujące:

\varnothing	200	300	400	500	1000	2000	3 00 mm
δ	± 85	± 100	± 115	± 125	± 175	± 240	$\pm 300 \mu$

Jakkolwiek zbieg wszystkich tych błędów w ich największej wartości jest mało prawdopodobny, należy wziąć pod uwagę również i pozostałe nie-

Powyższe treści można w następujących punktach:

1. Rzeczywiste wymiary przedmiotów, biorąc ogólnie, pozostają nieznane, a dokładne ich zmierzenie przy pomocy współczesnych warsztatowych narzędzi i przyrządów pomiarowych jest możliwe tylko dla wymiarów nie przekraczających 200 mm. Wobec powyższego wydaje się zupełnie słusznym postanowienie międzynarodowej podkomisji ISA 3, dotyczące normalizacji tolerancji nie przedmiotów, lecz sprawdzianów, lub, ściślej mówiąc, ustalenie tolerancji przedmiotów w odniesieniu do sprawdzianów roboczych.

2. Praktyka stosowania sprawdzianów różnicowych stałych i nastawnych wykazała, iż rzeczywiste wymiary przedmiotów, wykonane przy pomocy tych sprawdzianów, nie zawsze leżą w granicach wymiarów przechodniej i nieprzechodniej strony sprawdzianów.

3. Odchyłki rzeczywistych wymiarów przedmiotów od wymiarów sprawdzianów są tem większe i częstsze, im większe są ich wymiary.

4. Dla przedmiotów małych średnic, do \varnothing 180 mm, wykonanych przy użyciu stałych sprawdzianów różnicowych o przyjętych kształtach i przy uwzględnieniu ogólnie uznanych metod pomiarowych, odchyłki te są praktycznie bez znaczenia. Dla stosunków międzynarodowych wystarcza zatem ustalenie dla tych przedmiotów sprawdzianów roboczych zgodnie z przyjętymi normami ISA. Uchwała 7-ej konferencji w Kopenhadze podaje wyraźnie, iż należy uważać każdy przedmiot za przyjęty, o ile został on uznany jako dobry przy sprawdzeniu go sprawdzianem, posiadającym skrajne wymiary zgodne z ustalonymi dla spraw-

dzianów roboczych, włącznie z przewidzianym zapasem na zużycie.

5. Dla dużych przedmiotów (od 500 do 3000 mm) celowe jest międzynarodowe ustalenie dwóch obszarów tolerancyjnych: jednego roboczego ze stosunkowo wąskimi tolerancjami wykonawczymi i drugiego szerszego — odbiorczego, pokrywającego całkowicie obszar wyżej wspomniany i służącego do kontroli wykonania przedmiotów przez odbiorcę. Pomiędzy granicami tych obszarów tolerancyjnych powinny ułożyć się obszary pośrednie — symetrycznie lub prawie symetrycznie z obu stron, przechodniej i nieprzechodniej, roboczego narzędzia pomiarowego. Zadaniem tych obszarów jest pochłonięcie wszelkich niedokładności wykonania, nieuchwytnych dla roboczego narzędzia pomiarowego.

6. Dla pośredniego obszaru średnic (od 180 do 500 mm) należy przewidzieć w normalizacji międzynarodowej, na wypadek nieporozumienia, zarówno sprawdziany robocze, jak i odbiorcze.

7. Aby nie stwarzać nieciągłości w schemacie układu międzynarodowego, dla sprawdzianów od 1 do 3000 mm, wydaje się celowe ustalenie dwóch teoretycznych granic (Sollmasse) tolerancyjnych: jednej dla sprawdzianów roboczych z podstawowymi tolerancjami $\Theta\mu$, wzrastającymi ze wzrostem średnicy D mm zgodnie z przyjętą przez podkomisję ISA 3 zależnością:

$$\Theta = a\sqrt[3]{D} + bD,$$

i drugiej dla sprawdzianów odbiorczych, obejmującej granice wyżej wspomniane⁴⁾.

Dla małych średnic (od 1 do 180 mm) granice teoretyczne roboczych i odbiorczych sprawdzianów powinny stopniowo zbliżać się, następnie (od 180 mm i wyżej) — rozchodzić się, przyczem różnica pomiędzy tolerancjami sprawdzianów odbiorczych i roboczych może wynosić, zależnie od klasy dokładności, 25—55% tolerancji sprawdzianu roboczego.

Na wykresie (rys. 1) przedstawiony jest projekt tolerancji sprawdzianów roboczych i odbiorczych (szczek nieruchomych i zaopatrzonych w mikromierze) 8-ej klasy dokładności j8, dla średnic od 80 do 3000 mm. Linie ciągłe dotyczą sprawdzianów roboczych (linia łamana do 500 mm odpowiada projektowi podkomisji ISA 3); linia przerywana dotyczy sprawdzianów odbiorczych. Tolerancje T sprawdzianów roboczych 8-ej klasy obli-

czone są według wzoru, ustalonego przez podkomisję ISA 3, mianowicie:

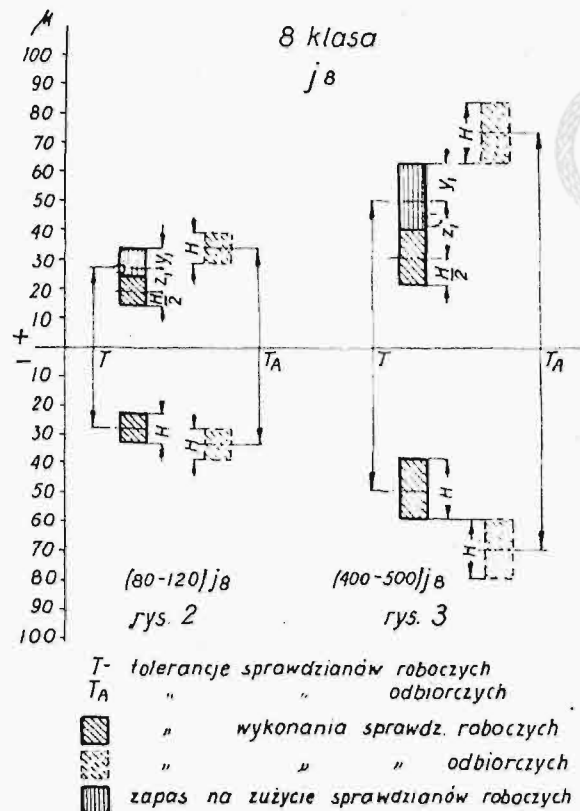
$$T = 25 (0,45\sqrt[3]{D} + 10^{-3} D),$$

Tolerancje T_A sprawdzianów odbiorczych 8-ej klasy dokładności, począwszy od 180 mm, ustalone są zgodnie z zależnością:

$$T_A = 1,5 \cdot 25 (0,45\sqrt[3]{D} + 10^{-3} D),$$

przyczem różnica $T_A - T$, tolerancji odbiorczej i roboczej sprawdzianów, rozłożona jest niesymetrycznie, mianowicie przekroczenie po stronie nieprzechodniej tolerancji sprawdzianu roboczego do przekroczenia po stronie przechodniej mają się do siebie, jak 5 do 7.

Na rys. 2 i 3 uwidocznione są, zgodnie z projektem podkomisji ISA 3, liniami ciągłymi pola, przedstawiające tolerancje wykonania stałych sprawdzianów roboczych j8, dla obszaru średnic 80—120 mm oraz 400—500 mm. Liniami przerywanymi zaznaczono rozmieszczenie pól tolerancji wykonania sprawdzianów odbiorczych, zgodnie z wykresem podanym na rys. 1. Jak wynika z rys. 2, wymiary sprawdzianu odbiorczego dla 100 mm zgodne są z wymiarami sprawdzianu odbiorczego.



Rys. 2 i 3.

Tolerancje sprawdzianów roboczych i odbiorczych j8 oraz tolerancje ich wykonania i zużycia dla obszarów średnic 8 — 120 mm (rys. 2) i 400 — 500 mm (rys. 3).

⁴⁾ Teoretyczne granice (Sollmasse) sprawdzianów odbiorczych niewłaściwie identyfikuje się z francuskim pojęciem „granicy nieprzekraczalnej” (limite d'intransigeance), bowiem sprawdzony odbiorczym sprawdzianem rzeczywisty wymiar przedmiotu może czasem wykroczyć poza tę granicę. Również nie zupełnie słusznym wydaje się nazywanie tej granicy „granica zamienności” (limite d'interchangeabilité), bowiem pojęcie zamienności wymaga zestawienia dwóch części zamiennych, zewnętrznej i wewnętrznej, o różnych, uzależnionych jedna od drugiej, teoretycznych granicach tolerancyjnych.

odpowiadającego normom DIN. Natomiast dla wymiaru 500 mm (rys. 3) tolerancje sprawdzianu odbiorczego otrzymały granice rozszerzone.

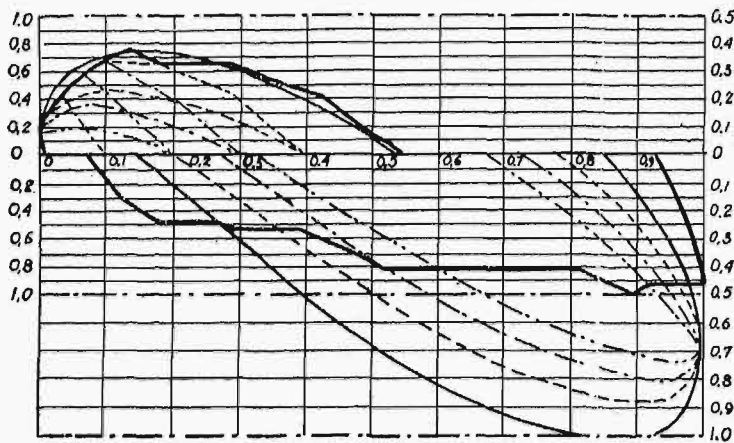
Maszyna parowa o obrotowym rozrządzie pary w zastosowaniu do napędu statków rzecznych^{*)}.

Napisał Inż. Jerzy Decyusz.

Dla sprawdzenia wpływu li tylko samego rozrządu pary na sprawność pracy lokomotywy, autor oparł się na jednym z istniejących typów (dawne rosyjskie parowozy „Prairie” 2-3-1, budowy Sormowskiej fabryki 1911 r.) i, nie zmieniając żadnych innych składników, przeprowadził obliczenie elementów pracy zarówno przy dotychczasowym suwakowo-jarzmowym rozrządzie pary, jak i przy projektowanym obrotowo-tarczowym.

wych przy rozrządzie obrotowym, jest przyjęte dwukrotnie mniejsze niż przy suwakowym.

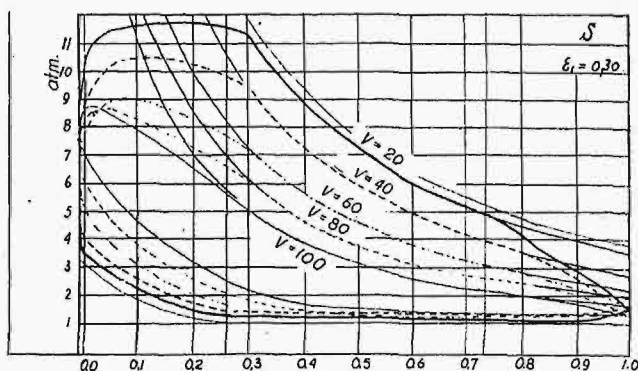
Pomimo to, już przy normalnie stosowanym przy ruszaniu z miejsca największym napełnieniu cylindra 55%, rzeczywiste prześwity są prawie równoznaczne, a przy roboczych napełnieniach dla dużych prędkości (15—25%) prześwity te przy rozrządzie obrotowym są prawie trzykrotnie większe.



Rys. 16. Krzywe otwarcia szczelin parowych przy rozrządzie suwakowym i obrotowym.

Obliczenia te, aczkolwiek uwzględniają bliżej, niż dotychczas stosowane sposoby, wpływ szybkości tłoka na dławienie pary i wewnętrzne straty ciepłne, nie mogą pretendować do dokładności bezwzględnej, ale w każdym razie mogą dać zupełnie wiarogodne wyniki porównawcze.

Przy odpowiednio skonstruowanym rozrządzie obrotowym, krzywe otwarcia szczelin parowych, szczególnie przy małych napełnieniach, przedstawiają się daleko korzystniej, niż przy suwakach.



Rys. 17. Teoretyczne wykresy indykatorowe maszyny parowej o rozrządzie suwakowym.

