

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

## TREŚĆ:

- Bezsprężarkowe silniki Diesel'a (dok.) nap. Inż. J. Kunstetter.
- Poprzeczne nadpęknięcia powierzchniowe szyn kolejowych, nap. Inż. Wł. Łoskiewicz.
- Nowe rzeźnie miejskie w Radomiu i Lublinie (dok.), nap. Inż. A. Tchórzewski i Inż. K. Kasiński.
- Nasze projekty kanałowe (dok.), nap. A. Legun-Biliński, Inżynier.
- Przeгляд pism technicznych.
- Listy do Redakcji.
- Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

## SOMMAIRE:

- Progrès réalisés dans la construction des moteurs à combustion interne (suite et fin), par M. J. Kunstetter, Ingénieur.
- Fissures transversales aux surfaces des rails, par M. W. Łoskiewicz, Ingénieur.
- Les nouveaux abattoirs de Radom et de Lublin (suite et fin), par M. M. A. Tchórzewski et K. Kasiński, Ingénieurs.
- Sur les projets des canaux de navigation intérieure en Pologne (suite et fin), par M. A. Legun-Biliński.
- Revue documentaire.
- Correspondance.
- Bulletin du Comité Polonais de Standardisation.

## Bezsprężarkowe silniki Diesel'a.<sup>\*)</sup>

Napisał inż. J. Kunstetter.

Zjawiska, zachodzące w komorze wstępnej, nie są dotąd dokładnie zbadane, w każdym razie przebieg spalania musi być zupełnie inny, niż przy wtrysku powietrznym lub bezpośrednim, gdyż paliwo wchodzi najpierw w styczność z wydyszynami, a nie z powietrzem; następnie, wobec znacznie większego przekroju kanałów, a zatem mniejszej szybkości przepływu, nie może być mowy o równie dokładnym przemieszaniu, — prawdopodobnie odgrywa tu rolę odparowanie, a być może i rozkład cząsteczek. Stwierdzono doświadczalnie, że w okresie spalania powstaje różnica ciśnień między komorą a resztą przestrzeni roboczej, dochodząca do 3 at; jeżeli uwzględnimy objętość komory, wynoszącą przeciętnie ok.  $\frac{1}{100}$  objętości skoku tłoka, czyli ok.  $\frac{1}{4}$  przestrzeni kompresyjnej, — możemy obliczyć, że praca, wykonywana przez przepływające gazy, odpowiada mniej więcej pracy powietrza wtryskowego przy różnicy ciśnień 25 at i normalnej jego ilości; jest to wynik dość ciekawy z teoretycznego punktu widzenia.

Ważną rzeczą jest utrzymanie stałej temperatury komory niezależnie od zmian obciążenia; w tym celu dajemy jej taką objętość, aby zawarte w niej powietrze nie wystarczało do spalania nawet ładunku paliwa, odpowiadającego luźnemu biegowi silnika: w ten sposób, przy wszystkich obciążeniach spalać się będzie wewnątrz komory zawsze jednakowa ilość paliwa i temperatura jej nie będzie się znacznie wahać. Wskutek większej powierzchni przestrzeni roboczej w silniku z komorą, będziemy mieli większe straty ciepła przez oziębianie, niż w jednolitej przestrzeni spalania. Wynika stąd konieczność stosowania w silnikach ko-

morowych nieco wyższych stopni sprężania — przeciętnie do 35 at, podczas gdy przy wtrysku bezpośrednim wystarczają naogół ciśnienia niższe 25—28 at.

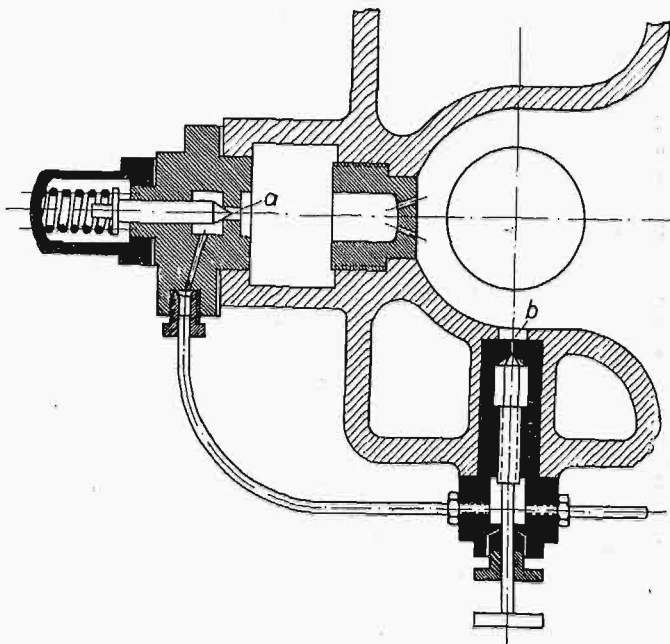
Co do przebiegu spalania w silnikach bezsprężarkowych, zazwyczaj spotyka się większy lub mniejszy wzrost ciśnienia w martwym punkcie (pionowa linja wykresu), rzadziej otrzymuje się spalanie przy stałej prężności, jak w silniku z wtryskiem powietrznym; ciśnienia maksymalne przy wybuchu dochodzą przeciętnie do 40—45 at.

Specjalną wzmiankę należy poświęcić sprawie uruchamiania silników bezsprężarkowych. Ponieważ nie mamy tu do dyspozycji sprężarki wysokoprężnej, powietrze rozruchowe bywa pobierane w większości wypadków z samego cylindra roboczego, zatem ciśnienie w zbiorniku rozruchowym będzie nieco niższe od ciśnienia sprężania w cylindrze (wobec oziębiania i strat w przewodzie); jeżeli spotykamy czasem oddzielne sprężarki rozruchowe, to w każdym razie dostarczają one powietrza o niezbyt wysokiej prężności. Wynika stąd konieczność zmniejszania sprężania w silniku podczas rozruchu (t. zw. dekompresja); następstwem tego są jednak niższe temperatury i trudniejsze warunki powstania pierwszego zapłonu, niż w silniku o rozruchu wysokoprężnym. Dotyczy to zwłaszcza silników z komorą, gdzie, jak widzieliśmy, straty przez chłodzenie są większe i gdzie wtryskiwane paliwo jest do pewnego stopnia odseparowane od głównej masy czystego powietrza. Trudności te wzrastają w miarę zmniejszania się średnicy cylindra — wskutek większego wpływu ścianek.

Okoliczności te zmusiły konstruktorów do szukania środków zaradczych, które znaleziono w

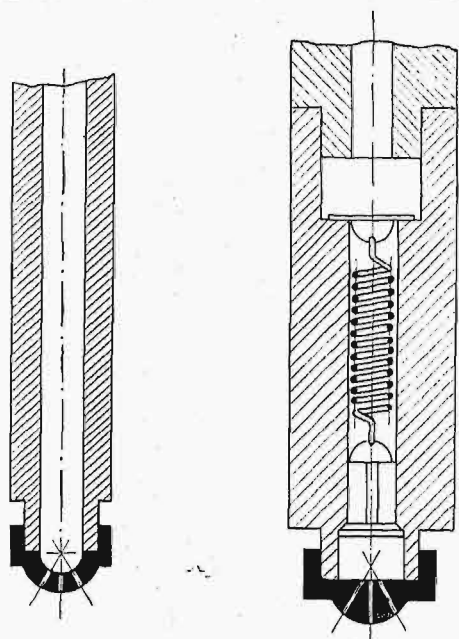
<sup>\*)</sup> Dokończenie do str. 261 w № 13 r. b.

postaci pomocniczego zapłonu sztucznego, polegającego na wprowadzeniu żarzącego się ciała do komory przed uruchomieniem silnika; takim zapalnikiem może być zwyczajny lont lub bibuła, nasycona saletrą. Na rys. 5, 6, 8 widzieliśmy sztuczery takich zapalników lub miejsca do ich osadze-



Rys. 16. Urządzenie rozruchowe silnika Deutza (rozruchowa dysza dodatkowa *b*, obok głównej — *a*).

nia. Rzadziej stosuje się w tym celu spiralkę z drutu, rozżarzoną przez prąd elektryczny. Stosowanie zapalników sztucznych kłóci się nieco z pojęciem, jakie wyrobiliśmy sobie o sil-



Rys. 17. Ustroje dysz otwartych.

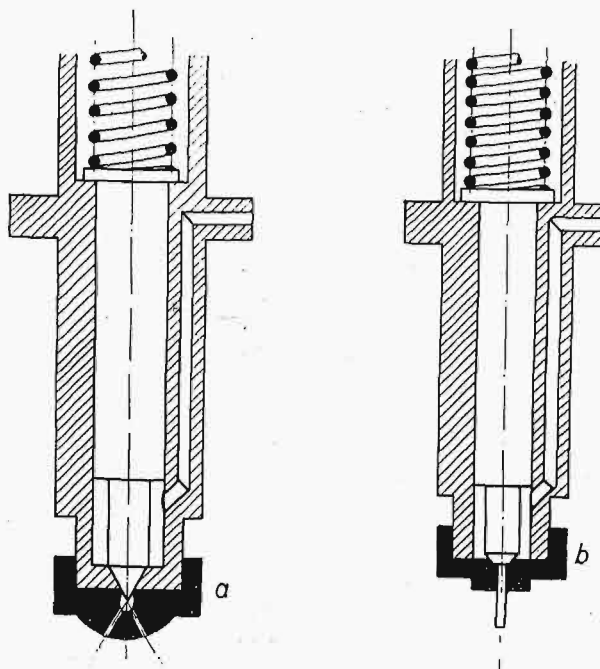
nikach Diesel'a, posiada pozatem i tę ujemną stronę, że podczas rozruchu otrzymujemy zazwyczaj kilka gwałtownych — przedwczesnych wybuchów, dochodzących do 60 at, które mogą być niebezpieczne dla silnika.

Inne rozwiązanie rozruchu spotykamy w silniku Deutz'a (rys. 16); zastosowano tu 2 dysze: główna *a* wtryskuje paliwo w normalny sposób do komory, dodatkowa zaś *b*, działająca tylko podczas rozruchu, wprowadza je wprost do głównej przestrzeni roboczej, gdzie temperatura jest wyższa i powietrze czystsze.

Większe silniki komorowe dają się uruchamiać i bez sztucznego zapłonu, o ile nie są zbyt chłodne, a rozpylacz w zupełnym porządku. Silniki o wtrysku bezpośrednim z reguły nie posiadają wcale zapalników.

Sprawa wyższości jednego czy drugiego systemu silników bezsprężarkowych była przedmiotem obszernej dyskusji w zagranicznej prasie technicznej. Z obu stron wysuwano argumenty i zarzuty natury zarówno teoretycznej, jak i praktycznej. Główniejsze argumenty możnaby sformułować w sposób następujący:

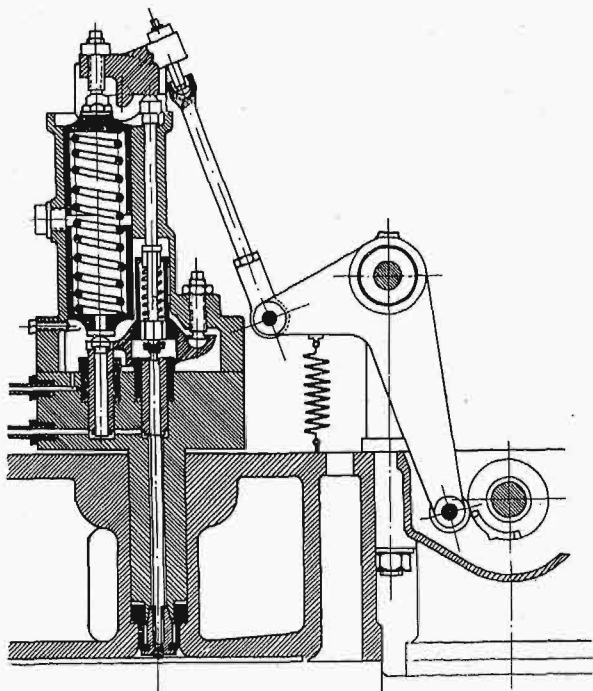
- a) przeciwko komorze wstępnej:
  - 1) brak teoretycznego opanowania zjawiska;
  - 2) trudniejszy rozruch;
  - 3) nieco większe zużycie paliwa.
- b) Przeciwno wtryskowi bezpośredniemu:
  - 1) trudność wykonania pompki i przewodów na 300 at;
  - 2) trudność wykonania dysz o otworach 0,2—0,3 mm;
  - 3) konieczność nader dokładnego filtrowania paliwa, aby uniknąć zatkania dysz;
  - 4) trudniejsze spalanie ciężkich olejów smołowych (aczkolwiek konstrukcje Kruppa dają i pod tym względem rozwiązanie).