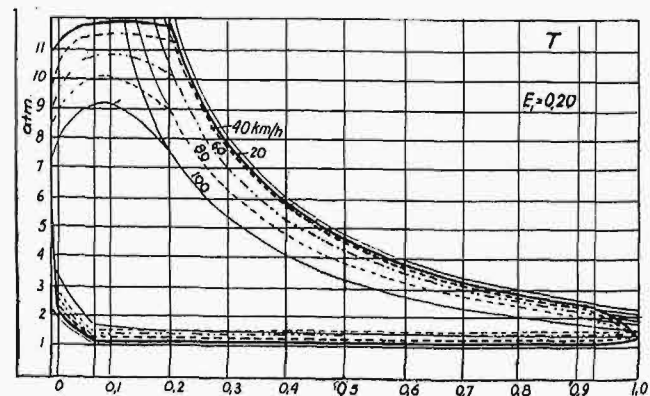
Na rys. 16 są podane krzywe w obydwóch wypadkach, przyczem a priori całkowite pole szczelin, odpowiadające przekrojowi kanałów paro-

Usprawnienie rozrządu, polegające dalej na zastosowaniu stałych elementów wylotu i możliwości zmniejszenia przestrzeni szkodliwych, znajduje swe odzwierciedlenie na podanych niżej (obliczonych teoretycznie) wykresach indykatorowych dla różnych prędkości biegu parowozu od 20 — 100 km/godz. (rys. 17 i 18).

Z zestawienia tych wykresów wynika możliwość znacznie lepszego wykorzystania cylindrów przy rozrządzie obrotowym, a zatem przy jednakowej mocy maszyny możliwość zmniejszenia ich objętości.

Na rys. 19 i 20 są podane krzywe mocy indykowanej parowozu, zbudowane na podstawie szeregu wyżej podanych wykresów w zależności od napełnienia w cylindrze i szybkości biegu parowozu.

Z wykresów tych widać, że przy rozrządzie suwakowym moc parowozu przy napełnieniu 0,4 załamuje się, wskutek strat w cylindrze, już przy szybkości 80 km/godz., gdy tymczasem przy rozrządzie obrotowym i napełnieniu 0,2 punkt załamania leży powyżej 100 km/godz.



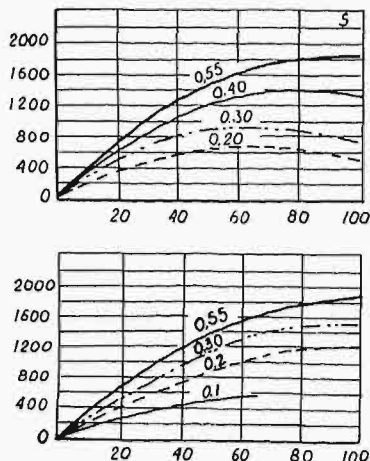
Rys. 18. Wykresy jak na rys. 17 przy rozrządzie obrotowym.

Podane niżej wykresy (rys. 21—23) dają wielkości siły pociągowej na haku parowozu w zależności od szybkości biegu przy odparowaniu z 1 m² powierzchni ogrzewanej kotła z = 20, 30 i 40 kg pary na godzinę.

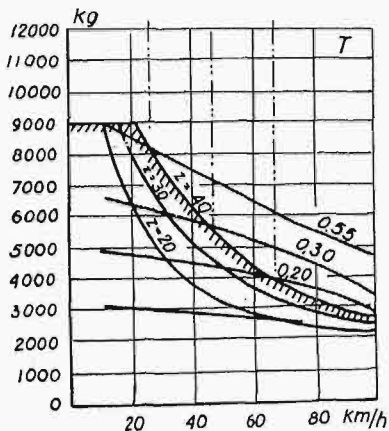
Miarkowanie pracy maszyny w obydwóch wypadkach przewiduje się wyłącznie przez zmianę napełnień.

Rys. 19 i 20.

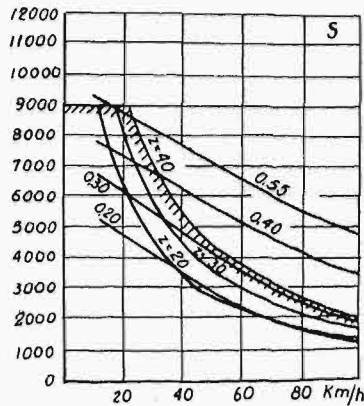
Moc indukowana parowozu w zależności od napełnienia i szybkości jazdy przy rozrządzie suwakowym (rys. górny) i obrotowym (rys. dolny).



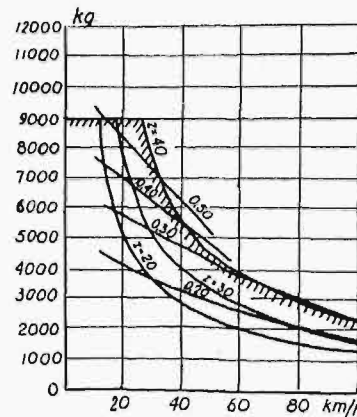
Na rys. 21 jest podana siła pociągowa przy projektowanym rozrządzie obrotowym, zaś na



Rys. 21.



Rys. 22.



Rys. 23.

Rys. 21 — 23. Siła pociągowa na haku parowozu w zależności od szybkości jazdy i odparowania (z). Rys. 21 dotyczy rozrządu obrotowego, rys. 22 i 23 — rozrządu suwakowo-jarzmowego.

rys. 22 — obliczona teoretycznie dla istniejącego parowozu z rozrządkiem suwakowym i na rys. 23 wymierzona doświadczalnie na tymże parowozie. Porównanie ostatnich dwóch rysunków wykazuje ich daleko idącą analogię, na skutek czego można przypuścić, że dopuszczone na wykresach teoretycznych błędy wzajemnie się kompensują.

W tem porównaniu ewentualna oszczędność w rozchodzie pary przy jednakowej pracy wynosi przy rozrządzie obrotowym do 30%, a więc wartość bardzo znaczną.

Autor nie wchodzi tu w bliższe szczegóły konstrukcyjne zastosowania obrotowego rozrządu do zwykłego układu parowozu, gdyż obecne stosowanie wysokich ciśnień i szybkoobrotowych silników z przekładnią otwierają szersze możliwości dla maszyn opisanego typu, stwierdza tylko, że konstrukcja rozrządu obrotowego jest mniej skomplikowana od konstrukcji rozrządu suwakowo-jarzmowego, posiada mniej odpowiedzialnych części, które są łatwo zamienne, a zezwalając na zmniejszenie objętości cylindra i zwiększenie prędkości tłoka czyni całość lżejszą, a zatem tańszą.

Właściwości konstrukcyjne maszyny parowozowej i ewentualne teoretyczne wątpliwości są identyczne, jak względem opisaną wyżej maszynę statkowej, dlatego też powracam do jej opisu i wyników jej próbnej pracy, mogących każdorazowo być sprowadzonymi.

Ogólny układ tej maszyny z jej wymiarami jest podany na rys. 24—25. Maszyna ta została skonstruowana i wykonana według moich szkiców i obliczeń przez krajową fabrykę maszyn „Orthwein, Karasiński i S-ka” we Włochach pod Warszawą¹⁾.

Statek, na którym maszynę ustawiono, to holownik-bocznokołowiec o przeciętnej mocy 100—120 KM.

Koła otrzymują napęd od maszyny zapomocą obustronnej podwójnej przekładni zębatej, redukującej liczbę obrotów maszyny w stosunku 9 : 1. Przekładnie o zębach daszkowych zostały wykonane również przez wspomnianą fabrykę „Orthwein, Karasiński i S-ka”.

Zasadnicze dane maszyny są następujące:

Ciśnienie pary w kotle 18 atm., 4 cylindry jednostronnego działania, po 2 w jednym bloku, o

¹⁾ Tu autor zmuszony jest poskarżyć się, że pomimo, iż miał możliwość dać wyjątkowe warunki zamówienia na wykonanie maszyny, bo za cenę według klucza od kosztów rzeczywistych i bez gwarancji firmy za należyte działanie maszyny, jedynie za dobroć jej wykonania, dopiero po długich kołatanich natrafił na firmę, która podjęła się dostawy.

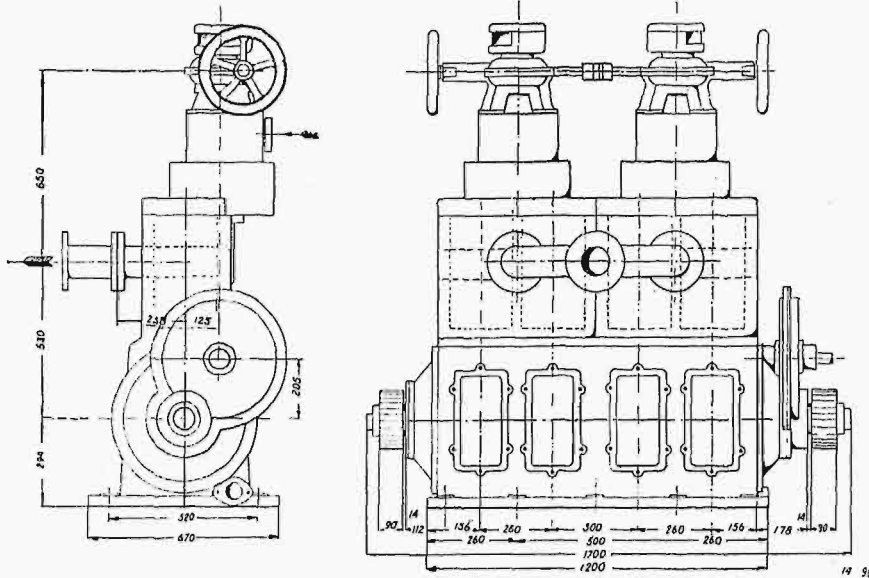
Pomimo ówczesnego schyłku tej fabryki, co się odbiło na terminach i jakości wykonania, przedstawicielom jej, w osobach dyrektora inż. Rembowskiego, konstruktora inż. Braumana i konsultanta inż. F. Suchorzewskiego, autor dużo zawdzięcza przy realizacji jego pomysłu.

Montaż tej maszyny na jednym ze statków Warszawskiej Dyrekcji Dróg Wodnych o prowizorycznej nazwie „Inżynier”, zawdzięczając przychylnemu stanowisku dyrektora inż. K. Rodowicza, został dokonany bezpośrednio przez Dyrekcję, przyczem za gorliwe i fachowe ujęcie sprawy, jak również przeprowadzenie dość skomplikowanych prób i badań, autor winien dużą wdzięczność personelowi Wydziału Mechanicznego Dyrekcji, a w szczególności kierownictwu Warsztatów Czerniakowskich w osobach: kom. inż. S. Sokołowskiego, inż. technol. K. Hoffmana, technol. F. Słoczyńskiego, techn. E. Zaremby, inż. J. Ciaglińskiego i całego zespołu techników, majstrów i rzemieślników.

średnicy 180 mm i skoku 200 mm. Wlot pary przy pomocy układu tarczowo-obrotowego, według schematu, podanego na rys. 12. Stosunek pola szczelin wlotowych do przekroju cylindra 1:15.

pracuje jako holownik, względnie jako szybkobieżny statek inspekcyjny, zupełnie sprawnie.

Odbyte na nim próby komisyjne dały w różnych kierunkach wyniki następujące:



Rys. 24 — 25. Ogólny układ maszyny statkowej o rozrządzie obrotowym.

Słały kąt wlotu przedzwrotowego 12° . Wylot na zasadzie prostego przelotu pary jest uskuteczniany przez sam tłok przy wylocie przedzwrotowym 15% i sprężaniu 85% skoku tłoka. Stosunek szczelin wylotowych do przekroju cylindra 1:2,6.

Napełnienie cylindra może być regulowane, począwszy od szczelnego przymknięcia wlotu do 80%.

Waga całkowita maszyny, jednak bez rurociągów i fundamentów, 1725 kg. Waga przekładni 1780 kg.

Maszyna była obliczona na średnio przegrzaną parę i pracę ze skraplaniem pary przy przeciwności 0,2 atm. Z przyczyn jednak niezależnych od autora maszyna pracuje dotychczas ze słabym przegrzaniem (do 300°) i z wolnym wydmuchem do atmosfery.

Nienaturalne warunki pracy maszyny nie zezwoliły na bliższe porównanie osiągniętych praktycznie wyników z oczekiwaniami, jednak sprawność okazała się na przewidywanej wysokości.

Przewidywane sprężanie przy pracy ze skraplaniem było założone 4 atm. Sprężanie rzeczywiste, nawet po dołączeniu dodatkowych przestrzeni szkodliwych, przekracza 15 atm, co zmniejsza w znacznym stopniu moc maszyny, zmusza do pracy przy większych, a zatem mniej ekonomicznych napełnieniach, oraz powiększa tarcie tarcz rozdzielczych, które dla uniknięcia ich odciskania ze strony cylindra przez nienormalnie duże ciśnienie sprężania muszą być dodatkowo obciążone. Atoli i w tych warunkach osiągnięte wyniki zasługują na uwagę.