Rys. 18 a i b. Ustroje dysz zamkniętych: jednootworowa (*b*) i wielootworowa (*a*).

Co do znaczenia poszczególnych zarzutów, to oczywiście ostatecznie słowo rozstrzygające ma praktyka, a ta wykazuje, że;

brak teoretycznego opanowania nie przeszkadza dobrej pracy silnika;



Rys. 19. Wtrysk akumulatorowy.

punkty b: 1, 2, 3 są w zupełności oparowane przez współczesną technikę; kwestja wysokich ciśnień jest najzupełniej względna; co wczoraj było uważane za „wysokie”, dziś jest „normalne”; współczesny kocioł i silnik parowy wysokoprężny jest tego jaskrawym dowodem.

Pozostaje zatem sprawa rozruchu, rozchodu paliwa i zastosowanie ciężkich olejów.

Można powiedzieć, że naogół przewaga leży po stronie wtrysku bezpośredniego, zwłaszcza dla stosunków polskich, gdzie sprawa ciężkich paliw nie jest jeszcze aktualna. Również z czysto konstrukcyjnego punktu widzenia, wtrysk bezpośredni robi lepsze wrażenie, jako rozwiązanie prostsze i bardziej w stylu silnika Diesela.

Co do zakresu zastosowań obu systemów, możnaby zrobić uwagę, że dla silników pionowych wtrysk bezpośredni jest bardziej odpowiedni, gdyż prawidłowy kształt przestrzeni roboczej umożliwia dokładne rozsianie po niej paliwa, zaś komora wstępna nie znajduje dostatecznego miejsca między zaworami i musi być umieszczona mimośrodowo; natomiast w silniku poziomym komora daje się umieścić dogodniej.

Nie jest to jednak regułą, gdyż spotykamy oba układy zarówno w pionowych, jak i poziomych silnikach.

Aby dać przybliżony obraz zakresu stosowania obu sposobów wtrysku, podajemy poniżej zestawienie wytwórni europejskich, u-

względniając przede wszystkim te, które są bardziej znane w Polsce.

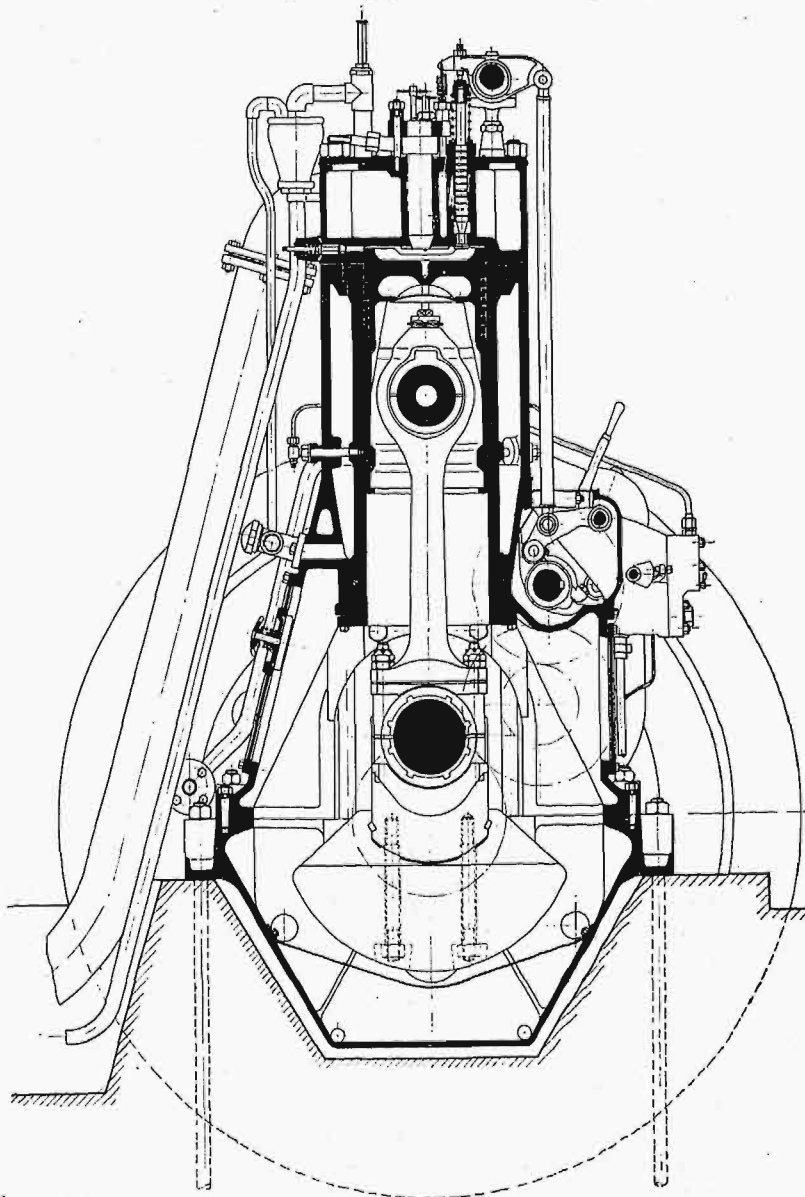
a) Wtrysk bezpośredni stosują: fabr. Augsburg-Norymberska M. A. N. (siln. pionowe), Leobersdorf (pion. i poz.), Graz (pion.), Atlas (dwusuw, pion.), Starke & Hoffmann (pion.), Christoph & Unmack (pion. i poz.), M. Hille (pion.), Linke & Hoffmann (pion.), Vickers, Junkers.

b) Komorę wstępną stosują: Körting (pion. i poz.), Stocznia Gdańska (pion. i poz.), M. W. M. Benz (pion.), Svenska Maskinverke (dwusuw), Skoda (dwusuw), Worthington (dwusuw).

c) Obydwa systemy stosują w różnych typach silników: Deutz, Krupp, Sulzer.

Poza kształtem przestrzeni roboczej, ważny wpływ na jakość spalania wywiera rozpylacz, wzgl. dysza. Spotykamy tu też znaczną różnorodność konstrukcji, które można podzielić zasadniczo na dysze otwarte (rys. 17) i zamknięte (rys. 18); te drugie są znacznie więcej rozpowszechnione.

Zamknięcie dyszy skutecznia iglica, obciążona silną sprężyną; iglica nie jest sterowana (w przeciwieństwie do silników sprężarkowych), otwiera się ona pod wpływem ciśnienia paliwa włączane-

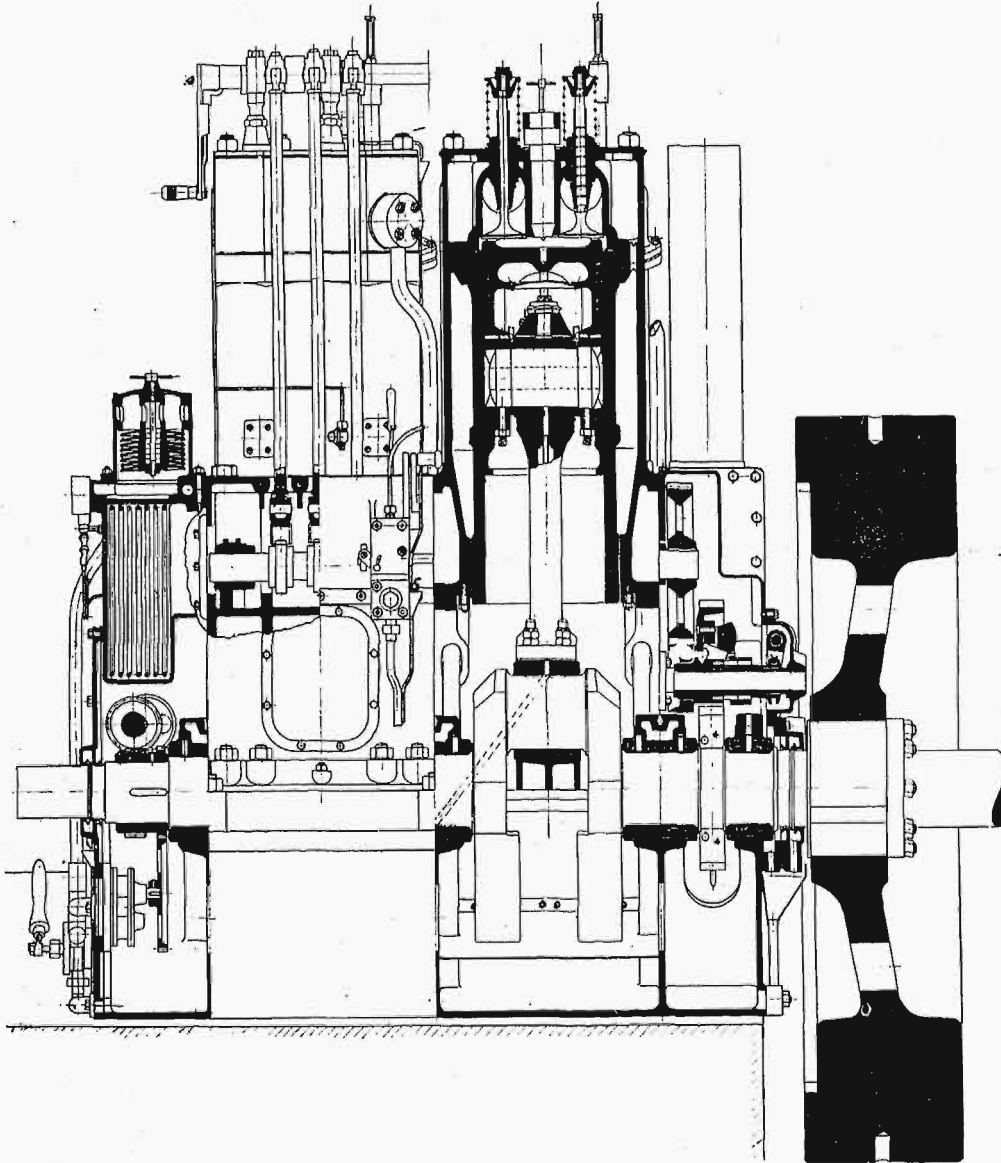


Rys. 20. Typowy ustrój silnika bezsprężarkowego.

go przez pompkę; sprężyna obliczona jest w ten sposób, aby otwarcie dyszy mogło nastąpić dopiero wtedy, gdy ciśnienie cieczy osiągnie przepisaną wysokość paruset atmosfer; po wtrysnięciu potrzebnej dawki paliwa, iglica zamyka natychmiast

3 mm), o b. grubych ścianach, możliwie najkrótsze i bez połączeń, któreby powodowały miejscowe zwiększenie przekroju.