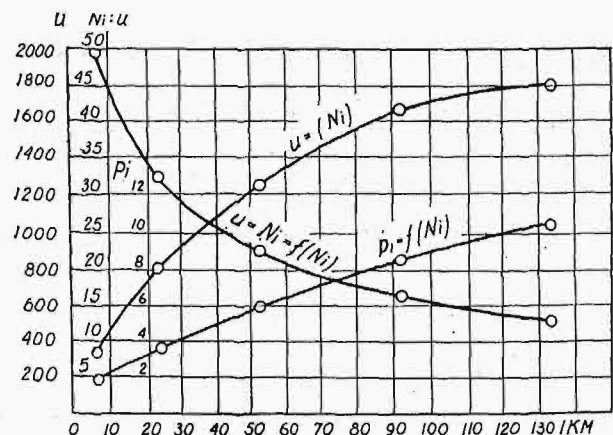
Obecnie statek ma poza sobą przeszło 200 godz. pracy i, po usunięciu drugorzędnych usterek wykonania (grzanie się panewek, zatarcie jednego z cylindrów) oraz po wprowadzeniu dodatkowego smarowania i po wzmocnieniu napędu rozdzielczego, jednak bez żadnych zmian konstrukcyjnych,

1) Przy pracy maszyny na uwięzi, kiedy obciążenie maszyny jest praktycznie największe, uciąż przy indykowanej mocy maszyny od 7,5 KM_i do 135 KM_i i liczbie jej obrotów od 100 do 280 na min (zredukowanej na wałach kołowych w stosunku 9:1), mierzonej na samopiszącym siłomierzu, wyniósł od 375 do 1790 kg.

2) Przy biegu luzem i liczbie obrotów maszyny od 300 do 500, statek wykazał szybkość od 10,8 do 18 km/godz. (przeciętną z jazdy w górę i w dół rzeki), przy rozwijanej przez maszynę mocy od 32 do 165 KM_i.

3) Próba maszyny na bieg jałowy przy odłączonych kołach wobec braku kondensacji nie dała wyraźnych wyników, gdyż przy właściwym ciśnieniu 18 atm i zerowym napełnieniu cylindrów maszyna bez obciążenia dawała niepomierne liczby obrotów — powyżej 1000 na min — i należało uciekać się do dławienia pary w przepustnicy, co wobec bardzo znacznego sprężania dało na wykresach pętle pracy ujemnej.

4) Maszyna wykazała należyta miarkowność i zwrotność. Przerzucanie biegu maszyny odbywa się w przeciągu paru sekund. Miarkowanie napełnienia nie jest trudniejsze od przymyknięcia przepustnicy.



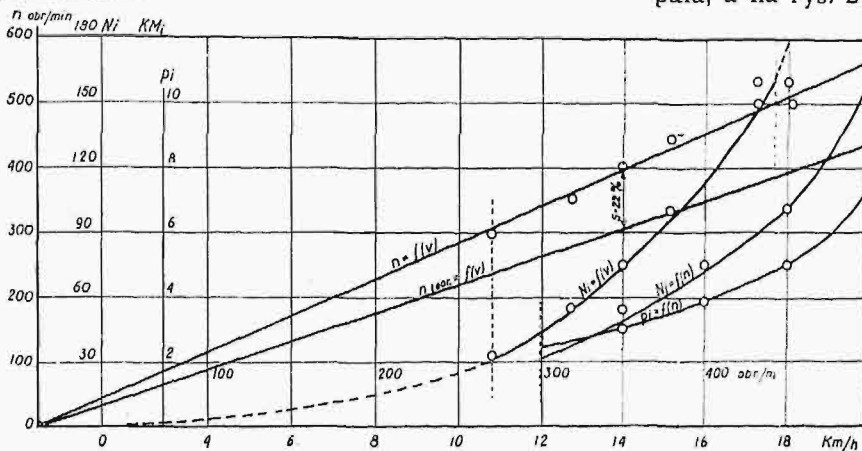
Rys. 26. Uciąż statku, średnie ciśnienie ind. oraz uciąż [na 1 KM_i w zależności od mocy maszyny.

5) Maszyna była kilkakrotnie badana przy okresowych rozbiórkach i części jej nie wykazały nienormalnego zużycia się.

Jedynie części maszyny, odbiegające od znanych wypróbowanych konstrukcyjnie — trące się powierzchnie tarcz rozdzielczych, gładzi cylindrowej i tarcz odcięć — nie wykazały ani zadarć, ani

nierównomiernego ścierania się; odwrotnie, trące się powierzchnie doszlifowały się w zupełności.

6) Wobec pracy maszyny w nienormalnych warunkach, bez kondensacji i na wilgotną parę, bliższych badań nad rozchodem pary i węgla nie przeprowadzono.



Rys. 27. Wyniki jazd próbnych statku.

Sporadycznie mierzony rozchód pary przy napełnieniach do 20% wynosił około 9–10 kg na 1 KM_i i godz., można zatem przewidzieć, że przy zastowaniu skraplania pary i jej przegrzania rozchód powinien spaść poniżej 6 kg na 1 KM_i i godz., co by dało wyniki lepsze, niż przy normalnie stosowanych, dobrze utrzymanych, a kilkakrotnie cięższych maszynach sprzężonych.

Duża elastyczność maszyny w granicach od 5 do 170 KM i ilości obrotów od 30 do 800 na minutę pozwoliła autorowi na przeprowadzenie sze-

regu ciekawych prób nad oporami statku podczas jego biegu i jego uciągu, których opis przekroczyłby ramy niniejszego referatu.

Na rys. 26 jest podana zależność zużywanej mocy maszyny od uciągu statku, uwiązanego do pała, a na rys. 27 ta sama zależność mocy maszyny od prędkości przy biegu jałowym.

Należy dodać, że opisana maszyna, jako szybkobieżna, mogłaby znaleźć korzystniejsze zastosowanie na morskich statkach śrubowych, szczególnie takich, które wymagają czasowego forsowania, jak np. wojenne torpedowce i statki pościgowe, jako dużo lżejsza, elastyczniejsza i ewentualnie nie mniej ekonomiczna, niż normalnie stosowane maszyny.

Przy bezpośrednim napędzie na śrubę, uniknęłoby się względnie ciężkich i kosztownych przekładni, które

muszą być stosowane przy napędzie kołowym.

Pierwsza zrealizowana mego typu maszyna nie jest naturalnie idealną i po bliższym praktycznym jej rozpatrzeniu nasuwają się dalsze możliwości jej udoskonalenia i uproszczenia.

Jednak wyniki realne stwierdziły prawie w całej pełni przewidywania teoretyczne i autor ma tę głęboką satysfakcję moralną, że jego przeszło dwudziestoletnia praca w tym kierunku nie poszła na marne, a wniosła pewien polski wkład do rozwoju mechaniki cieplnej.

Nowoczesna budowa zapory i zakładu wodnego^{*)}

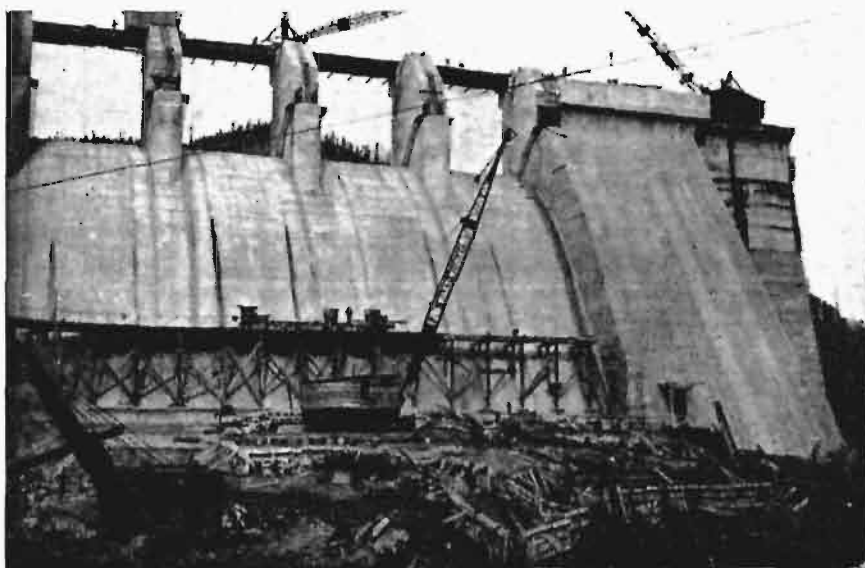
Napisał Inż. Z. Śliwiński.

Zapora.

Zapora składa się następujących części (od prawego do lewego brzegu):

- 1) zapory ciężkiej 242 st. długości, o koronie bez przelewu, oraz 206 st. z przelewem dla wielkich wód;
- 2) bloku oporowego 75 st. dług.;
- 3) zapory łukowej.

Zapora ciężka bez przelewu (rys. 16) jest w przekroju trójkątem o boku od strony dolnej

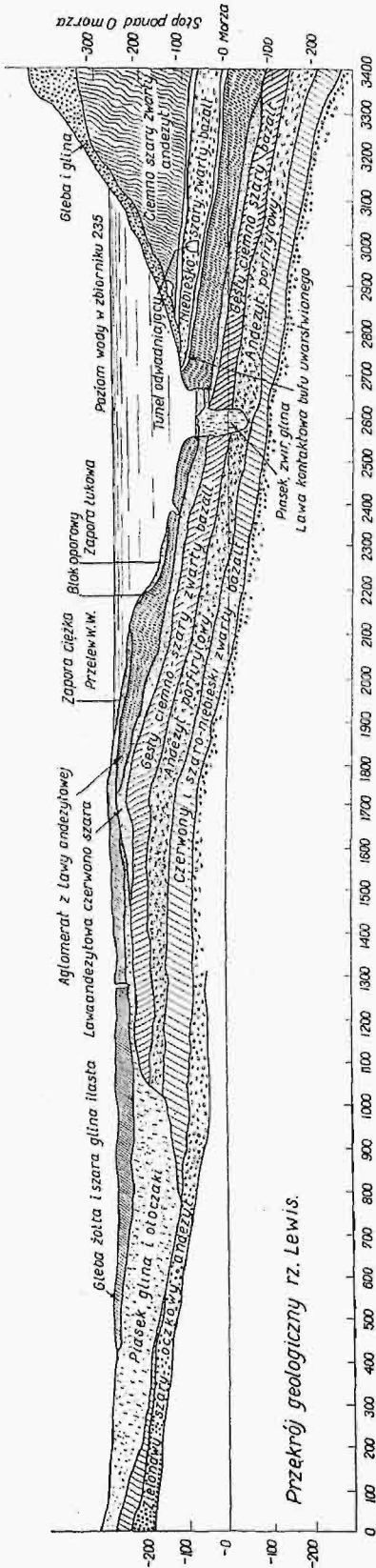


Rys. 14. Przelew wielkich wód. Betonowanie kanału.

wody pochylonym 8,88 : 12 i od strony górnej wody pionowym. Przewidziano system drenów i galerię inspekcyjną. Pionowe dreny nad galerią inspekcyjną stanowią otwory 4×4", wypełnione w czasie betonowania bez szalowania czterema paskami (Celotex) o wymiarach 1×4". Do drenów tych dochodzą dreny poziome, układane na złączach poziomych betonu. Pod galerią inspekcyjną przebiega dren żwirowy, ułożony na skale przed

skale przed

^{*)} Ciąg dalszy do str. 142 w zesz. 13–14 z r. b.

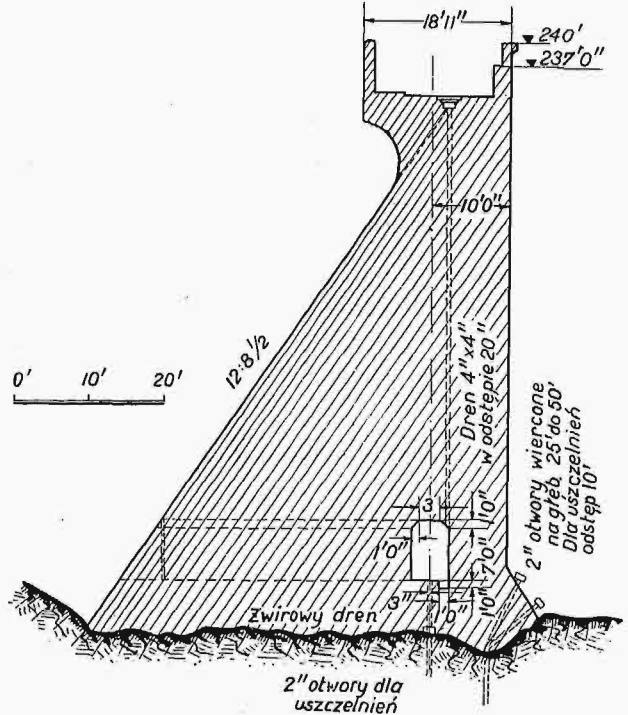


Rys. 15.

betonowa- niem. Dren ten połączony jest pionowymi rurami 3" w odstępach 20 st. z galerią inspekcyjną. W galerii inspekcyjnej, również w od- stępie 20 st., przewidziane są otwory \varnothing 2", wiercone na głębokość 30 do 50 st., pod funda- ment dla kontroli wyporu i ewentualne- go później- szego prze- pójenia pod- łoża zaprawą cementową pod ciśnie- niem. Od stro- ny górnej wo- dy w odstę- pie 20 st. w szachownicę z wymienio- nymi otwora- mi w galerii inspekcyjnej, wiercono ot- wory 2" na głębokość 30 do 50 st., dla uszczelnienia podłoża za- prawą cemen- tową.

Betonowa- nie wykony- wano warst- wami 5 st. gru- bości na dłu- gości 40 st. Złącza piono- we posiada- ją wgłębienia 3,5", tworzące w planie zaze- bienia. W od- ległości jednej stopy od gór- nego lica za- pory umie- szczona jest wkładka z miedzianej blachy dla uszczelnienia (rys. 18). Również dla zapewnienia szczelności złącza przewidziano system rur w celu doprowadzenia zaprawy cementowej po całko- witem stężeniu betonu. Rury te rozłożone są w od-

stępach pionowych co 5 st. Uszczelnianie miało nastąpić nie wcześniej, niż po sześciu miesiącach od wykonania, a ostateczny termin miano ustalić na zasadzie obserwacji temperatury betonu. Złącza poziome (rys. 17) posiadają zazębienia w odległości dwóch stóp od głównego lica zapory i lekkie zagięcie od strony dolnej wody. Zazębienia otrzyma- no przez wgłębianie na świeżej warstwie betonu drewnianego szablonu. Szablony w postaci dreb- nianych koryt, napełnione dla obciążenia betonem, ustawiano zapomocą dźwigu. Dla uszczelnienia przewidziano wkładkę z blachy żelaznej. Wkładkę tę doprowadzano do wkładek pionowych i spawa- no z temi ostatnimi. Celem otrzymania dobrego połączenia betonu, powierzchnię warstwy w 5 go- dzin po ułożeniu zmywano silnym prądem wody (ciśnienie do 50 funt. na cal kw. = 2,3 at) i w miarę potrzeby zdrapywano metalowymi szczotkami tak,



Rys. 16. Przekrój charakterystyczny zapory ciężkiej.

aby zdjąć „błonę zaprawy”, która tworzy się na górze świeżo ułożonej warstwy betonu. Jeżeli be- tonowanie odbywało się po przerwie dłuższej niż 12 godzin, to powierzchnię zwilżano i pokrywano jednocalową warstwą zaprawy na szerokości nie mniejszej niż 10 st. Zaprawę piaskową stosowano o składzie 1 : 2, z ilością wody 8 gallonów (32 l) na każde 100 funt. (45 kg) cementu. Warstwę tej za- prawy układano również na podłożu skalnym przed betonowaniem.

Beton dowożono na wagonikach w 2 yd. sześć. skrzyniach z otwieraniem dnem, które przenoszono dźwigiem Whirley na miejsce betonowania.

Szalowania w postaci drewnianych płyt 12 X 5 i 12 X 10 st ustawiano zapomocą dźwigów i umoco- wywano prętami żelaznymi 3/8".

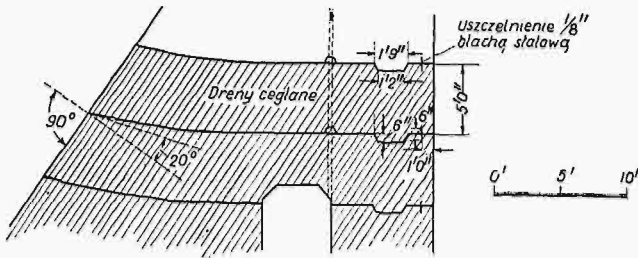
Skrajne wartości naprężeń otrzymano, zaprowa- dzając dolny szew najwyższego przekroju (80 st.):

	Zbiornik pełny	Zbiornik próżny
Od strony dolnej wody	8860 funt. na st. kw. (43,4 kg/cm ²)	0 funt. na st. kw.
Od strony górnej wody	480 " " (2,36 " ")	11840 " " " (58 kg/cm ²)
Tangens nachylenia wypadkowej	0,68	

szczona jest wkładka z miedzianej blachy dla uszczelnienia (rys. 18). Również dla zapewnienia szczelności złącza przewidziano system rur w celu doprowadzenia zaprawy cementowej po całko- witem stężeniu betonu. Rury te rozłożone są w od-

Przy obliczaniu przyjęto wypór zmienny linjowo od 100% ciśnienia hydrostatycznego od strony wody

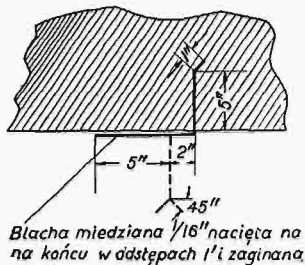
nałem do koryta rzeki. Kształt kanału i ścianek prowadniczych (rys. 14) został ustalony również na modelu.



Rys. 17. Poziome złącze konstrukcyjne.

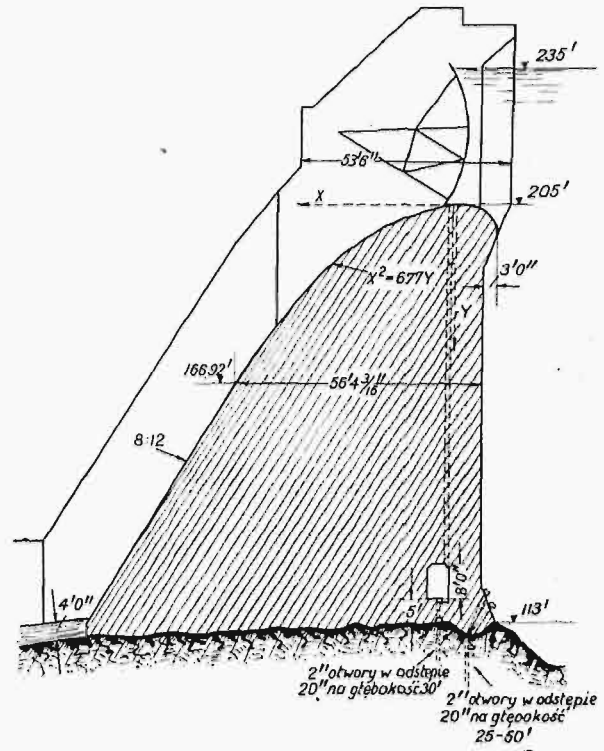
do 25% na osi tunelu rewizyjnego i do 0 od strony dolnej wody. Ciężar betonu wynosił 145 funt. na st. sześć. (2,32 t/m³).

Przelew wielkich wód (rys. 19) na ogólną ilość 130 000 st. sześć. na sek. zaopatrzone w cztery zasowy segmentowe o wysokości 35 st.



Rys. 18.

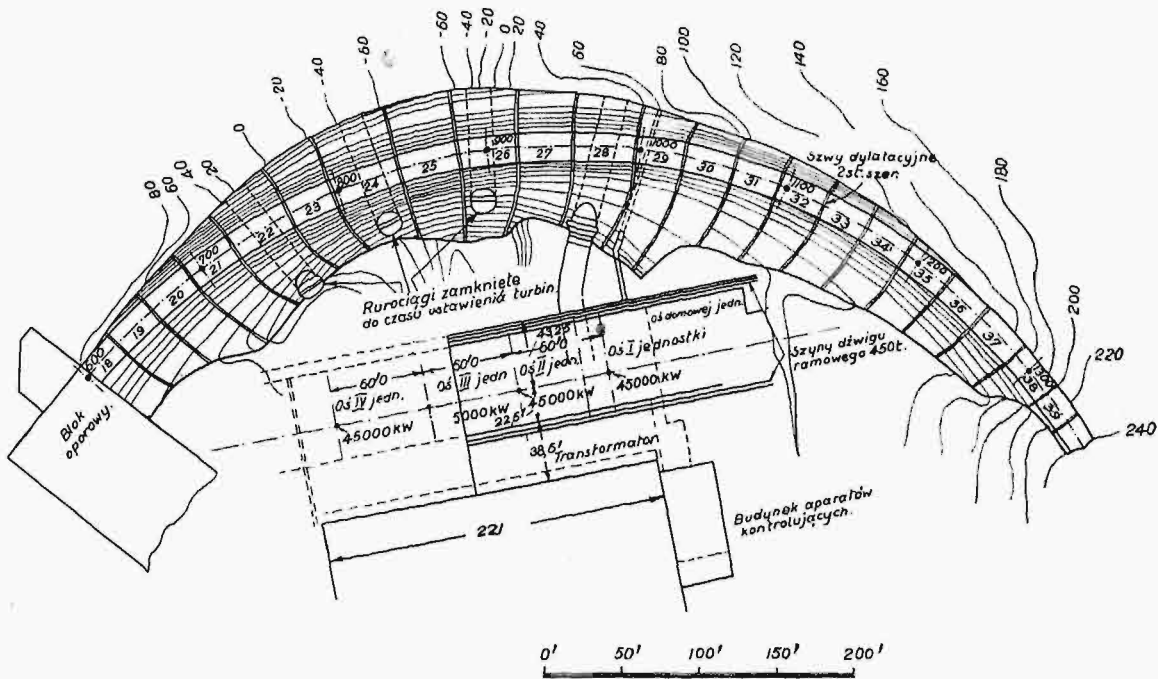
Szczegół uszczelnienia złącz pionowych.



Rys. 19. Przelew w. w. — Przekrój charakterystyczny.

i świetle 39 st. (najwyższe z dotychczas wybudowanych). Filary o szerokości 10 st. zawierają kotwy łożysk zasuw. Podnoszenie i opuszczanie zasuw odbywać się będzie z żelaznego mostu, przerzuconego

Złącza konstrukcyjne pionowe, galeria rewizyjna i system drenów — takie same, jak w części bez



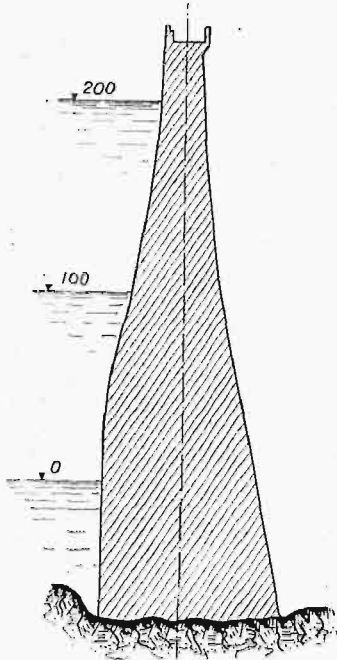
Rys. 20. Zapora łukowa i zakład wodno-elektryczny. Plan.

przez filary. Kształt krzywej przelewu został ustalony doświadczalnie na modelu. Woda przechodząca przez przelew odprowadzona jest szerokim ka-

przelewem. W złączach pionowych na zewnętrznej powierzchni przelewu dodano uszczelnienie ołowiem.

Skrajne naprężenia otrzymano następujące:

Rzędna	Zbiornik pełny				Zbiornik próżny		
	str. gór.	str. dol.	tang.		str. g.	str. dolna	siła tnąca
	funtów na st. kw.				funtów na st. kw.		
Filar 305,0	8480	280	264	1770	8730	3800	
160,9	10870	1870	568	420	12320	3600	
108,0	17820	0	654	620	20120	5820	



Rys. 21.

Przekrój jednego z bloków zapory łukowej w pobliżu jej środka.

Sprawdzono naprężenia w przekroju poprzecznym, uwzględniając obciążenia wodą i siłą tnącą łuku. Otrzymano:

	od str. górnej	od str. dolnej	
	funtów na st. kw.		
Zbiornik pełny	3000	17300	Rzędna 100'
.. próżny	22850	740	

Ponadto w części górnej, przed przelewem wielkich wód, sprawdzono wpływ siły osiowej w kierunku podłużnym:

od strony przelewu w. w.	od strony łuku
funtów na stopę kwadr.	
11500	— 4000

Ze względu na otrzymaną wartość ujemną, przewidziano uzbrojenie górnej części przez wstawienie wkładki w postaci szyn kolejowych. Ponadto sprawdzono możliwość obrotu bryły na skutek momentu.