Rozróżniamy dysze jednotworowe (rys 18, b) i wielotworowe (rys. 17 i 18, a); pierwsze znajdują



Rys. 21. Typowy ustrój silnika bezsprężarkowego.

zastosowanie przeważnie w silnikach z komorą wstępną, drugie przy wtrysku bezpośrednim. Zastosowanie iglicy samoczynnej niesterowanej stanowi — poza odrzuceniem sprężarki — drugie b. poważne uproszczenie silnika Diesel'a, a to zarówno pod względem budowy, jak i obsługi. Uproszczenie to odgrywa dużą rolę zwłaszcza w silnikach dwusuwowych, nie posiadających wogóle rozrządu zaworowego. Co do sposobu tłoczenia paliwa przez pompkę, istnieją również dwie odmienne metody:

1) pompka tłoczy wprost do dyszy, czyli skok użyteczny tłoka pompki pokrywa się co do czasu z okresem wtrysku, t. j. trwa przeciętnie ok. 10° obrotu wału korbowego;

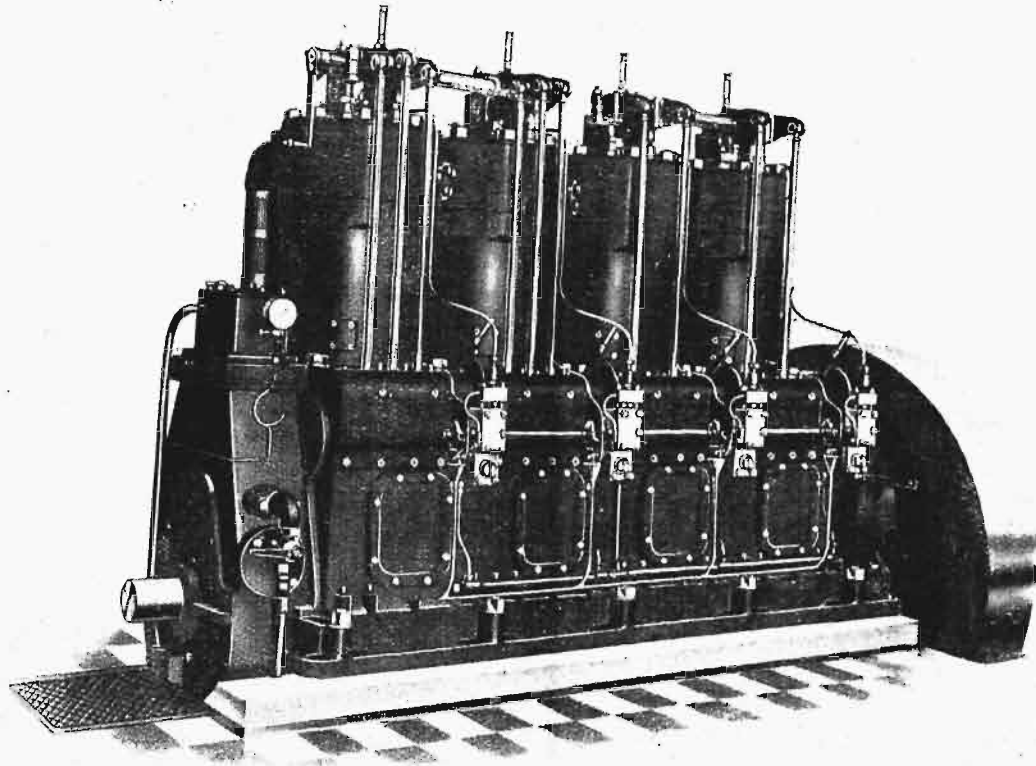
2) pompka tłoczy w ciągu całego skoku (180°), lecz płyn zbiera się w akumulatorze hydraulicznym, obciążonym odpowiednio silną sprężyną; stąd dopiero we właściwej chwili przedostaje się paliwo do dyszy.

Z rysunku 19, przedstawiającego schemat jednego z takich urządzeń, widzimy, że w tym wypadku niezbędne jest sterowanie zaworu wtryskowego, podobnie jak w silniku sprężarkowym. Z teoretycznego punktu widzenia, wtrysk akumulatorowy posiada pewne zalety, gdyż ciśnienie i szybkość wtrysku są tu w mniejszym stopniu zależne od różnych okoliczności ubocznych, niż przy tłoczeniu bezpośrednim; poza to warunki pracy pompki są tu korzystniejsze, gdyż tłoczenie odbywa się równomiernie, a nie uderzeniami, jak w pierwszym układzie. Zalety te są jednak okupione dość znacznym skomplikowaniem konstrukcji, wobec czego

system akumulatorowy nie osiągnął szerszego rozpowszechnienia.

Co się tyczy stopnia wyzyskania paliwa w silnikach sprężarkowych i bezsprężarkowych, to można

cylindrach). Liczby obrotów wahają się w granicach od ok. 500 w małych jednostkach do ok. 215 w dużych; w średnich wielkościach spotykamy najczęściej ok. 300 obr. na *min.*

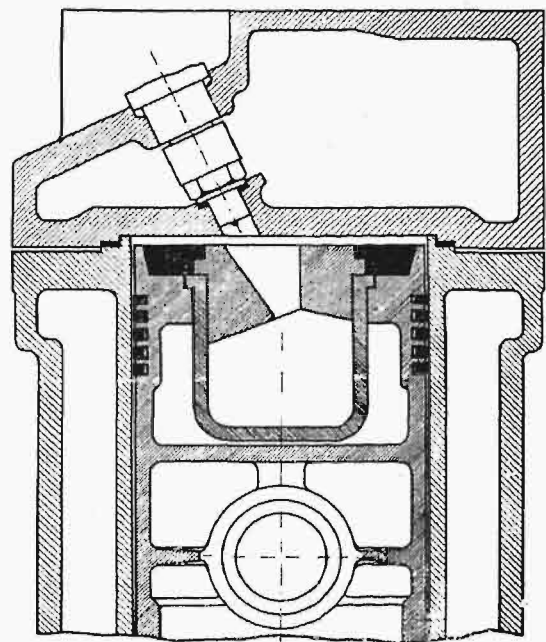


Rys. 22. Widok nowoczesnego silnika bezsprężarkowego.

powiedzieć, że jakość spalania — t. j. rozchód paliwa na 1 KM indyk. — jest naogół w obu rodzajach silników mniej więcej jednakowy; natomiast rozchód na 1 KM użyt. będzie mniejszy w silniku bezsprężarkowym, dzięki lepszej sprawności mechanicznej. Najniższe z ogłoszonych liczb podają rozchód paliwa ok. 175—170 g na 1 KM użyt. i godz.; cenną nadto zaletą silnika bezsprężarkowego jest znacznie mniejszy przyrost rozchodu paliwa przy niepełnych obciążeniach, niż w silniku ze sprężarką.

Przechodząc do omówienia w paru słowach ogólnego wyglądu nowoczesnych silników bezsprężarkowych, zaznaczmy, że, w pierwszym okresie ich budowy, zupełnie naturalną była tendencja wyzyskania istniejących modeli silników sprężarkowych, z przeróbką jedynie aparatu wtryskowego i kształtu dna tłoka; usunięcie sprężarki pozwoliło przytem osiągnąć nieco większą (o ok. 10%) moc z tego samego wymiaru cylindra. Jednak coraz silniejsze współzawodnictwo wytwórni na zubożonych po wojnie rynkach zbytu wyraziło się w dążności do coraz lżejszych konstrukcyj, czyli do powiększania liczby obrotów silników; okoliczność ta pociągnęła za sobą pewne konieczności konstrukcyjne, np. smarowanie pod ciśnieniem, a zatem budowę zamkniętą skrzynkową i t. p. W ten sposób powstał typ silnika do pewnego stopnia już ustalony, przedstawiony na rys. 20, 21, 22. Silniki takie buduje się w wielkościach od ok. 20 KM do ok. 160 KM w 1 cylindrze, czyli górna granica mocy silnika przemysłowego leży ok. 1000 KM (w 6

Powyższe uwagi dotyczą silników stałych, lądowych; na okrętach, zwłaszcza wielkich, przeważa dotąd silnik sprężarkowy, jako mający za sobą



Rys. 23. Przestrzeń robocza silnika samochodowego Diesel'a, t. zw. Acro-Bosch.

dłuższy okres doświadczalny; musimy tu przytem liczyć się z pewnemi względami szczególnymi (np. zapewnienie absolutnie prawidłowej pracy silnika,

niezależnie od zmiennych gatunków paliwa, nabywanego w portach różnych części świata); aczkolwiek wskazana tu jest daleko idąca ostrożność w stosowaniu nowych typów maszyn, jednak wykonano już kilka jednostek bezsprężarkowych znacznej mocy. Również w zastosowaniu do lokomotyw spalinowych (praca w tej dziedzinie jest obecnie szczególnie intensywna w Europie i w Ameryce) — silnik bezsprężarkowy zdobywa dominujące stanowisko.

Osobna wzmianka należy się szybkobieżnemu silnikowi Diesel'a do napędu samochodów, wagonów i t. p. Odosobnione próby w tym kierunku istniały oddawna, lecz dopiero odrzucenie sprężarki znakomicie ułatwiło zadanie, i obecnie cały szereg poważnych wytwórni opracowało konstrukcje, czyniące w mniejszym lub większym stopniu zadość potrzebom automobilizmu.

Z bardziej znanych, wymienić można silniki następujące:

Fabryka Augsburgska M. A. N. — silnik 4-cylindrowy, mocy 40—50 KM o 1200 obr., wagi około 500 kg.

Junkers — 2 cylindry z tłokami przeciwbieżnymi, dwusuw, moc norm. 45 KM przy 1000 obr., max. 65 KM, przy 1500 obr., waga 280 kg.

Oba te silniki posiadają wtrysk bezpośredni, natomiast firma Benz buduje silnik z komorą wstępną. Oryginalnym układem przestrzeni roboczej odznacza się silnik samochodowy Acro-Bosch (rys. 23). O wynikach jego pracy nie posiadamy narazie bliższych danych, jednak nasuwają się a priori pewne wątpliwości co do możliwości odprowadzenia z tłoka tak poważnych ilości ciepła, jakie muszą się w nim gromadzić przy takim układzie komory; znaczne zwiększenie wagi tłoka jest również cechą ujemną tej konstrukcji.

Cały szereg samochodów, wyposażonych w silniki Diesel'a, znajduje się obecnie w okresie prób, i aczkolwiek sprawy tej nie można jeszcze uważać za rozwiązaną całkowicie, to jednak sama ilość tych prób oraz dotychczasowe zachęcające wyniki pozwalają przewidywać, że w niedalekiej przyszłości silnik Diesel'a znajdzie szerokie zastosowanie w automobilizmie, skąd już pozostanie jeden krok i do lotnictwa.

## Poprzeczne nadpęknięcia powierzchniowe szyn kolejowych.

*Podał Inż. W. Łoskiewicz, adiunkt Akademii Górniczej w Krakowie.*

**N**a powierzchni główek szyn spotyka się często bardzo cienkie rysy poprzeczne, długości czasem kilku centymetrów.

Przekrój szyny prostopadły do takiej rysy wykazuje, że pęknięcie to sięga w głąb główki szyny na głębokość paru milimetrów, a czasem i centymetrów.

Powierzchnia szyny podczas pracy ulega zmiennym naprężeniom, ściskającym i rozciągającym, które dążą do pogłębienia i rozszerzenia tego nadpęknięcia. Pod ich wpływem, ten ostry „karb” może spowodować nagłe pęknięcie szyny, nawet przy bardzo niskim obciążeniu; np. normalna 46 kg szyna wytrzyma uderzenie 300 kg, spadających z wysokości 10 m, podczas gdy szyna z powyższymi pęknięciami o głębokości 2—3 mm łamie się pod uderzeniem tegoż ciężaru, spadającego z wysokości 50 cm.

Przyczyną powstawania tych pęknięć jest podług ekspertów wypadku w Grisolles (1908 r.) zgniot powierzchniowy, który wywołał pęknięcie (Technique Moderne, r. 1910, str. 346).

Osmond nie zgadza się z powyższą tezą i przypisuje powstawanie pęknięć zjawisku samohartowania (Technique Moderne, r. 1911, str. 115).

Stosownie do tych dwu przyczyn powstawania pęknięć, musiałyby być używane różne środki zapobiegawcze. Przyjmując hipotezę zgniotu, należy szyny co pewien czas nagrzać dla usunięcia naprężeń, wywołanych przez zgniot (Charpy i Durand, C. R. Academie des Sciences, août — septembre, r. 1921), podczas gdy upatrując przyczynę powsta-

wania pęknięć w samohartowości, należy używać stali małowęglistych, których temperatura hartowania jest bardzo wysoka (Fremont, Mémoire Nr. 69, r. 1924).