Zapora łukowa. Kształt zapory łukowej został ustalony na zasadzie szczegółowej analizy, która polegała na przerobieniu szeregu warjantów i wybraniu najekonomiczniejszego przekroju.

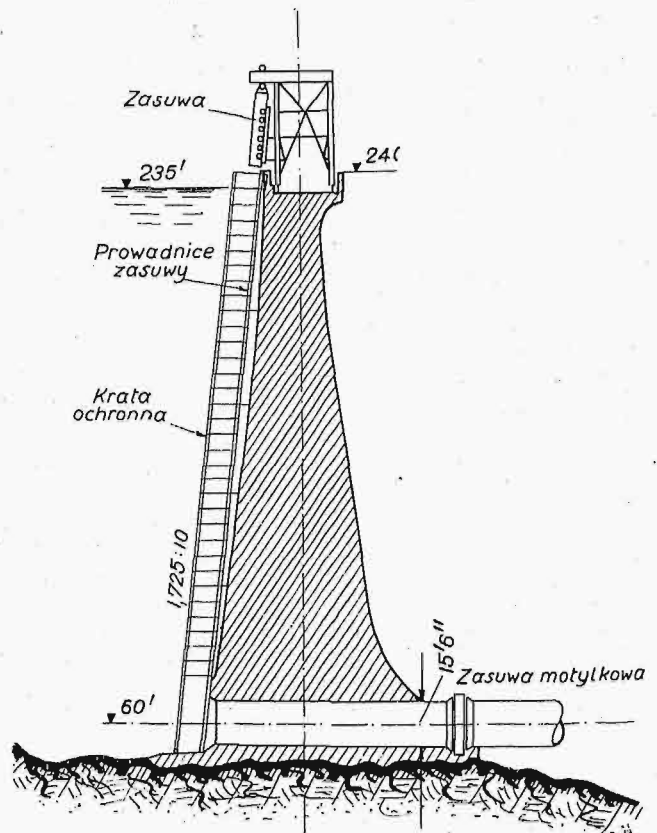
Obliczenia dokonano metodą „prób obciążenia” (The Trial Load Method), opracowaną przez biuro United States Bureau of Reclamation, a rozwiniętej i dostosowanej do obliczeń przez własne biuro firmy. Jest to pierwszy wypadek zastosowania tej metody przy projektowaniu zapory.

Ogólny zarys obliczeń przedstawia się, jak następuje: zakładamy, że zapora składa się z elementów pionowych i poziomych. Odkształcenie ustroju, powstałe przy obciążeniu, rozkładamy na: 1) od-

kształcenie w kierunku promieniowym, 2) odkształcenia w kierunku stycznym, 3) obrót elementów.

Obliczenia polegają na podziale obciążenia na oba elementy pionowe i poziome tak, aby odkształcenia elementów pionowych i poziomych, obliczone niezależnie w punktach wspólnych dla obu elementów, były jednakowe. Odkształceniom w kierunku promieniowym przeciwdziała wytrzymałość elementów zginanych, odkształceniom w kierunku stycznym — wytrzymałość na ścinanie, obrotowi — wytrzymałość na skręcanie. Naprzód, drogą prób, ustalamy podział obciążenia, badając odkształcenia radialne, powstające przy zginaniu elementów pionowych i poziomych. Obliczenia przeprowadzamy drogą kolejnych prób. Następnie, przyjmując otrzymany podział obciążenia, jako pierwsze przybliżenie, sprawdzamy odkształcenia styczne i obrót. Również drogą kolejnych prób znajdujemy część obciążenia, którą przenoszą elementy dzięki wytrzymałości na ścinanie i skręcanie. Znaleziona wartość zmienia warunki otrzymane z badań odkształceń radialnych i wymaga powtórzenia tych ostatnich. Postępujemy w ten sposób, aż do otrzymania dostatecznie bliskiego przybliżenia. Dla ułatwienia skomplikowanych obliczeń, wprowadzono elementarne obciążenia jednostkowe (tak zwane pattern-loads), z których można złożyć dowolne obciążenie łuku lub elementu pionowego i dla obliczenia odkształceń korzystać z raz ustalonych wzorów. Wzory te, wyrażające odkształcenia elementów pionowych i poziomych w zależności od obciążenia, zmian temperatury i ugięcia podłoża, zostały opracowane w szeregu nomogramów, pozwalających na łatwe korzystanie.

Po otrzymaniu ostatecznego podziału obciążenia, obliczono naprężenia w elementach poziomych (fu-



Rys. 22. Przekrój przez ujęcie wody.

kach) i elementach pionowych. Maximum naprężeń łuku otrzymano 560 funtów na cal kw. ($39,4 \text{ kg/cm}^2$) na rzędnej 180 st. od strony dolnej wody przy północnej podporze łuku. Przy tej podporze, od strony górnej wody, znaleziono rozciąganie w

4. Wypór zmienny linjowo od wartości 50% ciśnienia hydrostatycznego od strony górnej wody do 50% ciśnienia hydrostatycznego dolnej wody.

5. Spółczynnik sprężystości skały 4 000 000 funt, na cal kw.

6. Spółczynnik sprężystości betonu 2 000 000 funt, na cal kw.

7. Spółczynnik sprężystości betonu przy ścinaniu 96 000 000 funt, na cal kw. ($6 750 000 \text{ kg/cm}^2$).

8. Ciężar betonu 145 funtów na stopę sześć.

9. Beton nie przenosi naprężeń rozciągających.

Wyższością zastosowanej metody nad innymi jest bardzo szczegółowa analiza naprężeń, dająca w rezultacie dużą oszczędność materiału oraz większe przybliżenie do istniejących warunków przez przyjęcie do obliczeń rzeczywistego kształtu doliny.

Ostatecznie ustalony kształt zapory przedstawiają rys. 20 i 21. Promień

koła zasadniczego wynosi 390 st. Promień zewnętrznego lica zmienny—od 395 do 246 st., wewnętrznego—od 377 st. do 125 st. Szerokość w przekroju od 18 st. do 93 st. Największa wysokość—313 st.

Zaporę wykonywano w blokach 30 st. szerokości, oddzielonych odstępami 2 st. Na złączach pionowych przewidziano wgłębienia, tworzące zażebienia w planie. Głębokość ich wynosi 6", szerokość 4".

warstwach poniżej rzędnej 180 st. o max. wartości 107 funt, na cal kw. ($7,52 \text{ kg/cm}^2$). Przy południowej podporze łuku były pewnie nieznaczne naprężenia rozciągające poniżej 100 st.

Maximum naprężenia elementów pionowych otrzymano 647 funt, na cal kw. w południowym półłuku przy fundamencie, na rzędnej około 60 st. Złożone naprężenie skośne w tym punkcie wynosi 808 funt, na cal kw. ($56,7 \text{ kg/cm}^2$). Od strony górnej wody poniżej rzędnej 120 st. otrzymano rozciąganie i, zgodnie z założeniem, że beton nie przenosi rozciągań, uwzględniono w obliczeniu powstające pęknięcia.

Zestawienie wykazuje, że 70% obciążenia przypada na pracę zapory jako łuku, a pozostałe 30% na elementy pionowe. Zarówno łuki, jak i elementy pionowe, pracują przede wszystkim jako zginane, praca sił tnących jest stosunkowo nieznaczna i wzrasta od środka ku podporom. Siły skręcające mają również wpływ nieznaczny.

Do obliczeń przyjęto:

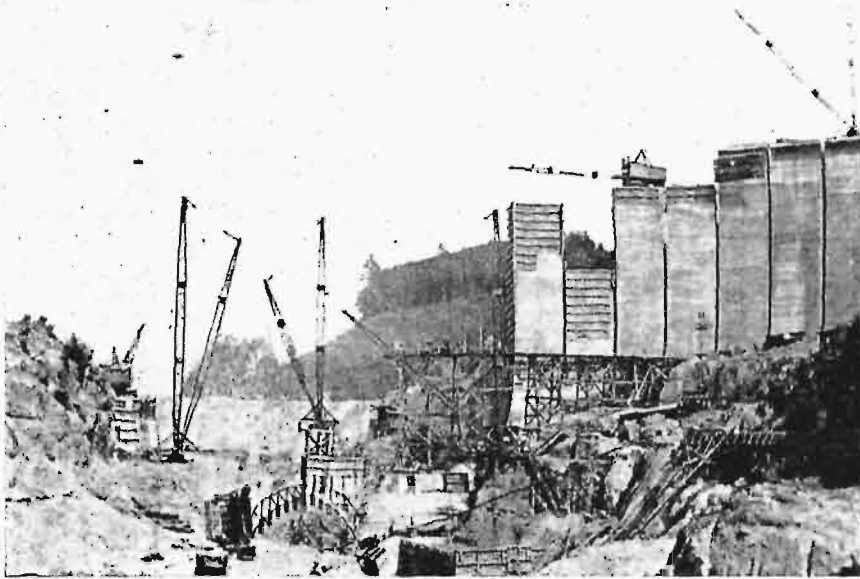
1. Podział zapory na elementy pionowe 1 st. szerokości i elementy poziome 1 st. wysokości. Badania przeprowadzono dla 7 przekrojów pionowych i 5 przekrojów poziomych.

2. Najwyższy stan wody piętrzonej na rzędnej 240.

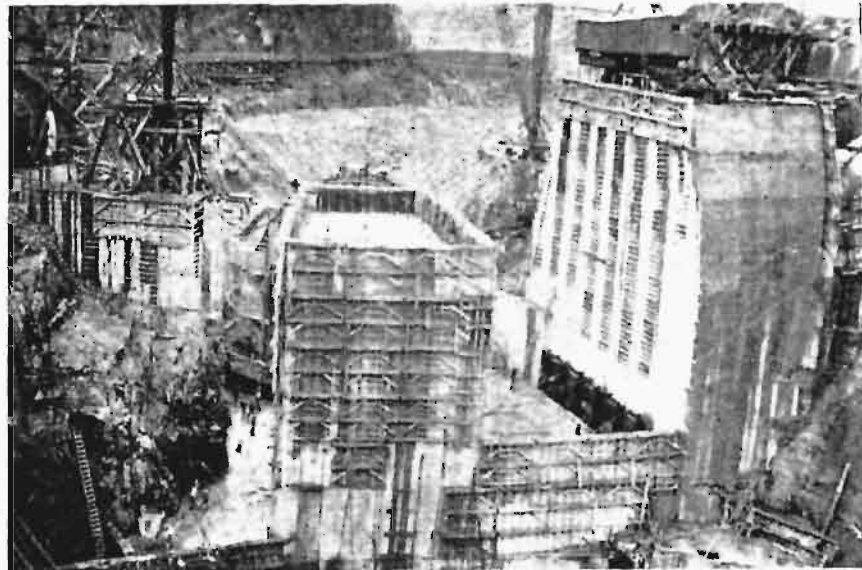
3. Najniższy stan wody dolnej na rzędnej 60.

kość 4". Bloki budowano w warstwach 10 st. grubych. Złącza poziome miały wgłębienia robione szablonami, jak w części zapory ciężkiej, i blachę uszczelniającą w odstępnie 2 st. od górnego lica.

Szalowanie składało się z płyt 10×12 st., umocowywanych prętami $3/4$ " do kotw, zatopionych w betonie. W miarę potrzeby, podpierano płyty sza-



Rys. 23. Budowa bloków zapory łukowej. Pomost drewniany wzdłuż zapory.



Rys. 24. Szalowanie bloku.

lowania rurami $\varnothing 1''$. Powyższe umocowanie ciężkich jednostek szalowania okazało się bardzo mocne, ale kosztowne. Prętów $\frac{3}{8}''$ zużyto do tego celu 400 tonn. Ustawienie szalowania bloku trwało 20 do 30 min. Szalowane zdejmowano po 16 do 18 godzinach. Jednostki szalowania były bardzo trwałe i bez uszkodzeń używane wielokrotnie.