W r. 1925 poruszyły znów tę sprawę dwa wypadki, jeden za drugim (marzec — Saint Benoît i maj — Arpajon), spowodowane temi pęknięciami. Przedstawiciele kolei francuskich zaproponowali „Compagnie des Forges de Châtillon, Commeny i Neuves-Maisons” przeprowadzić badania, aby stwierdzić, w jakim stopniu można spodziewać się zapobieżenia tworzeniu się, względnie zmniejszyć możliwość tworzenia się i pogłębienia tych pęknięć przez użycie na szyny materiału o małej wytrzymałości na rozerwanie, który nie podlega samohartowaniu podczas ślizgania kół.

Zakłady w Neuves-Maisons dołączyły do tego jeszcze takie pytanie: w jakim stopniu obróbka termiczna szyn<sup>1)</sup> może zapobiec, względnie zmniejszyć skłonność do tworzenia się tych pęknięć i ich pogłębienia.

Pierwsza serja prób posłużyła do ustalenia warunków, które powodują najłatwiej powstawa-

<sup>1)</sup> Termiczna obróbka szyn kolejowych, mająca na celu wytworzenie na powierzchni główki budowy sorbitycznej, opracowana przez „Neuves-Maisons” polega na tem, że szyna, po zakończeniu walcowania, wprost z pod walców przechodzi do specjalnego urządzenia hartowniczego. Zawieszona główką na dół szyna jest parokrotnie zanurzona w zimnej wodzie i ulega hartowaniu, jednakże ciepło nagromadzone w pozostałych częściach szyny nie pozwala na całkowite zahartowanie. Uzyskuje się budowę sorbityczną, która zwiększa odporność szyn na ścieranie. (Thibaudier i Viteaux, Rev. de Mét. 1926, str. 65—81).

nie tych nadpęknięć pod wpływem ślizgania się. Dowolne ślizganie się uzyskiwano przez smarowanie szyn, względnie przez hamowanie wagonów pociągu próbnego.

Najszybsze wyniki uzyskano przy posuwaniu się ślizgowem z szybkością 2—3 km/h, podczas gdy ilość obrotów kół lokomotywy odpowiadała szybkości 60—80 km/h.

Ślizganie się koła na miejscu przez 5 minut wywoływało wywalcowywanie główki, ale pęknięć nie było.

Pierwsze próby przeprowadzono z 3-ma szynami 46 kg typu Standart:

	R kg/mm <sup>2</sup>	A%	Udarność Mesnager'a kgm
A) ze stali tomasowskiej typu 70 kg/mm <sup>2</sup> nieobrobionej termicznie, która wykazała . . .	72,9	15	4,30
B) ze stali specj. na szyny S.P.R. obrobionej termicznie . . .	65,3	16	9,90
C) ze stali tomas. 56/60 kg/mm <sup>2</sup> obrobionej termicznie . . .	71,3	18,5	10,45

Wycięte z szyn odcinki długości 70 cm. wytrzymały przepisowe próby na uderzenie (karb, podpory w odległości 50 cm, ciężar 300 kg, spadający z wysokości 4,6 m).

Powyzsze szyny rozmieszczono w ten sposób, że jedna strona lokomotywy ślizgała się po szynach B i C, a druga strona jednocześnie po szynie A. Każdemu więc odcinkowi szyny B i C można było przeciwstawić odcinek szyny A, który podlegał identycznej obróbce.

Pociąg próbny przeszedł przez odcinek badany 200 razy przy rozmaitych sposobach ślizgania się, — przytem stwierdzono, że ryski zjawiały się na szynie A, znacznie później na szynie B, zaś szyna C prawie nie wykazała miejsc podejrzanych.

Odporność na uderzenie badano w ten sposób, że na normalnie wyciętą i podpartą próbkę spadał ciężar 300 kg z wysokości początkowo 0,5 m (40 razy), przyczem uderzenia spadały zmiennie na stopkę i na główkę, poczem z wysokości 1,0 m (40 razy) również obracając szynę o 180° po każdym uderzeniu, a potem po 1 uderzeniu podnosząc ciężar za każdym razem o 1 m i uderzając stale po stopce.

Wyniki tej pierwszej serji prób zebrane są w tabeli I.

Z tabeli tej widać, że szyny B i C (termicznie obrobione) wykazują większą odporność niż szyna A, pomimo jej wyższej wytrzymałości.

Chcąc dalej ustalić wpływ typu stali na skłonność do wytwarzania tych nadpęknięć, oraz ich szkodliwość, wykonano drugą serję prób z szynami o rozmaitych zawartościach węgla, przyczem każdy gatunek użyto w stanie zwykłym i obrobionym termicznie. Rozmieszczenie szyn było następujące:

szyna miękka tomas. (42 kg/mm<sup>2</sup>) surowa na przeciw takiej samej, ale obrobionej term.;

szyna twarda tomas. (70 kg/mm<sup>2</sup>) surowa na przeciw takiej samej, ale obrobionej term.;

TABELA I.

Szyna B Odcinki B <sub>(A,B,C)</sub> wytrzymały próbę do H = 10 m	Szyna A Odcinków odpowiednich nie było
Odcinek B <sub>D</sub> Wytrzymał 40 ud. H = 0,5 m 40 ud. H = 1,0 „ 1 „ H = 2,0 „ 1 „ H = 3,0 „ złamał się przy H = 4,0 „	Odcinek A <sub>D</sub> złamał się przy 3-cim ud. H = 0,5 m
Odcinek B <sub>E</sub> Wytrzymał 40 ud. H = 0,5 m 40 „ H = 1,0 „ 1 „ H = 2,0 „ złamał się przy H = 3,0 „	Odcinek A <sub>E</sub> złamał się przy 3-cim ud. H = 0,5 m
Szyna C Odcinek C <sub>F</sub> Wytrzymał 40 ud. H = 0,5 m 40 „ H = 1,0 „ 1 „ H = 2,0 „ i t. d. złamał się przy H = 8,0 „	Odcinek A <sub>F</sub> złamał się przy 1-ym ud. H = 0,5 m
Odcinek C <sub>C</sub> Wytrzymał 40 ud. H = 0,5 m 40 „ H = 1,0 „ i t. d. złamał się przy H = 5,0 „	Odcinek A <sub>C</sub> złamał się przy 1-ym ud. H = 0,5 m
Odcinek C <sub>H</sub> Wytrzymał 40 ud. H = 0,5 m 40 „ H = 1,0 „ i t. d. złamał się przy H = 3,0 „	odpowiedniego odcinka nie było.

Szyny półtwarde tomas. (55/65 kg/mm<sup>2</sup>) surowe naprzeciwko siebie.

Takież szyny obrobione termicznie, również naprzeciwko siebie.

Szyny ze specjalnej stali szynowej (S. P. R.) obrobione termicznie, naprzeciwko siebie.

Po 500 przejściach pociągu próbnego, wycięto z każdej szyny odpowiednie kawałki i poddano próbie na uderzenie, jak w pierwszej serji.

Na wszystkich szynach, z wyjątkiem miękkiej surowej i obrobionej, wykryto mniej więcej równomierną obecność nadpęknięć.

Wyniki są podane w tabeli II.

Z tabeli II wynika, że:

1) Wszystkie stale, nawet miękkie, podlegają nadpękaniu podczas ślizgania się. Nadpęknięcia te pogłębiają się nawet w najmniej kruchych i najczystszych szynach.

2) Obróbka termiczna, pomimo że nie zapobiega tworzeniu się tych nadpęknięć, zdaje się do pewnego stopnia przeciwdziałać pogłębianiu się ich.

Na konferencji z przedstawicielami kolei postanowiono przeprowadzić nową serję doświadczeń, używając ciężkiej lokomotywy kolejowej, zamiast parowozu fabrycznego, i uzupełniając materiał próbny szynami ze stali martinowskiej, oraz szynami obrobionymi termicznie, których powierzchniową warstwę zmniejszono przez zdjęcie warstwy grubości 5 i 10 mm.

Pozatem postanowiono uzupełnić próby uderzeniowe próbami zginania (główka rozciągana).

W tabeli III podane są dane, co do użytych szyn i wyniki prób.

TABELA II.

Gatunek stali	Obróbka termiczna	A n a l i z a					Własności mechaniczne				Liczba uderzeń próbki do złamania i wysokość spad.
		C	Si	Mn	P	S	E kg/mm <sup>2</sup>	R kg/mm <sup>2</sup>	A %	Udarność Mesnager'a kgm	
Tomas. miękka	surowa	0,099	0,005	0,600	0,084	0,044	22,4	42	27	> 25	wytrzymały od 3 do 9 uderzeń przy $H = 0,5 m$ 3 nie złamały się nawet przy $H = 10 m$ 1 przy 36 uderz. przy $H=1 m$ , 3 " 16 " " $H=1 m$ ,
" "	obrobiona	0,090	0,005	0,600	0,082	0,035	29,8	45,3	22	> 25	
Tomas. twarda	surowa	0,448	0,150	0,970	0,064	0,038	40,7	73,2	19	6,75	łamały się przy 3 do 7 uderzeń przy $H = 0,5 m$ , 1 " $H = 5 m$ , 1 " $H = 3 m$ , 1 przy 3 uderz. $H = 1 m$ , 1 " 1 " $H = 1 m$ ,
" "	obrobiona	0,443	0,150	0,970	0,067	0,032	53,5	85,9	15	7,00	
Stal S. P. R.	obrobiona	0,189	0,079	1,510	0,069	0,041	56,8	70,7	15	3,57	1 przy $H = 3 m$ , 2 " $H = 4 m$ , 1 " $H = 3 m$ , 1 " $H = 2 m$ , 1 przy 1-m uderz. przy $H = 1 m$ .
" "	"	0,184	0,066	1,540	0,075	0,036	69,1	79,2	13,5	11,4	
Tomas. półtw.	obrobiona	0,325	0,127	0,900	0,075	0,037	50,8	77,8	14	10,10	1 nie złam. się przy $H = 10 m$ , 1 złamała się " $H = 8 m$ , 1 " " " $H = 6 m$ , 1 " " " $H = 5 m$ , 2 " " " $H = 5 m$ , 1 " " " $H = 4 m$ .
" "	"	0,349	0,183	1,000	0,067	0,032	46,8	74,1	18	7,10	
" "	surowa	0,322	0,192	0,900	0,064	0,036	36,1	61,5	25	8,57	4 złamały się po 3 uderz. przy $H = 0,5 m$ , 3 złamały się po 3 uderz. przy $H = 0,5 m$ .
" "	"	0,326	0,169	0,900	0,068	0,040	37	62,1	23,7	7,75	

TABELA III.

Stal	Stan	Dł. bloka d środek bl. śr	A n a l i z a					Własności mechaniczne				W y n i k i p r ó b		
			C	Si	Mn	P	S	E kg/mm <sup>2</sup>	R kg/mm <sup>2</sup>	A %	udarność Mesnager'a kgm	złamało się próbek	strzałka ugięcia mm	obciążenie t
Tomas 60 kg/mm <sup>2</sup>	surowy	śr	0,311	0,117	0,900	0,086	0,020	36,5	63,7	22,5	5,22	3 po 1 uderz. z 0,5 m, 1 po 3 uderz. z 0,5 m.	(2) 4,5	37,5 (3)
	obr. term.	d	0,316	0,103	0,500	0,087	0,022	50	76,3	13,0	4,13	1 po 1 z 1,0 m, 1 po 9 z 1,0 " " 1 " " 2,0 " " 1 " " 2,0 " "	(1) 22,8 (2) 9,2	65,5 54,0
S. P. R.	norm. obr. term.	śr	0,265	0,056	1,470	0,060	0,015	55,1	75,3	11,0	5,8	1 przy 2,0 m, 2 " 3,0 " " 1 " 5,0 " "	(1) 28,0 (2) 10,0	65,0 55,0
	ulepsz. obr. term.	d	0,260	0,066	1,460	0,058	0,024	53,3	72,0	13,5	5,22	2 przy 5,0 m, 1 " 6,0 " " 1 " 8,0 " "	(1) 35,0 (2) 73,0	72,1 75,5
Martin 70 kg/mm <sup>2</sup>	surowa	śr	0,495	0,174	0,730	0,075	0,015	40,0	76,0	16	2,10	4 po 1 przy 0,5 m.	(1) 4,0 (2) 4,7	37,5 42,0
	obr. term.	d	0,491	0,188	0,780	0,078	0,018	56,0	89,0	10	2,76	2 po 3 przy 0,5 m, 2 po 1 " 1,0 " "	(1) 8,2 (2) 2,9	56,0 31,0
Martin 80 kg/mm <sup>2</sup>	surowa	śr	0,582	0,211	0,770	0,053	0,016	40,0	83,0	8	1,63	4 po 1 przy 0,5 m.	(1) 4,5 (2) 4,1	38,4 35,0
	obr. term.	d	0,587	0,211	0,770	0,053	0,011	66	91	złamana po- za długością pomiarową	2,86	2 po 1 przy 0,5 m, 1 " 3 " 0,5 " " 1 " 5 " 0,5 " "	(1) 5,0 (2) 4,2	45 44



TABELA IV.

	Stan obróbki	Analiza					Własności mech.				Wyniki prób		
		C	Si	Mn	P	S	E	R	A	U	złamało się próbek	strz. ug.	obciąż.
Tomas. miękka	surowa	0,098	—	0,610	0,64	0,032	29,5	42,0	27,5	> 25	4 po 3 uderz. z 0,50 m	4,5	30,1
	obrób. zwykła	0,102	—	0,610	0,066	0,032	30,0	45,0	22,5	> 25	1 " 5 " " 0,5 1 " 1 " " 1,0 1 " 1 " " 4,0 1 " 1 " " >8,0	6,5 15,0 102	30 41,1 52,9 (nie złam.)
	Tom. 60 kg												
	obrób. zwykła	0,280	0,141	0,980	0,060	0,040	45,0	72,0	12,5	7,37	2 po 5 uderz. z 10 m 1 po 10 uderz. z 10 m	58,8 104,5	71,1 73,0 (nie złam.)
	Bessemer.	surowa	0,713	0,150	0,970	0,026	0,045	54,0	87,0	12,0	1,62	1 po 1 uderz. z 1,0 m 2 " 1 " " 2,0 "	8,5 11,8
Tom. 60 kg	obrób. zwykła	jak poprzednia					(T. 60)				1 po 1 uderz. z 1,0 m 1 " 1 " " 3,0 " 1 " 1 " " 5,0 " 1 " 1 " " 8,0 "	28,6 103,0	55,2 75,1
Ameryk.	surowa	0,466	0,094	0,920	0,103	0,049	39,0	72,0	19,0	0,49	1 po 1 uderz. z 0,45 m 2 po 3 " " 0,45 " 1 po 3 " " 0,5 "	4,6 5,4	35,6 32,9
S. P. R.	surowa	0,249	0,042	1,360	0,066	0,035	37,0	58,5	23,0	8,38	1 po 3 uderz. z 0,30 m 1 " 7 " " 0,50 " 1 " 7 " " 1,00 " 1 " 1 " " 4,00 "	5,7 9,0	43,3 44,8
	obrób. ulepsz.	0,249	0,032	1,360	0,064	0,036	44,0	65,0	12	1,99(?)	1 przy uderz. z 6,00 m 1 " " " 8,00 " 1 nie zł. przy uderz. z 8,00 m 1 " " " 10,00 "	48,5 93,8	71,0 73,3
S. P. R. góra bloku	obrób. ulepsz.	0,277	0,028	1,380	0,072	0,040	65,0	81,5	10,8	2,28	1 przy uderz. z 5,00 m 1 " " " 6,00 " 1 " " " 7,00 " 1 " " " 8,00 "	76,8 105,0	77,1 75
Tom. 65 kg góra bloku	obrób. ulepsz.	0,380	0,183	0,980	0,063	0,037	59,5	86,0	10,3	5,48	1 przy uderz. z 4,00 m 1 " " " 8,00 " 2 nie zł. przy uderz. 10,10 m	89,8 98,8	85,6 84,2
S. P. R. dół bloku	obrób. ulepsz.	0,247	0,032	1,370	0,061	0,032	65,0	80,0	13,5	3,55	1 przy uderz. z 7,00 m 1 " " " 9,00 " 1 nie zł. przy uderz. z 9,00 m 1 " " " 10,00 "	57,8 95,4	73,0 74,4
Tomas. 65 kg dół bloku	obrób. ulepsz.	0,367	0,183	0,970	0,060	0,036	57,5	84,0	12,0	5,97	1 przy uderz. z 6,00 m 1 " " " 10,00 " 2 nie zł. przy uderz. 10,00 m	83,2 85,4	80,2 79

Z powyższej tabeli widać, że tworzeniu się rys podlega wszelki materiał; szyny nieobrobione termicznie wytrzymałyby tylko od 1-go do 3-ch uderzeń z wysokości 0,5 m, szyny zaś obrobione termicznie wykazały znaczne polepszenie; niskich wyników uzyskanych ze stali martinowską, nie należy przypisywać gatunkowi stali, lecz tłumaczyć można brakiem wprawy i niezupełnym dostosowa-

niem urządzenia huty do obróbki termicznej szyn ze stali martinowskiej.

Szyny T. 60, których grubość warstwy powierzchniowej zmniejszono o 5 mm, wykazały trochę lepsze wyniki na uderzenie, niż szyny surowe, zaś przy zdjęciu 10 mm warstwy dały te same wy-

<sup>2)</sup> Viteaux, Rev. de Mét. 1927, str. 485, 601, 671.

TABELA V.

	Ilość uderzeń i wysokość																
	H = 0,5 m					H = 1 m			H = 2 m	H = 3 m	H = 4 m	H = 5 m	H = 6 m	H = 7 m	H = 8 m	H = 9 m	H = 10 m
	1 uderz.	3 uderz.	5 uderz.	7 uderz.	9 uderz.	1 uderz.	3 uderz.	9 uderz.	H = 2 m	H = 3 m	H = 4 m	H = 5 m	H = 6 m	H = 7 m	H = 8 m	H = 9 m	H = 10 m
<b>Stal</b>	<b>Szyny surowe</b>																
Tomas. R = 40—45 kg/mm <sup>2</sup>	—	6	2		1												
" R = 55—60 "	3	10															
" R = 65—70 "	2	7	1	1													
" S. P. R. . . . .		1		1							1						
Martin. R = 70 kg/mm <sup>2</sup> .	4																
" R = 80 "	4																
Ameryk. R = 72 "	1	3															
Bessemer. R = 87 "						1			2								
	<b>Szyny obrobione</b>																
Tomas. R = 40—45 kg/mm <sup>2</sup>			1			1				1							3
" R = 55—60 "						2		1	1	3	1	7	1				3
" R = 65—70 "						1	1			1	1	1	1				5
" S. P. R. . . . .						1			2	5	3	4	3	2	3	2	2

niki, co szyny surowe. Próba na zginanie dała jednak i w tym wypadku lepsze wyniki, niż dla szyn surowych.

Z powyższego można wnosić, że głębokość przenikania obróbki termicznej była niewielka. Dla pogłębienia przenikania obróbki termicznej, opracowano specjalny typ materiału na szyny kolejowe S. P. R. (C około 0,25 — 0,4%, Mn 1,3—1,7%).

W tym wypadku okazało się, że szyny ze zmniejszoną o 5 mm grubością warstwy obrobionej termicznie, wykazały niższe wyniki, niż szyny o normalnej grubości warstwy, ale znacznie wyższe, niż uzyskane ze stalą „Tomas 60 kg” (która ma zastępować), nawet termicznie ulepszoną.

Czwarta serja doświadczeń miała na celu wyjaśnić: 1) większą lub mniejszą skłonność do tworzenia poprzecznych rys na szynach martinowskich amerykańskich, bessemerowskich i szynach S.P.R. nieobrobionych termicznie i 2) wpływ segregacji na rozwój pęknięć, szczególnie w wypadkach szyn termicznie obrobionych.

W wyniku można stwierdzić, że nadpęknięcia poprzeczne pod wpływem ślizgania się zjawiają się na wszystkich szynach niezależnie od gatunku i obróbki (nawet na szynach miękkich, nie poddających się samohartowaniu). Jednakże w szynach obrobionych termicznie nadpęknięcia te nie są tak szkodliwe, jak w szynach surowych, jak to widać z tabeli V.

Wobec identycznych wyników, uzyskanych z ciężką lokomotywą kolejową i parowozem fabrycznym, przeprowadzono tę serję przy pomocy tego ostatniego.

W tabeli IV podane są własności mechaniczne i skład chemiczny próbowanych szyn.

Sposób tworzenia się tych nadpęknięć został również zbadany podczas powyższych prób; okazało się przytem, że:

warstwa powierzchniowa główki, utwardniona czy to przez zgniot, czy to przez samohartowanie, nie może poddawać się zmiennemu wydłużeniu i ścisaniu, jakiemu podlega szyna przy przejściu pociągu. W pewnym momencie ta warstwa powierzchniowa może nie poddać się dostatecznie i nadpęka. Wypadkowe silniejsze uderzenie może spowodować zupełne pęknięcie szyny.

## Nowe wydawnictwa<sup>\*)</sup>

- Zasady radjofonji**, książka dla amatorów i techników. Kpt. St. Nowoński. Str. 447 z 302 rys. i 5 tabl. nomenklatury. Wyd. M. Arcta. Warszawa, 1928.
- Polski przemysł naftowy w r. 1926**. Sprawozdanie statystyczne. Cz. Załuski i Wł. Staniszewski. Str. 26. Nakład Karpackiej Stacji Geologicznej. Borysław, 1927.
- Słownik skrótów**. 3000 skrótów, znaków, symboli, skrótowych nazw urzędów, instytucji polskich i obcych. Zabr. Z. de Bondy. Str. 174. 16-ka. Wyd. M. Arcta. Warszawa, 1928.
- Manuel du mécanicien-électricien**. H. de Graffigny. Str. 225 (8-ka) z 88 rys. Wyd. Gauthier-Villars et Cie. Paryż, 1928.
- Technologie der Brecher, Mühlen und Siebvorrichtungen**. E. C. Blanc, przekł. z francuskiego H. Eckhardta. Str. 450, ze 196 rys. Wyd. J. Springer. Berlin, 1928.
- Über wärmetechnische Vorgänge der Kohlenstaubfeuerung** unter besond. Berücksichtigung ihrer Verwendung für Lokomotivkessel. Dr. Ing. Fr. Hinz. Str. 76 z 28 rys. Wyd. J. Springer. Berlin, 1928.
- Haushalt-Kältemaschinen**. Prof. Dr. Ing. R. Plank. Str. 96 z 68 rys. Wyd. J. Springer. Berlin, 1928.
- Die Kohlen Österreichs, Deutschlands, der Czechoslowakei, Polens, Ungarns u. s. w.** Franz Scharackhöfer. Wyd. IV-te. Str. 263. Wyd. Gerold & Co. Universitäts-Buchhandlung. Wiedeń, 1928.

<sup>\*)</sup> Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”, Warszawa, ul. Czackiego 3.

# Nowe rzeźnie miejskie w Radomiu i Lublinie.<sup>\*)</sup>

Napisali inżynierowie mechanicy *Al. Tchórzewski i K. Kasiński.*

**K**warantanna w obydwóch rzeźniach składa się z obory izolacyjnej i rzeźni bydła chorego. W Radomiu, ze względu na małą przeciętną dzienną ilość padliny (ok. 300 kg/dzień), jest tylko piec do spalania padliny, o pojemności 400 kg, z dodatkowym spalaniem gazów odłotowych, które inaczej przyczyniłyby się do zanieczyszczenia powietrza w okolicy. Natomiast w Lublinie, gdzie dzienna prze-

gu miejskiego, natomiast rzeźnia w Lublinie — z głębokiej studni, o średn. wewn. 320 mm, zapomocą 10-cio stopniowej studziennej pompy odśrodkowej Sulzer'a, z bezpośrednim napędem elektrycznym. Silnik umieszczony jest na górze. Kadłuby pompy i silnika są połączone rurą o śr. 200 mm i długości 15 m. Wewnątrz rury przechodzi wał, osadzony w łożyskach i zaopatrzony w 2 sprzęgła elastyczne. Charakterystyka pompy:  $H = 45\text{ m}$ ,  $V = 15\text{ l/sek}$ ,  $N_1 = 18,7\text{ KM}$ . Woda w Lublinie jest odzależniana i częściowo zmiekczana.