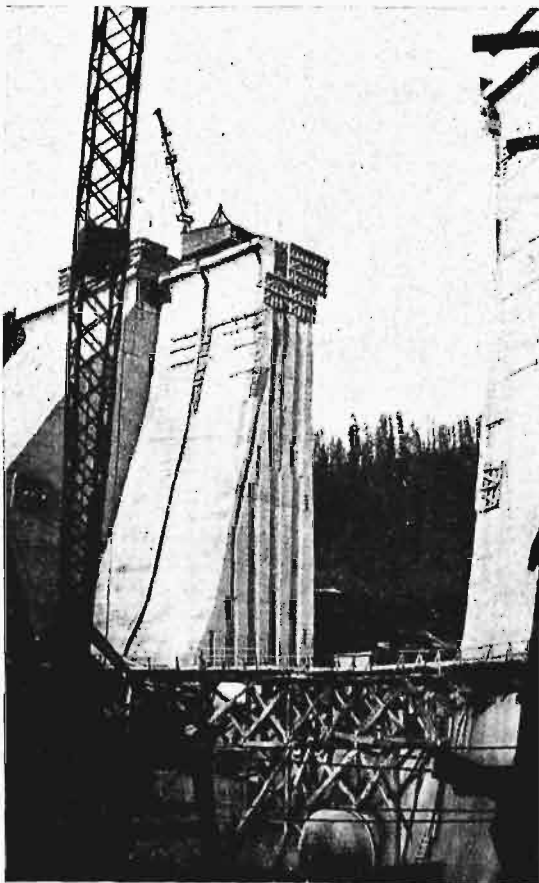
Punkty wyznaczające miejsce szalowań podawano dla każdej nowej warstwy. W tym celu wyznaczano naprzód na bloku dwa punkty na kole zasadniczym zapory o obliczonych współrzędnych, a z tych punktów określano punkty szalowania, posługując się gotowymi tablicami. Punkty szalowań wyznaczano z dokładnością do 0,01 st. (3,05 mm).

Beton dowożono kolejką z budynku betoniarek w skrzyniach 2 yd. sześć. Normalny skład pociągu był: wózek motorowy 1 tonnowy i dwie platformy, na których ustawiano skrzynie z betonem. Tor kolejki prowadził wzdłuż zapory na drewnianym pomoście. Skrzynię z betonem podnoszono zapomocą dźwigów (Whirley lub Clyde) i przenoszono na miejsce betonowania. Dwa lub trzy pociągi obsługiwały jeden dźwig. Dostarczano do $\frac{1}{2}$ yd. sześć. na min przy użyciu dźwigów Whirley. Beton wyładowany ze skrzyni rozgarniało 6 do 10 ludzi łopa-

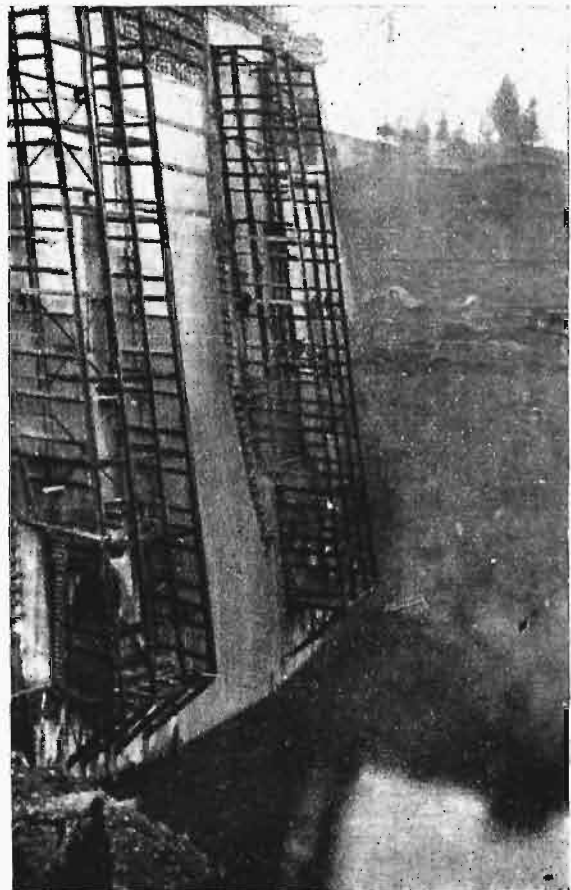
towych, ustawionych na zboczu skalnym, następnie umieszczano dźwigi na wybudowanych blokach i budowano sąsiednie i t. d.

Cztery rurociągi 15,5 st. średnicy przechodzą przez mur zapory. Wkoło rurociągów umieszczono silne uzbrojenie 6 cali kw. na stopę bieżącą, na długości 15 st. od dolnego lica zapory i 4 cale kw. na st. bieżącą na pozostałej części. Uzbrojenie rozmieszczono w 2 rzędach. Rurociąg małej części pomocniczej 5 st. średnicy posiada uzbrojenie 2 cale kw. na stopę bież. w jednej warstwie. Rurociągi w murze zapory montowano na betonowych filarach, umocowywano silnie kotwami i zabetonowywano. W czasie betonowania sprawdzano, czy rurociąg nie poruszył się.

Budowa zapory w oddzielnych blokach miała na celu umożliwienie szybkiego chłodzenia mas betonu. Przeprowadzono szczegółowe badania temperatury, umieszczając w szeregu bloków termometry oporowe. Badania te wykazały, że 2 st. odstępy między blokami są dostateczne, aby efekt chłodzenia boków bloku nie różnił się od odsłoniętych powierzchni. Rys. 27 zawiera izotermy charakterystycznego bloku. Z wykresów tych widać, że temperatura środka bloku pozostaje wysoka przez



Rys. 25. Zapora łukowa.
Widać wgłębienia łącz pionowych.



Rys. 26. Ujęcie wody.

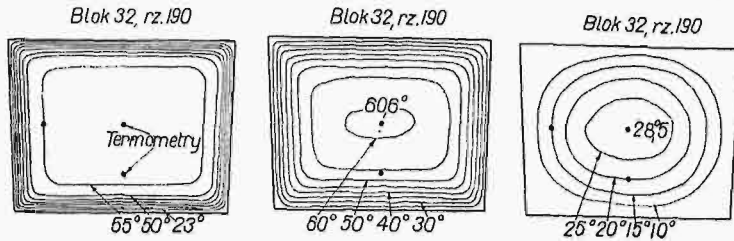
tami i widłami o szerokich ostrzach. Dwoch ludzi ubijało beton mechaniczną ubijaczką, złożoną z żelaznego odlewu, na którym umieszczony był silnik $\frac{3}{4}$ KM z mimośrodowo osadzonym ciężkim kołem.

Powierzchnię ułożonej warstwy przygotowywano w sposób opisany wyżej przy zaporze ciężkiej. Pierwsze bloki budowano zapomocą dźwigów masz-

dłuższy okres czasu. Temperatura betonu kładzionego wynosiła około 17°C , a max. dochodziło do 62°C .

Przeprowadzono doświadczalnie chłodzenie wnętrza bloków zapomocą rur z przepływającą wodą. Wykonano doświadczenia, umieszczając 12" rurę pośrodku bloku. Badanie rozkładu temperatur w bloku chłodzonym wykazało dość dużą skutecz-

ność chłodzenia, lecz dopiero po upływie kilkunastu i więcej dni od chwili betonowania. Lepsze wyniki chłodzenia otrzymano, umieszczając 4 rury \varnothing 6", gdyż wówczas uzyskano większy spadek temperatury i bardziej równomierny rozkład.



Rys. 27. Izotermie w przekrojach bloku zapory (bez sztucznego chłodzenia).
W 6 dni po betonowaniu; śr. temp. powietrza 19,5°C; temp. kładzonego betonu 22°C. W 15 dni po betonowaniu; śr. temp. powietrza w dniu pomiaru 19,5°C. W 106 dni po betonowaniu; śr. temp. powietrza w dniu pomiaru 4°C.

Zastosowanie sztucznego chłodzenia bloków umożliwiłoby wcześniejsze zabetonowanie odstępów między blokami oraz dałoby większą pewność budowli, gdyż obniżenie temperatury w środku bloku nie pozwala na tworzenie pęknięć, powstających przy nierównomiernym stygnięciu mas betonowych.

Obserwowano wszelkie rysy i pęknięcia bloków. Często jednak ściekająca woda i zaprawa zalewała bardzo nagle rysy i z tego powodu obserwacje te nie mogły być dokładne. Rysy powstawały na po-

wierzchniach około środka bloków, potwierdzając przypuszczenia o szkodliwym wpływie wysokiej temperatury wewnątrz bloków. Najwyraźniejsze i najbardziej charakterystyczne pęknięcia dały się zaobserwować na bloku Nr. 19. Dla określenia głębokości pęknięć przeprowadzono badania w tym bloku. Polegały one na wywierceniu otworów pod powierzchnią na głębokości 2, 4 i 6 st. Następnie wprowadzono wodę pod ciśnieniem około 65 funt. na cal kw., naprzód do otworu przechodzącego 2 st. pod powierzchnią. Po 15 min ukazała się woda z rysy. Potem próbowano otwór 4 st. pod powierzchnią i zauważono pewną wilgotność rysy (nie było wyraźnie spływającej wody) po 15 godzinach. Próba otworu 6 st. pod powierzchnią

nie dała żadnych wyników po 24 godzinach obserwacji. Próby w innych blokach dały podobne wyniki, skąd wnioskowano, że pęknięcia bloków nie sięgają głębiej niż 5 st. pod powierzchnią, a przyczyną ich jest skurcz szybko chłodzonych warstw zewnętrznych. W blokach chłodzonych sztucznie pęknięć nie zaobserwowano.

Pęknięcia powstawały nagle; zdarzało się, że spostrzeżano rysy, których nie było przed godziną. (d. c. n.).

Listy do Redakcji.

Uwagi o „Uproszczonej teorii żelbetowych belek teowych“.

Ogłoszone przezemnie uwagi w sprawie żelbetowych belek teowych¹⁾ pobudziły D-ra A. Chmielowca, autora „Uproszczonej teorii obliczania żelbetowych belek teowych“²⁾, do wydrukowania w dość ostrej formie obrony tej teorii³⁾.

Aczkolwiek nie jestem zwolennikiem przeciągających się w nieskończoność dyskusyj na łamach czasopism fachowych, zmuszony jestem zabrać głos w tej sprawie, ze względu na nieścisłości zawarte w argumentach, przytoczonych przez Sz. Autora w obronie swej teorii.

Przedewszystkiem, należałoby ustalić, do jakiego rodzaju belek teowych „Uproszczona teoria“ się odnosi. We wstępie teorii Sz. Autora czytamy, że chodzi mu o obliczenie w ogóle belek o kształcie teowym, dalej zaś znajduje się wzmianka, że teoria ta „odnosi się do belek o racjonalnych proporcjach, w których wysokość żeber jest znacznie większa niż grubość płyty“. Jeżeli zaś tak nie jest, t. j. gdy $z < 2d$, to oś obojętna przechodzi przez płytę, albo w jej pobliżu, więc można liczyć belkę teową jak prostokątną, o szerokości równej szerokości płyty“.

W ten sposób ujęte określenie granic stosowalności tej teorii jest b. nieścisłe, bowiem nie może określić, czy oś obojętna znajduje się w granicach płyty, czy też poza nią, przy pomocy warunku $z < 2d$, ponieważ położenie osi obojętnej zależy od naprężeń, panujących w belce (np. przy $\sigma_b = 50 \text{ kg/cm}^2$ i $\sigma_z = 750 \text{ kg/cm}^2$, oś obojętna będzie w granicach płyty już przy $z = d$, a np. przy $\sigma_b = 20 \text{ kg/cm}^2$ i $\sigma_z = 1200 \text{ kg/cm}^2$ dopiero przy $z = 4d$).

Sz. Autor w swojej teorii nie zajmuje się ani położeniem osi obojętnej, ani t. zw. wysokością użyteczną.

¹⁾ Por. autora: W sprawie teorii obliczania żelbetowych belek teowych. Przegl. Techn. 1931. Nr. 45—46, str. 644—649.

²⁾ Dr. Inż. A. Chmielowiec: Uproszczona teoria żelbetowych belek teowych. Przegl. Techn. 1931. Nr. 29—30, str. 465—470.

³⁾ Dr. Inż. A. Chmielowiec: W obronie „uproszczonej teorii żelbetowych belek teowych. Przegl. Techn. 1932. Nr. 1—2, str. 15—17.

Dzięki temu, postępując w myśl „Uproszczonej teorii“, nie jesteśmy w stanie określić, czy w belce przez nas projektowanej oś obojętna znajduje się w granicach płyty, czy też poza nią, a więc nie wiemy, czy w stosunku do danej belki jest możliwe zastosowanie powyższej teorii.

Jest to jeden z poważniejszych błędów tej teorii, a więc nieuzasadnionem jest twierdzenie Sz. Autora jakoby wykazanie tego błędu było zarzutem chybnym, uderzającym w próżnię.

W tem miejscu pozwolę sobie zauważyć, że obliczając wysokość belki teowej ze względu na dopuszczalne naprężenia, otrzymamy w większości wypadków belki niewysokie, których osie obojętne będą się znajdowały w granicach płyty. Postępując w myśl „Uproszczonej teorii“, otrzymujemy błędne koło, bowiem, po zaprojektowaniu belki teowej metodą Sz. Autora, zmuszeni jeszcze jesteśmy określić położenie osi obojętnej przy pomocy wzorów teorii dotychczasowych i wtedy w większości przypadków się przekonamy, że teoria Sz. Autora nie może być zastosowana.