Ścieki rzeźni są spuszczone do ogólnej miejskiej sieci kanalizacyjnej, bez uprzedniego oczyszczania. Tylko ścieki z hal uboju bydła grubego i świń oraz płóczkarni są odtłuszczane.

Kilka słów o gospodarce cieplnej. W rzeźniach potrzebna jest para do następujących celów: w rzeźni głównej do podgrzewania wody w kadzi do parzenia, w płóczkach kiszczarni i w natryskach dla robotników, do czego służą parowe podgrzewacze przeciwaprądowe, ustawione w pobliżu miejsca spożycia wody gorącej; następnie para jest potrzebna do wtryskiwa-

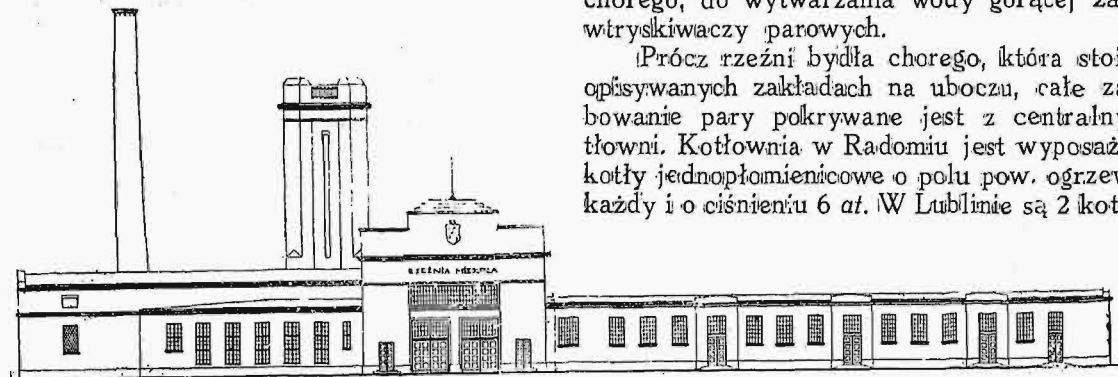
czy parowych, podtrzymujących temperaturę wody w kadziach do parzenia; do ogrzewania parowego i paro-powietrznego; do sterylizowania mięsa (w kwarantannie), do aparatów, przerabiających padlinę (ciśnienie pary 4 at) i w rzeźni bydła chorego, do wytwarzania wody gorącej zapomocą wtryskiwaczy parowych.

Prócz rzeźni bydła chorego, która stoi w obu opisanych zakładach na uboczu, całe zapotrzebowanie pary pokrywane jest z centralnych kotłowni. Kotłownia w Radomiu jest wyposażona w 2 kotły jednopłomienicowe o polu pow. ogrzew. 40 m<sup>2</sup> każdy i o ciśnieniu 6 at. W Lublinie są 2 kotły dwu-



Rys. 5. Widok ogólny zabudowań rzeźni w Radomiu.

ciętna ilość padliny wynosi 800 kg, będzie ustawiony aparat do przeróbki padliny zapomocą pary, przy którym otrzymywana będzie tylko mączka i tłuszcz, natomiast płyn kleisty zostanie spuszcza-



Rys. 22. Rzeźnia miejska w Lublinie. Budynek główny.

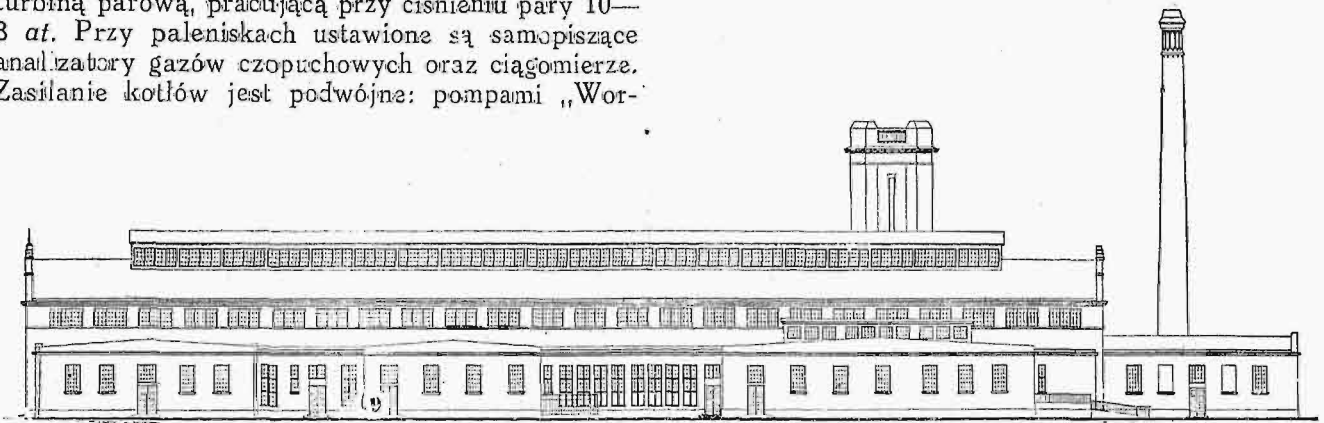
my do przewodu kanalizacyjnego. Gnoj i ścieki z kwarantanny będą poddawane dezynfekcji.

Rzeźnia w Radomiu czerpie wodę z wodocią-

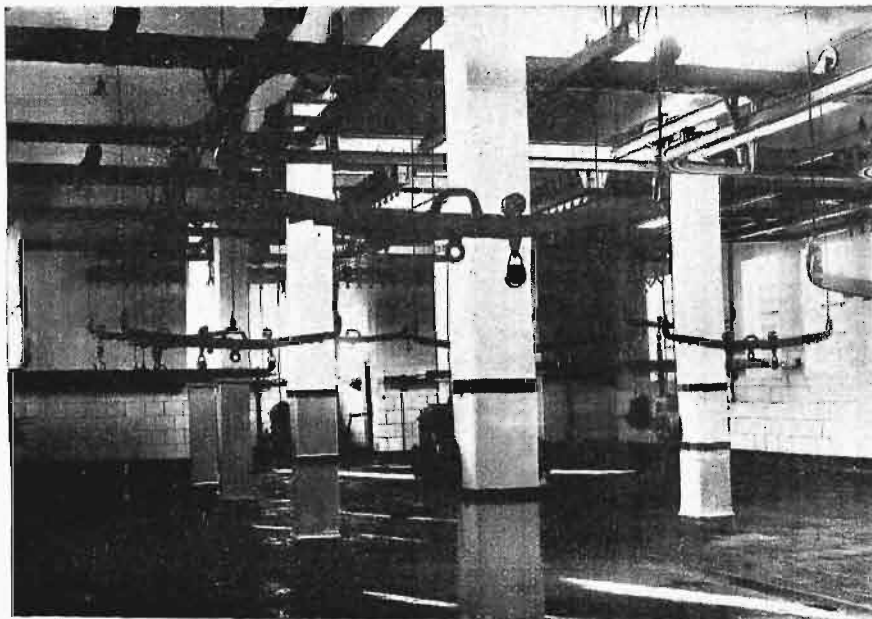
głównego o polu pow. ogrzew. 80 m<sup>2</sup> każdy i o ciśnieniu 10 at. Kotły posiadają specjalne ruszty na miel i mają ciąg naturalny (komin), oraz sztuczny poddmuchowy, od wentylatora pędzonego w Radomiu silnikiem elektrycznym, a w Lublinie

<sup>\*)</sup> Dokończenie do str. 247 w Nr. 13 r. b.

turbina parowa, pracująca przy ciśnieniu pary 10—3 at. Przy paleniskach ustawione są samopiszące analizatory gazów czopuchowych oraz ciągiomierze. Zasilanie kotłów jest podwójne: pompami „Wor-



Rys. 7. Rzut boczny budynku głównego rzeźni miejskiej w Lublinie.



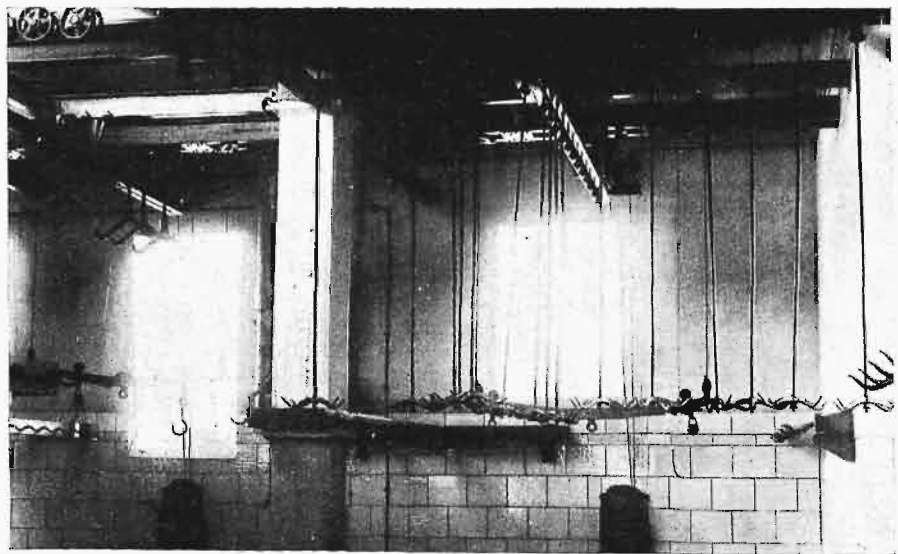
Rys. 8. Rzeźnia w Radomiu. Hala uboju bydła grubego.

przeciwprężnością, wypadł na korzyść pierwszego, z następujących powodów: przypuścimy, że została zastosowana maszyna parowa z wyzyskaniem pary odłotowej w rzeźni; praca w rzeźni trwa normalnie 4 godziny; zapotrzebowanie pary w ciągu tych godzin (bez ogrzewania pomieszczeń) można przyjąć jako równe podaży jej przez maszynę parową przy pełnym obciążeniu sprężarek. Stąd, w ciągu ciepłych miesięcy, kiedy maszyna będzie pracowała do 16 godz. dziennie, będziemy mieli (w dni uboju), energję do napędu sprężarek za darmo (jeżeli będziemy rozpatrywać tylko koszt ruchu), w ciągu zaś pozostałego okresu maszyna

thington'a" i nowoczesnem urządzeniem bez napędu (pat. Schiff & Stern). Para wysokiego ciśnienia czerpana jest tylko przez zakład przeróbki padliny, pozatem do zasilania kotłów i przez turbinkę, napędzającą wentylator poddmuchowy. Resztę pary redukuje się do 3 at i pod tem ciśnieniem rozprowadza się na miejsce rozchodu dla celów grzejnych. Kotły są zasilane kondensatem.

W rzeźni bydła chorego jest ustawiony osobny kocioł pionowy na 4 at, o polu pow. ogrzew.  $8 m^2$  i pojemności 500 l.

Wybór napędu sprężarek, przy pomocy silnika elektrycznego, a nie przy pomocy maszyny parowej z



Rys. 9. Hala uboju bydła drobnego w Radomiu.

będzie pracowała z wolnym wydmuchem, t. j. koszty wytwarzania energii będą wysokie. W zimie stosunek godzin, w ciągu których para odlotowa maszyny parowej będzie wyzyskiwana w rzeźni, do godzin, kiedy maszyna będzie pracowała z wolnym wydmuchem, poprawi się ze względu na to, że ogólna liczba godzin pracy sprężarki zmniejszy się; jednak stosunku tego nie można przyjąć dla zimnej połowy roku za większy przeciętnie niż 1 : 2. Tymczasem koszty prądu są bardzo niskie, wynoszą mianowicie 8 gr./kWh, t. j. ok. 3 razy mniej od tych kosztów, które według zwolenników stosowania w rzeźniach napędu parowego sprężarek stanowią podstawę kalkulacji.

Całkowite koszty budowy nowych rzeźni, razem z urządzeniami, nie mogą obecnie być jeszcze określone dokładnie, lecz można podać następujące przybliżone liczby: koszt budowy rzeźni w Radomiu, wraz z targowiskiem dla bydła rzeźnego i hodowlanego, — ok. 3 750 000 zł., t. j. 56,5 zł. na 1 mieszkańca, w Lublinie, bez targowisk dla bydła, — ok. 4 900 000 zł., t. j. 44 zł. na 1 mieszkańca. Dla porównania podamy, że w Niemczech przed wojną przeciętne koszty rzeźni bez targowisk dla bydła wynosiły 19 mk. na 1 mieszkańca, czyli 40,30 zł. na 1 mieszk. Dla otwartych targowisk by-

dła, bez hal, można przyjąć, że przedwojenne koszty na 1 m<sup>2</sup> wynosiły 42,50 zł./m<sup>2</sup> (Gniezno); u-



Rys. 10. Rzeźnia w Radomiu. Hala uboju świń.

względniając to, ogólne koszty targowiska w Radomiu wyniosłyby:  $42,5 \times 20\,200 = 858\,000$  zł., t. j. 858 000 : 66 000 = 13 zł. na 1 mieszk. Stąd koszty budowy rzeźni z targowiskiem według norm przedwojennych w Niemczech możemy przyjąć:  $40,30 + 13,00 = 53,30$  zł. na 1 mieszk. Przy porównaniu tych kosztów z kosztami rzeźni radomskiej i lubelskiej, musimy uwzględnić ogólną podwyżkę kosztów budowy po wojnie.

## Nasze projekty kanałowe.<sup>\*)</sup>

*Napisał A. Legun-Biliński, inżynier komunikacji.*

Opinię swą o programie rozbudowy naszych dróg wodnych, zaproponowanym przez p. prof. Rybczyńskiego, zreferowałem w Nr. 6 „Przeglądu Technicznego” z r. 1927.

Opieranie obliczenia czasu potrzebnego na regulację Wisły na okresach czasu, zużytego na regulację Łaby i Odry, uważam za niewłaściwe.

Poza tem nie mogę się zgodzić z wnioskiem autora, który proponuje dla szlaku wschodniego 600 t-wo łódzie kanałowe o zanurzeniu 1,75 m i przy głębokości nurtu 1,95 m; takie bowiem podporządkowanie drogi wodnej wybranym a priori statkom wikła poważnie i niepotrzebnie zadanie regulacyjne.

Wiadomo, iż szczegółowe badania niemieckie, przeprowadzone w końcu zeszłego stulecia nad oporem ruchu statków, oraz nad uszkodzeniem dna i brzegów kanałów, których przekroje poprzeczne przewyższały 4,25 — 5,39 i 7,84-krotnie

przekroje zanurzone użytych przy tych próbach statków, wykazały, iż w warunkach niemieckich, dla zachodniej części Rzeszy, najbardziej nadają się statki  $65 \times 8 \times 1,75$  m o pojemności 600 t, zaś dla wschodnich obszarów — statki  $55 \times 8 \times 1,75$  m o pojemności 400 t, przy prędkości ruchu w kanałach 5 km/h; przytem ustalono, iż np. przy rocznym obrocie 4 milj. t najdogodniejszy stosunek wskazanych przekrojów jest 5,39, — oczywiście w warunkach wykonanych prób w naturze.

Niewiadomo atoli, dlaczego łódzie kanałowe, o zanurzeniu 1,75 m, mają służyć za podstawę przy projektowaniu naszych dróg wodnych, tembardziej, że są one nieodpowiednie dla szlaku środkowego, na którym długość wolnej rzeki, wymagającej regulacji, jest 3 razy większa (720,3 : 234), niż sztuczna część szlaku.

Po rzece Ocie i skanalizowanym odcinku rz. Moskwy pływają drewniane barki o wymiarach  $89,5 \times 15,3$  m i o udźwigu 666 t (40 tys. pud.) przy głębokości skanalizowanej rzeki Moskwy 0,885 m.

<sup>\*)</sup> Dokończenie do str. 126 w Nr. 6 z r. b.

Zresztą sam autor stwierdza, iż łódź  $70 \times 10 \times 1,4$  m może z pełnym ładunkiem 600 t poruszać się niżej Sanu przez 210 dni bez dodatkowej wody ze zbiorników, a nawet mogłaby przez znaczną część okresu żeglugi dochodzić aż do Dunajca; z takim jednak zanurzeniem (1,40 m) autor się nie zgadza, ponieważ łódź 10 metrowej szerokości wymaga rozszerzenia przyjętego<sup>22)</sup> dla kanału profilu, oraz powiększenia szerokości śluz kanałowych, przez co zwiększa się koszty budowy kanału i zużycie wody przy śluzowaniu, przeto dla kanału należy zatrzymać łódź 8 metrowej szerokości o zanurzeniu 1,75 m, przy głębokości nurtu 1,95 m: wymiary te muszą być miarodajne (?) i dla rzek, na które mają przechodzić łodzie kanałowe.

Nasuwa się pytanie, kto zatwierdził takie podstawy projektu kanałowego oraz jakie byłyby skutki takiej decyzji?

Przecież głębokość 1,4 m na nurcie wolnej Wisły, przy średnio niskim stanie wody, powinna być uważana za zupełnie wystarczającą dla szerokich perspektyw żeglugowych; do tej głębokości muszą być dostosowane statki o nośności 600 t, oraz wymiary kanału Śląsk — Kraków, jak również — śluz na części sztucznej, z tem jednak zastrzeżeniem, iż odpowiednie części śluz powinny być zaprojektowane w przewidywaniu powiększenia zanurzenia statków do 1,4<sup>23)</sup> m na całym szlaku od Katowic.

Co do wniosku C. W trzecim wniosku autor kładzie na jednej szali wagi — koszt kanału węglowego — 220 milj. zł. w zł., a na drugiej — koszt kanału Śląsk — Kraków — San — 161 milj. zł. w zł. wraz ze 100 milj. zł. w zł.<sup>24)</sup> na uregulowanie na małą wodę Wisły od Sandomierza do Torunia, i na podstawie tego wnioskuje, iż trzeba budować kanał węglowy, jako tańszy.

Przedewszystkiem, do czasu ułożenia dokładnych projektów i kosztorysów obydwu kanałów, kanalizacji, regulacji na małą wodę Wisły oraz zbiorników retencyjnych, niebezpiecznie porównywać cyfry powyższe.

Widzieliśmy wyżej, iż tak wedł. dobrze opracowanych projektów, jak i w rzeczywistości, koszta kanałów — ceteris paribus — są znacznie wyższe, niż kanalizacji; jeżeli w ostatnich czasach nowe maszyny do robót ziemnych zmieniły nieco ten stosunek, to jednak nie o tyle, żeby koszt 1 km kanału równoważnego przestał być najwyższym w porównaniu z kanalizacją i regulacją.

Następnie trzeba przyznać, że sama idea kanału Zagłębie — Kraków — San, a więc i szlaku wschodniego wywołuje bardzo wielkie wątpliwości; geneza tego kanału jest w ścisłym związku z projektowanym i usilnie bronionym przez inż. Ingardena kanałem Wisła — Dniestr; przed wojną to połączenie Wisły z Dniestrem — w ówczesnych warunkach Galicji — miało pewne znaczenie ekonomiczne; obecnie zaś, w Polsce zjednoczonej, po-

siadającej swój własny dostęp do morza, budowa tego kanału prawie zupełnie przestała być aktualną. Inne wielkie zadania domagają się swej realizacji w Galicji, posiadającej w ropie naftowej, gazach ziemnych, a szczególnie w zasobach węgla białego tak wielkie bogactwa, iż uwaga sfer zainteresowanych powinna być zwrócona na należyte wyzyskanie tych właśnie bogactw, a nie na kanał Wisła — Dniestr.

Sam inż. Ingarden powiada<sup>25)</sup>, iż Dniestr ze swemi licznymi progami w dolnym biegu wymagać będzie wielkich robót regulacyjnych; wiadomo zaś, czy Rumunja i Rosja, które on obecnie rozgranicza, będą skłonne wykonać te roboty. Nadto Dniestr nie wpada bezpośrednio do morza, lecz do płytkiego limanu, leżącego o 40 km na zachód od portu Odessa, wskutek czego towary, dowożone do ujścia Dniestru, są przewożone następnie do tego portu koleją; to też nowszy projekt przewiduje połączenie Wisły z Prutem, które jest uważane za dogodniejsze dla naszego handlu; istnieje wreszcie projekt kanału Wisła — Odra — Dunaj, który może mieć dla nas większe znaczenie, niż dwa poprzednie.

Koszt kanału Wisła — Dniestr<sup>26)</sup> w/g. pierwotnego projektu b. rządu austriackiego był oceniany po 610 600 mk., czyli po 754 700 zł. za 1 km. Zmniejszając ten koszt w swoim projekcie do 360 tys. mk., czyli do 444 960 zł. za 1 km, inż. Ingarden tłumaczy tę znaczną różnicę tem, że rząd austriacki, dążąc do uniemożliwienia budowy kanałów, objętych ustawą z 11.VI.1911 r. i przechodzących przez kraje wyłącznie słowiańskie, starał się z rozmysłem wykazać koszty budowanych kanałów tak bardzo wysokie, aby udowodnić w Radzie państwa nieaktualność ich budowy, jako nierentownej.

Otóż jako część składowa kanału Huta Laury — San wchodzi odcinek kanału Wisła — Dniestr od Krakowa do Majdanu długości 150 km, skąd do Sanu prowadzi odgałęzienie długości 36 km; ten kanał Kraków — San ma otrzymać wodę z Wisły pod Krakowem w ilości 3 m<sup>3</sup>/sek, a ponadto ma być zabierane również z Wisły jeszcze do 5 m<sup>3</sup>/sek na cele irygacyjne; a ponieważ  $Q_{min}$  pod Krakowem = 16,8 m<sup>3</sup>/sek, to łatwo zrozumiemy niebezpieczeństwo dla żeglugi na Wiśle, w wyniku tak znacznego poboru wody w czasie większej posuchy.

Rzecz jasna, iż, popierając kanał Kraków — San, inż. Ingarden był stałym przeciwnikiem kanalizacji Wisły górnej i oceniał koszt tej kanalizacji po 2 308 161 zł. za 1 km, czyli drożej, niż koszt budowy 1 km kanału Kilońskiego<sup>27)</sup>, który wynosił 2 082 600 zł.; tak niepomierne wysokie koszty tej kanalizacji tłumaczy inż. Ingarden wykonaniami na tej części rzeki znacznymi robotami meljoracyjnymi.

Wyżej zaś widzieliśmy, iż średni koszt kanalizacji 1 km Sekwany, Wełtawy i Odry wynosi 374 111 zł., przy najwyższym dla Sekwany 456 570 zł. W dalszych obliczeniach przyjmiemy

<sup>22)</sup> podkreślenie moje.

<sup>23)</sup> ewentualnie 1,5 m, co wskażą projekty szczegółowe.

<sup>24)</sup> pomijam tu bliżej przez autora nie określoną kwotę na zbiorniki retencyjne, niezbędne dla Wisły niżej Sanu ze względu na statki kanałowe.

<sup>25)</sup> „Rzeki i kanały żeglowne”, 1921 r.

<sup>26)</sup> Długości 392 km, a wedł. nowszego projektu inż. Ingardena — 411 km od Krakowa do Koniuszek nad Śtrwiążem, dopływem Dniestru.

<sup>27)</sup> Głębokości 9,5 m.

koszt kanalizacji 1 km Wisły od Krakowa do Wiśłoki, po 500 000 zł.<sup>28)</sup>, oczywiście, będzie to cyfra przybliżona, aż do czasu ułożenia projektu i kosztorysu tej kanalizacji, niemniej jednak możemy się na niej zatrzymać przy obliczeniu prowizorycznym, bez narażenia się na zarzuty strony przeciwnej.