Ze słów Sz. Autora wynika, że uważa on za nieracjonalne belki, w których wysokość żeber nie jest znacznie większa od grubości płyty, wobec czego należałoby przypuszczać, iż podzieli on pogląd, że w wypadkach, gdy wzory jego teorii, wyprowadzone w warunkach nieprzekraczania naprężeń dopuszczalnych, dadzą w wyniku wysokości belek za małe — nieracjonalne, będzie dużo więcej celowem określić wysokość racjonalnie uzasadnioną z warunkami sztywności.

Co się tyczy zarzutu o nieprawidłowości w obliczeniu strzałki ugięcia w przykładzie moim Nr. 2 (Przegl. Techn. 1931, str. 648), przez przyjęcie przy zginaniu belki teowej fazy II, to Sz. Autor twierdząc, że ugięcie odbywa się według fazy I, dość niefortunnie powołał się na wyniki doświadczeń prof. Paszkowskiego przedstawionych I Polskiemu Zjazdowi Żelbetników⁴⁾, bowiem prof. Paszkowski w swoim referacie (koniec str. 4 oraz rys. 12 na str. 5 odbitki referatu) wyraźnie zaznacza, że zginanie belki teowej dało wykres ugięcia bliski do teoretycznego w fazie II, ze względu na mały przekrój betonu rozciąganego, w odróżnieniu od belek prostokątnych, w których jest on w po-

⁴⁾ Prof. Paszkowski: Badania nad współpracą betonu z żelazem w konstrukcji żelbetowej, poddanej zginaniu. Referat Nr. 30 na I Polski Zjazd Żelbetników. Warszawa. 1931.

czątkowym okresie zginania zgodny z teoretycznym dla fazy I, ze względu na opór, jaki stawia odkształceniom znacznego przekroju betonu rozciąganego.

Dla uzyskania odpowiedniej sztywności części konstrukcji żelbetowych narażonych na uderzenia dynamiczne, nie należy stosować zasady $h = \frac{L}{12}$ (takiej zasady w swoim artykule nie podawałem), lecz wzór $\frac{f}{L} = \mu \frac{L}{h}$, do którego podstawiamy żądany stosunek strzałki ugięcia do rozpiętości belki oraz obliczamy współczynnik $\mu = \frac{C}{B} \frac{\delta}{m} \frac{g}{E}$ i znajdujemy wysokość belki w zależności od jej rozpiętości i żądanej sztywności.

Sz. Autor, stojąc na stanowisku, że teoria jego ma bardzo szeroki zakres stosowalności, omawiając sprawę uzależnienia położenia uzbrojenia w belce od grubości płyty, twierdzi, że uzależnienie to „nie prowadzi do absurdu w przypadkach normalnych, w których uproszczona teoria jest stosowalna”. Tem samym Sz. Autor przyznaje się, że stosowalność teorii jego posiada wyraźne granice, po których przekroczeniu zastosowanie jej prowadzi do absurdu. Należałoby ustalić jeszcze, co należy rozumieć pod terminem „przypadki normalne”.

W konstrukcjach żelbetowych spotykamy tak rozmaite stosunki grubości płyty do wysokości belki, że trudno jest mówić o jakimś znormalizowanym szablonowym kształcie belki teowej. Np. w budownictwie mostowym grubość płyty 20—24 cm jest zupełnie normalną, jak również wysokość 40—50 cm dla belki podłużnej, wspartej na poprzecznicę.

W przykładzie moim Nr. 1^{o)}, którego dane liczbowe trudno uważać za nienormalne dla zwykłej jezdni mostowej, wykazałem, że zastosowanie „Uproszczonej teorii” prowadzi do niepotrzebnego powiększania kubatury betonu, dzięki nieprawidłowemu założeniu co do położenia wypadkowej sił ściskających, oraz przez umieszczenie żelaza w zbyt dużej odległości od krawędzi belki.

Z drugiej strony, np. w podciągach, gdzie mamy zwykłe wysokie żebra, silnie uzbrojone, i stosunkowo bardzo cienką płytę, umieszczenie żelaza według metody Sz. Autora może okazać się zupełnie niemożliwym, gdyż skrajne pręty uzbrojenia mogłyby znaleźć się poza granicami żebra lub płyty (w wypadkach gdy pręty uzbrojenia są rozmieszczone w 3 lub 4 rzędach).

Jasną jest więc rzeczą, że odległość środka uzbrojenia od krawędzi belki nie może być w żadnej zależności od grubości płyty.

Wydaje mi się, że Sz. Autor doszedł do tego samego wniosku, bowiem w ostatnim artykule swoim zaznacza, że „przyjęcie środka ciężkości wkładek rozciąganych w odstępie $\frac{d}{2}$ od krawędzi belki odnosi się tylko do rozdziału VII i VIII, a i wtedy można je obejść”, czego niestety nie mogłem spostrzec, bowiem wszystkie wzory rozdziału I, II, III, IV i V, a więc i cała „Uproszczona teoria” jest budowana z uwzględnieniem tego przyjęcia.

Niewątpliwie przyjęcie takie znakomicie upraszcza wzory, lecz w wyniku prowadzi do nieekonomicznych lub niewykonalnych rezultatów.

Opracowywanie nowych metod obliczania i projektowania elementów konstrukcyjnych powinno mieć na celu lepsze dostosowanie założeń i wynikającego z nich rachunku do rzeczywistej pracy projektowanych elementów oraz zmniejszenie ilości pracy, niezbędnej do prawidłowego obliczania.

Te cele w zupełności osiągnął prof. Paszkowski, którego metoda projektowania belek teowych, polegająca na przyjęciu wysokości belki z warunku żądanej sztywności i następnie obliczeniu niezbędnego uzbrojenia prowadzi nas w najprostszy sposób do otrzymania ekonomicznych i bezpiecznych wymiarów belek teowych, o czym niewątpliwie się przekonał i Sz. Autor „Uproszczonej teorii”, gdy zechce, przy projektowaniu belek teowych, zastosować obie metody celem ich porównania. Inż. F. Johannsen.

^{o)} Por. Przegl. Techn. 1931, str. 644 i 645.

^{o)} Por. Przegl. Techn. 1931, str. 646.

Odpowiedź autora.

Aby wyjaśnić nieporozumienie, ustalam praktyczną granicę stosowalności „uproszczonej teorii”: $z = 2d$. Zatem ważną jest ona wtedy, jeżeli wysokość żebra jest, lub wynika conajmniej dwa razy większa od grubości płyty [czyli wysokość belki — trzy razy]. W przeciwnym wypadku radzę stosować wzory dla belki prostokątnej, czyli płyty, gdyż wówczas oś obojętna przechodzi przez płytę albo w jej pobliżu. Podkreślam ostatnie słowa. Chyba nie potrzeba udowadniać, że przy tak niskich belkach ($z < 2d$) rachowanie wzorami dla płyt nie może spowodować wielkiego błędu, chociażby oś obojętna przecinała żebro. Natomiast dla belek wyższych otrzymalibyśmy w wyniku błąd większy, co jest tem przykrzejsze, że błąd byłby na niekorzyść bezpieczeństwa. „Uproszczona teoria” od tego właśnie chroni. O ile, licząc według niej, otrzymamy: $z < 2d$, to przeliczamy wzorem dla płyt, nie trzymając się wcale o oś obojętną. Odwrotnie, jeżeli, pomimo spełnienia warunku $z > 2d$, oś obojętna nie przecina żebra, to w każdym razie leży ona bardzo blisko wewnętrznej krawędzi płyty. Nie popełnimy wielkiego błędu, licząc wówczas „uproszczoną teorią”. W dodatku, błąd ten jest na korzyść bezpieczeństwa i sztywności. Nie potrzeba więc w żadnym wypadku sprawdzać położenia osi obojętnej. Ze precyzyjne obliczenia nie są tu na miejscu, dowodzi niedawny artykuł prof. Wierzbickiego¹⁾.

Na str. 5 swego referatu odnośnie otrzymanego ze swych doświadczeń wykresu ugięcia belki teowej pisze prof. Paszkowski: „Wykres ten co do szczegółowego przebiegu krzywej ugięcia nie zasługuje na zupełne zaufanie z powodu pewnego uszkodzenia badanej belki przy wyjęciu jej z formy”. Wobec tego miarodajne są dla mnie doświadczenia, dotyczące belki prostokątnej, które wykazały ponad wszelką wątpliwość, że w granicach naprężeń dopuszczalnych ugięcia odbywają się według fazy I.

Szan. Krytyk nie nazwał wprawdzie zasadą wzoru $h = \frac{L}{12}$, niemniej jednak na str. 647 pod nagłówkiem: Obliczenia metodą prof. Paszkowskiego, tym właśnie wzorem wysokość belki teowej oblicza, jakkolwiek go poprzednio nie dla teowej, tylko dla prostokątnej belki wyprowadził. Nie troszczy się natomiast o dokładną wartość współczynnika μ . Bo też obliczenie jej nie byłoby rzeczą łatwą, ani prostą. Wszak liczby B i C , a więc i μ , są w nader zawiły sposób zależne od nieznannej jeszcze wysokości h i mającego się dopiero wyznaczyć uzbrojenia.

We wstępie i w rozdziale I na str. 466 powiedziałem wprawdzie, że z jest to wysokość żebra, a zarazem ramię momentu sił wewnętrznych, to jednak, z wyjątkiem rozdziału VII i VIII, wszystkie wzory, zawierające symbol z , mówią wyraźnie, że chodzi tu o ramię momentu, a nie o wysokość żebra. Ta ostatnia wynosi

$$z = z - \frac{d}{2} + a,$$

jeżeli odległość środka prętów uzbrojenia od dolnej krawędzi belki oznaczamy przez a . Tylko w rozdziale VII i VIII przyjęcie grubości a zamiast $\frac{d}{2}$ powoduje, że we wzorach 38, 44, 45 i 52 zamiast M_1 należałoby wstawić

$$M_1' = M_1 - S \left(\frac{d}{2} - a \right).$$

Zmiana ta jednak nie ma prawie żadnego wpływu na końcowy wynik. To też śmiało można wymienione wzory stosować, nie kłepując się warunkiem $a = \frac{d}{2}$. Warunek ten więc nie jest wogóle konieczny. W odbicie „uproszczonej teorii” rzecz tę już wyjaśniłem. Wdzięczny jestem Sz. Krytykowi, że mi nastręczył sposobność wyjaśnienia tej sprawy i na tem miejscu, a temsamem przyczynił się do uogólnienia „uproszczonej teorii”.

Dr. A. Chmielowiec.

¹⁾ W sprawie stopnia dokładności obliczeń statycznych konstrukcyj żelbetowych. „Przegląd Techniczny” 1932, str. 109.

STOWARZYSZENIE TECHNIKÓW POLSKICH W WARSZAWIE

KONTO P. K. O. 128.

Posiedzenia Techniczne.

W piątek dnia 3 czerwca r. b. o godz. 8-j wiecz. w Wielkiej sali gmachu Stowarzyszenia Techników Polskich w Warszawie, Czackiego 3/5, odbędzie się posiedzenie techniczne, na którym p. inż. Piotr Drzewiecki wygłosi odczyt p. t.: „Aktualne wskazania ekonomiczne”.

W następną piątek t. j. dnia 10 b. m. inż. Leon Binder będzie mówił na temat: „Techniczne i gospodarcze znaczenie zamiany stali i żelaza na kute i odlewane”.

Komunikaty Kół i Wydziałów.

Koło Inżynierów Cywilnych zawiadamia kolegów, że posiedzenia miesięczne odbywać się będą, do czerwca włącznie, w pierwszą sobotę każdego miesiąca, punktualnie o godz. 8-ej wiecz.

POSADY WAKUJĄCE:

- 34—Wakuje stanowisko **Nauczyciela** w jednej ze szkół technicznych w Warszawie. Wymagana gruntowna znajomość termodynamiki, maszyn i turbin parowych oraz projektowanie maszyn parowych. Zgłoszenia kandydatów **Inżynierów - Mechaników** z dłuższą praktyką zawodową należy kierować do Kuratorium Okręgu Szkolnego Warszawskiego (Bağatela 12).
- 36—Młody **Inżynier Budowy** lub **Architekt** z wybitnymi zdolnościami akwizytorскими potrzebny na prowizję. Piśmienne zgłoszenia kierować należy do Administracji pisma pod nr. 36.

POSZUKUJĄ PRACY:

- 27—**Inżynier Dyplomowany** z 20-letnią praktyką techniczną i administracyjną na fabrykach i hutach; pełen inicjatywy organizator produkcji, gospodarki cieplnej, ogólnej administracji, kalkulacji kosztów własnych; obznajmiony z nowoczesną organizacją pracy; gwarantuje polepszenie wyżej zaznaczonych działów oraz obniżenie kosztów własnych; posiada języki — poszukuje odpowiedniego stanowiska w przemyśle lub handlu. Zgłoszenia do adm. pisma pod nr. 27.
- 29—**Technik-Elektryk** dyplomowany, lat 39, z praktyką 14-letnią jako mechanik i elektryk w elektrowniach, cukrowniach i cementowni — poszukuje odpowiedniej posady w ruchu. Łaskawe zgłoszenia do adm. pisma pod nr. 29.

KSIĘGARNIA TECHNICZNA „PRZEGLĄDU TECHNICZNEGO“

W A R S Z A W A
TEL. 601-47

CZACKIEGO 3/5
P. K. O. 16.144

P O L E C A :

WYDAWNICTWA TECHNICZNE I Z DZIEDZIN
POKREWNYCH, POLSKIE I CUDZOZIEMSKIE.

KATALOG POLSKICH WYDAWNICTW TECHNICZNYCH WYSYŁAMY BEZPŁATNIE

		Ceny ogłoszeń	
Przedpłatę kwartalną	15 zł.	Jednorazowych :	
przyjmuje Administracja i Poczta Kasa Oszczędności na konto Nr. 515.		Za jedną stronę	zł. 300.—
Przedpłata zagranicą	75 zł. rocznie	„ pół strony	165.—
	20 zł. kwart.	„ ćwierć strony	90.—
Cena zeszytu podwójnego	zł. 2.50	„ jedną ósmą	45.—
(Ceny zeszytów specjalnych są ustalane każdorazowo)		„ jedną szesnastą	25.—
Za zmianę adresu (znaczkami poczt.)	1 zł.	Dopłaty: za 1 str. okładki 100% ₀ , za IV str. okł. 50% ₀ , za zamówione miejsce na innych stronach 20% ₀ .	
		Dla poszukujących pracy 50% ₀ ustępuje.	

Biuro Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Czackiego Nr. 3 (Gmach Stowarzyszenia Techników). Telefon Nr. 657-04.
Redakcja otwarta we wtorki, czwartki i piątki od godz. 8 do 8 i pół wieczorem. Administracja otwarta codziennie od godz. 9 rano do 7 wiecz.
Wejście do Redakcji i do działu prenumera. Administracji — przez sieć główną budynku; wejście do działu ogłoszeń — z bramy Nr. 3.

Przetarg publiczny

Dyrekcja Wodociągów i Kanalizacji m. st. Warszawy zawiadamia, iż ma do sprzedania różne używane maszyny i różne przyrządy: lokomotywki, lokomobile, kotły, płuczkę do zwiru, złożenia osiowe wąskotorowe oraz urządzenie dla niewielkiej miejskiej instalacji elektrycznej na prąd stały.

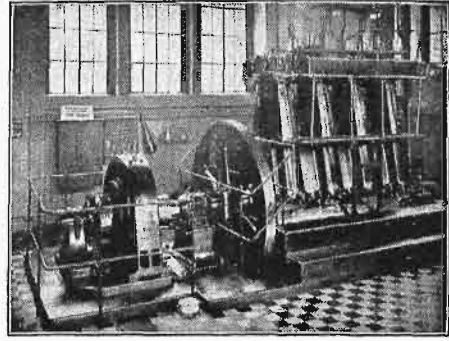
Szczegółowych objaśnień odnośnie sprzedaży udziela w godz. 9—12 Dział Zaopatrywania Dyrekcji w Warszawie, ul. Starynkiewicza Nr. 5, I piętro, pokój Nr. 27, gdzie można otrzymać wykazy przedmiotów przeznaczonych na sprzedaż i warunki sprzedaży do dnia 26 czerwca r. b.

105

Przetarg na liny konopne.

Wojskowy Zakład Zaopatrzenia Inżynierji w Warszawie, ul. Stalowa Nr. 62, powiadamia, że w Nr. 142 z dn. 24 maja b. r. Gazety Polskiej i w Nr. 143 z dn. 24 maja b. r. Kurjera Porannego został ogłoszony przetarg nieograniczony na liny konopne.

107



BYŁY MONTER FIRMY M. A. N.

wykonywa:

REMONT, MONTAŻ, BADANIE

specjalność

SILNIKI „DIESLA“ NA GAZ SSANY
NA GAZ ZIEMNY

Z. PORZUCZEK

Warszawa, Okopowa 61, tel. 11 85-79

25

PARYŻ

Place de la République

Adres telegraficzny

OTELDERNE - PARIS

Restauracja
Bar
Piwiarnia

Maximum Komfortu

CENY PRZYSTĘPNE

Biura przepisywania

i stenografji

Biura prywatne

Sale wystawowe

HOTEL MODERNE

71

OGŁOSZENIE

Okręgowy Urząd Budownictwa Nr. IV. w Łodzi (Zamenhofska 8. tel. 117-37) ogłasza następujące przetargi nieograniczone:

1) Remont lokalu dla garnizonowego ogniska podoficerskiego w Łodzi dnia 4 czerwca 1932 r. godz. 10-ta

2) Remont magazynów w Regnach pod Koluszkami dnia 10 czerwca 1932 r. godz. 10-ta

3) Remont Sygnalizacji alarmowej w Pom. Skł. Uzbr. Nr. 4 w GałkóWKu dnia 10 czerwca godz. 12-ta

Wadium wynosi 3% sumy oferowanej i winno być wniesione do Kasy Skarbowej na rachunek depozytowy Okr. Urzędu Bud. Nr. IV w Łodzi.

Oferty winny być sporządzone ściśle w/g warunków ofertowych M. S. Wojsk. i złożone przed powyższymi terminami.

Dla robót tych obowiązują warunki ogólne i szczegółowe M. S. Wojsk., z którymi należy się zapoznać przed złożeniem oferty.

Urzędowe druki ofertowe można otrzymać w godzinach służbowych za zwrotem kosztu nakładu.

Urząd zastrzega sobie prawo wyboru oferenta.

113

Jest do odstąpienia patent, względnie licencja z polskiego patentu firmy International Combustion Engineering Corporation

Nr. 7668 na: „Urządzenie do rozdziału paliwa sproszkowanego“.

Wiadomość:

CZEMPIŃSKI i SKRZYPKOWSKI,
Rzecznicy patentowi, Warszawa, Krucza 43.

110

Bilansista — rzeczoznawca, organizator, podatkowiec, biegły sądowy poszukuje w zakresie księgowości prac dorywczych, nadzorów; udziela porad praktycznych. Pierwszorzędne referencje.

Żugajewski, Warszawa, Elekoralna 30. Tel. 436-84.

69

PRZETARG

Wojskowe Warsztaty Balonowe w Jabłonnice ogłaszają przetarg nieograniczony na dostawę:

8000 m. b. tkaniny bawełnianej balonowej kategorii 90 gramowej.

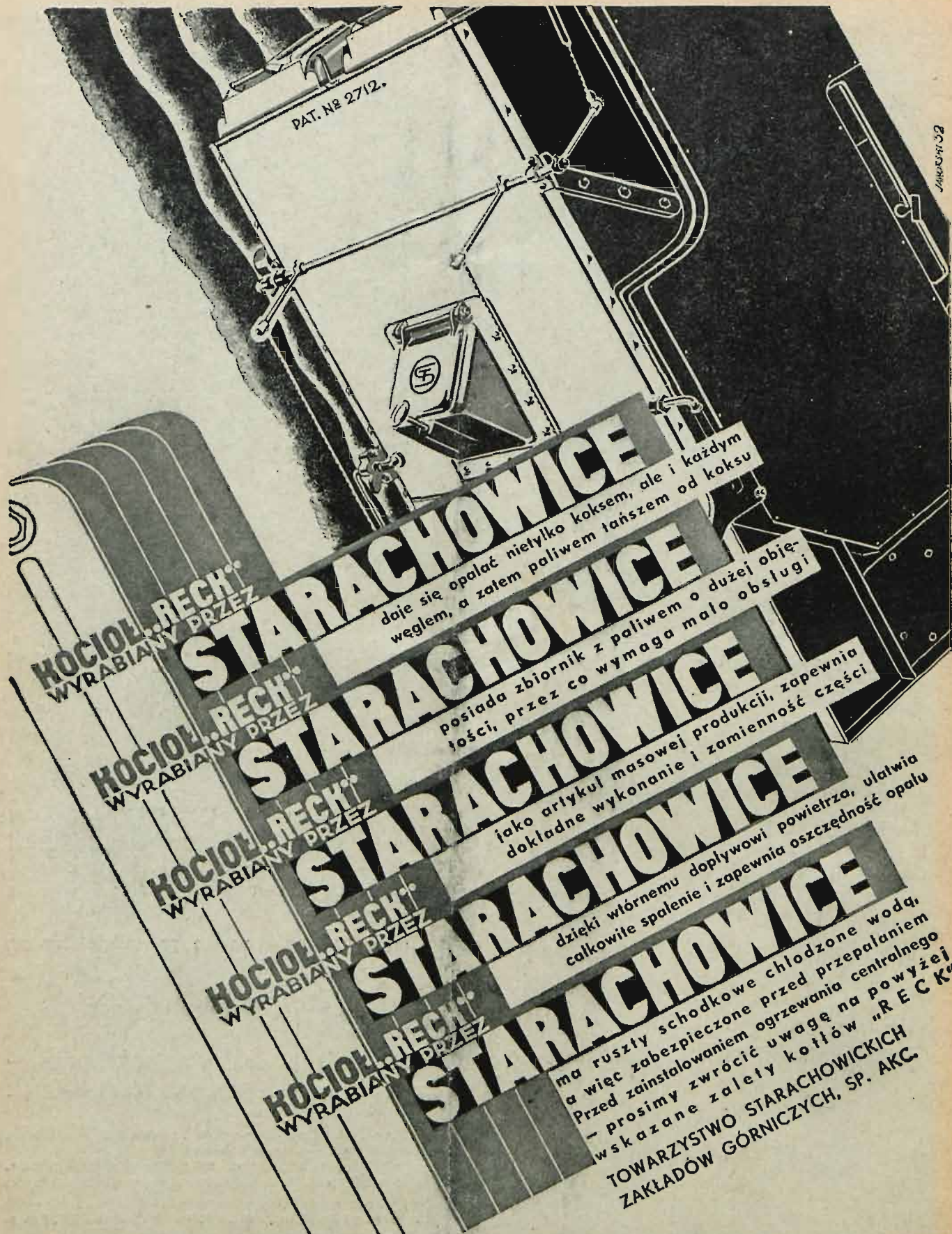
Warunki techniczne i warunki przetargu otrzymać można w Warsztatach w Jabłonnice budynek Nr. 9, Biuro Zakupów.

Do oferty należy dołączyć wzór tkaniny o wymiarach 2 m².

Oferty w zalakowanej kopercie oraz wadium w wysokości 3% sumy oferowanej należy składać w Wojskowych Warsztatach Balonowych, w Jabłonnice do dnia 13 czerwca 1932 r.

W dniu tym o godzinie 11-ej odbędzie się otwarcie ofert i ewent. przetarg ustny.

111



KOCIOŁ RECH[®] WYRABIANY PRZEZ STARACHOWICE
daje się opalać nie tylko koksem, ale i każdym węglem, a zatem paliwem tańszym od koksu

KOCIOŁ RECH[®] WYRABIANY PRZEZ STARACHOWICE
posiada zbiornik z paliwem o dużej objętości, przez co wymaga mało obsługi

KOCIOŁ RECH[®] WYRABIANY PRZEZ STARACHOWICE
jako artykuł masowej produkcji, zapewnia dokładne wykonanie i zamienność części

KOCIOŁ RECH[®] WYRABIANY PRZEZ STARACHOWICE
dzięki wtórnemu dopływowi powietrza, ułatwia całkowite spalanie i zapewnia oszczędność opalu

KOCIOŁ RECH[®] WYRABIANY PRZEZ STARACHOWICE
ma ruszły schodkowe chłodzone wodą, a więc zainstalowane przed przepalaniem - prosimy zwrócić uwagę na powyżej wskazane zalety kotłów "RECH"

KOCIOŁ RECH[®] WYRABIANY PRZEZ STARACHOWICE
TOWARZYSTWO STARACHOWICKICH
ZAKŁADÓW GÓRNICZYCH, SP. AKC.

STARACHOWICE

Adres Zarządu: Warszawa, Warecka 15. Adres Zakładów: poczta Wierzbnik, woj. Kieleckie

Przedstawiciel na b. Kongresówkę i Kresy Wschodnie
Inż. K. KULIGOWSKI, Warszawa, ul. Marszałkowska Nr. 39a telef. 9-66-67 i 8-95-69.