W celu prowizorycznej oceny kosztów budowy trzech rozpatrywanych szlaków wodnych od Katowic do Torunia<sup>29)</sup>, ustalimy najpierw koszt poszczególnych odcinków.

a) Na ukończenie budowy kanału Zagłębie—Kraków, długości 94,6 km, potrzeba wedł. inż. Czerwińskiego 47 194 800 zł.

b) Cały koszt kanału Zagłębie — Kraków — San wedł. inż. Skałki wyniesie przy służach pociągowych 161 milj. zł., a przy pojedynczych 147 milj. złotych<sup>30)</sup>.

c) Na wykończenie regulacji Wisły od Niepołomic do Zawichosta — na długości 184,6 km — potrzebny jest wydatek — w/g. inż. Ingardena — 33 941 250 zł., czyli po 183 863 zł. za 1 km.

d) Koszt kanalizacji Wisły od Krakowa do Wiśłoki — na długości 148,4 km, licząc — jak wyżej wskazano — po 500 000 zł. za 1 km, wyniesie 74 200 000 zł.

e) Do obliczenia kosztów regulacji Wisły dzięki od Zawichostu do Nieszawy, na długości 415 km, mamy trzy ceny za 1 km: inż. Ingardena — po 531 480 zł., moją po 213 000 zł., wreszcie średnią cenę 305 636 zł., obliczoną na podstawie kosztów rzeczywiście wykonanych robót regulacyjnych w 1924 r. w Zarządach Warszawskim i Puławskim. Ponieważ inż. Ingarden przewiduje prawie wyłącznie kosztowne tamy podłużne na obydwu brzegach, wskazany zaś jest — moim zdaniem — typ mieszany z przewagą półtam, to dla obliczenia bierzemy 305 636 zł. za 1 km, a za całość  $305\,636 \times 415 = 126\,838\,940$  zł.

f) Koszt rekonstrukcji 1 km Wisły w b. zaborze pruskim przyjmujemy za inż. Ingardenem po 271 920 zł.; wtenczas odcinek od Nieszawy do Torunia będzie kosztował  $271\,920 \times 32,4 = 8\,810\,208$  zł.; dodać tu należy, iż prof. Ehlers ocenia całą rekonstrukcję Wisły dolnej<sup>31)</sup> na 17 milj. mk., były zaś pruski Zarząd regulacji Wisły w Gdańsku — na 23 milj. mk., czyli po 124 774 zł. i 168 813 zł. za 1 km.

g) Koszty budowy kanału Zagłębie — Łęczysca — Toruń podaje inż. Skałka na 220 milj. zł.<sup>32)</sup>, co przy długości kanału węglowego 395 km wynosi za 1 km 556 962 zł. Taki poważny znawca kanałów, jak inż. Sadkowski, oblicza koszt kanału Kraków — San po 766 000 zł.; dalej, jak widzieliśmy, średni koszt budowy 1 km przytoczonego przez tegoż autora szeregu kanałów wynosi 812 638 złotych. Dodać przytem należy, iż kanał węglowy

będzie wymagał znacznych wydatków na zbiorniki wody, czego w powyższym obliczeniu inż. Skałki nie wzięto pod uwagę. Wobec tego uważałbym za konieczne zatrzymać się na cenie 760 000 zł. za 1 km kanału węglowego, a wówczas całość wyniesie 300 200 000 zł.

W XX stuleciu powinniśmy uniknąć takiej omyłki, jaką popełniono przy budowie kanału Sueskiego<sup>33)</sup> (1859—1869 r.), dla którego początkowo obliczono koszt na 197 580 000 zł., a w rzeczywistości musiano wydać 493 950 000 zł.

Wobec powyższych uwag, koszt trzech omawianych szlaków przedstawia się tak:

A) Szlak zachodni (kanał węglowy) 300 200 000 zł.  
B) Szlak wschodni z kanałem do Sanu (b + e + f)<sup>34)</sup> 161 000 000<sup>35)</sup> + 126 838 940 + 8 810 208 = 296 649 148 zł., wreszcie:

C) Szlak środkowy z kanalizacją do Wiśłoki (a + c + d + e + f): 47 194 800 + 33 941 250<sup>36)</sup> + 74 200 000 + 126 838 940 + 8 810 208 = 290 985 198 złotych.

Widzimy więc, iż przy wprowadzeniu pewnych zmian, usprawiedliwionych względami rzeczowymi, koszt kanału węglowego nie jest wcale tańszy, niż dwa drugie szlaki; jeżeli ponadto weźmiemy pod uwagę nieuniknioną konieczność regulacji Wisły, stosunkowo za wysoki koszt robót regulacyjnych w 1924 r., wykonanych przez przedsiębiorców (punkt e), oraz mniejszy koszt robót, wskazanych w punkcie c, to wniosek C autora nie będzie usprawiedliwiony.

Podkreślam wreszcie, iż przytoczone obliczenie, nie będąc bezwzględnie dokładnem, jest jednak wystarczająco wiarogodne, żeby się z niem liczyć; chcąc uniknąć zarzutów poważniejszych, wyznaczałem koszty tak kanalizacji, jak i regulacji, z nader znacznym zapasem.

Wniosek D. Wedł. proponowanej przez autora kolejności, będziemy mieli po 10 latach kanał węglowy oraz kanał Śląsk — Kraków, a po 20-tu — doda się kanał Kraków — San — Dniestr, oraz droga Wisły, na której do tego czasu będą wykonane tylko najwazniejsze roboty regulacyjne; ponieważ do tego czasu znacznie rozrośnie się sieć kolejowa — między innymi w kierunku Bałtyku — to już po 20 latach znajdziemy się w posiadaniu trzech<sup>37)</sup> szlaków konkurencyjnych, których współzawodnictwo dojdzie do kulminacji po upływie rzekomo 35 lat, kiedy wszystkie roboty regulacyjne zostaną narazie zakończone na Wiśle.

<sup>28)</sup> Przy długości kanału 160 km, głębokości 9,5 m, szerokości zwierciadła 100 m, oraz szerokości dna 33 m, 1 km tego kanału kosztował 3 087 187 zł.

<sup>29)</sup> Wprowadzenie przez inż. Skałkę wyłącznie 100 milionów, zł. na regulację Wisły od Sandomierza do Torunia na małą wodę, omijając koszt regulacji na wodę średnią, jako potrzebnej tylko dla odpływu wód, jest samo przez się nieporozumieniem regulacyjnym i dlatego wykluczam te 100 milj. zł., zastępując je podaną wyżej sumą na regulację i rekonstrukcję regulacji do Torunia.

<sup>30)</sup> Biorę na kanał 161 000 000 zł., gdyż zdolność przepustowa dalszej części drogi będzie prawie nieograniczona.

<sup>31)</sup> Ta suma znacznie się zmniejszy przy kanalizacji Wisły górnej do Wiśłoki, gdyż regulacja na kanalizowanym odcinku będzie miała rozmiary skromniejsze.

<sup>32)</sup> Włączając i kolejowy.

<sup>28)</sup> Nie należy zapominać, iż konieczna regulacja odcinka, wyznaczonego do kanalizacji, jest już wykonana.

<sup>29)</sup> Dalej do morza koszt ten sam dla wszystkich 3-ch szlaków.

<sup>30)</sup> Cały spad Huta Laura — 119,6 m.

<sup>31)</sup> Od b. granicy rosyjskiej (718 km) do Nogatu (886,4 km) na dł. 168,4 km.

<sup>32)</sup> Inż. Tillinger ocenia kanał Sosnowiec — Toruń na 260 milj. zł.; ob. „Koleje i Kanały”, str. 15.

Dopiero w trzecim dziesięcioleciu ma być budowana droga Poznań — Warszawa(?) — Pińsk i na samym końcu — w okresie czwartym — zajmujemy się szlakiem Pińsk — Kanał Ogińskiego z odgałęzieniem ku Wilnu.

Odsunięcie na plan dalszy drogi Poznań — Warszawa — Pińsk tłumaczy autor tem, iż ta droga, przebiegając wyłącznie przez okolicę rolniczą, nie posiada — poza wymienionymi miastami — prawie żadnego przemysłu; brak tu — z wyjątkiem pogranicza z Rosją — większych lasów; nie można więc liczyć na większe ilości towaru do przewozu drogą wodną. Świadczą o tem równoległe koleje żelazne, które w 1925 r. przewiozły razem 202 000 t, a w tem 60 000 t do Gdańska i 50 000 do Warszawy; obrót zaś towarowy na kanale Królewskim wynosił w 1923 r. 33 200 t.

Dopiero z chwilą dowozu towarów masowych z Zagłębia i z całej Małopolski, ruch na tym szlaku ożywi się; z innymi możliwymi perspektywami autor się nie liczy.

A jednak tę drogę, kierowaną oczywiście nie przez Warszawę, a przez Modlin i przystosowaną do statków 400 t-ych, powinniśmy traktować bardzo poważnie, jako najważniejszą po Wiśle i posiadającą tak polityczne, jak i wielkie meljoracyjno-gospodarcze znaczenie; dodając do tego uporządkowane — kanał Ogińskiego, dolny odcinek Szczary, oraz Niemen z Wilją do Wilna, otrzymamy bardzo dla nas ważne dwa rozgałęzienia: Pińsk — Modlin — Gdańsk<sup>38)</sup>, oraz Pińsk — Kłajpeda.

Dziś Kłajpeda jest dla nas zerem, ale jutro może się łatwo stać ważnym i dla nas portem morskim.

Wreszcie przytoczony wyżej przez autora obrót towarów masowych tak na kolejach równoległych, jak i na kanale Królewskim, oczywiście nie może być miarodajny dla oceny projektowanego szlaku wodnego. Profesor politechniki petersburskiej, Nikolskij, obliczył ilość ładunków dla omawianej drogi na wschód na 610 000 t, a na zachód na 5 700 000 t, czego należy oczekiwać po ustaleniu normalnych stosunków ze wschodnim sąsiadem i, oczywiście, po uporządkowaniu tego całego szlaku; takie liczby mówią już same za siebie.

Z całego programu autora rozbudowy sieci wodnej zasługuje — mojem zdaniem — na uwzględnienie jedynie budowa kanału Zagłębie — Kraków w pierwszym okresie, ale pod warunkiem, że w tym samym okresie będzie skanalizowana Wisła od Krakowa do Wisłoki, o ile poważne studia i projekt z kosztorysem, po zestawieniu z projektem kanału Kraków — San, nie uwydatnią ważkich powodów do zaniechania kanalizacji na korzyść kanału lateralnego, czego osobiście dotychczas nie przewiduję.

Bardzo o to chodzi, żeby przy decydowaniu tej ważnej sprawy nie powtórzył się taki oryginalny sposób rozstrzygania zagadnień komunikacyjnych, jaki miał miejsce przy wyznaczeniu połączenia wodnego Krakowa z Zagłębiem, kiedy wybór między kanałem i kanalizacją został zdecydowany przez rozpoczęcie budowy kanału;

innych dowodów racjonalności takiej decyzji autor nie podaje.

Wniosek E. Wyzyskanie doliny Warty w celu budowy kanału węglowego jest potraktowane przez projektodawcę o tyle ogólnikowo, że krytyka tego pomysłu jest narazie niemożliwa. A jednak mogłaby to być jedna z krótszych dróg dla eksportu naszych bogactw węglowych, o ileby koszt kanału wraz z kanalizacją nie był za wysoki; nam chodzi atoli nietylko o eksport, lecz o możliwie szerokie rozpowszechnienie zużycia węgla na całym terytorjum Państwa.

Co zaś do Łodzi, zawdzięczającej swój rozkwit przemysłowy kolejom żelaznym, to w naszym położeniu finansowem jest raczej wskazane wzmocnienie zdolności przewozowej istniejącej linii kolejowej, obsługującej Częstochowę, Radomsk i Łódź.

Aczkolwiek uważam za niemożliwe całkowite solidaryzowanie się ze zdaniem prof. dr. E. Giese<sup>39)</sup>, twierdzącego, że „obecnie nie powinno się budować kanałów wodnych — tego przestarzałego środka transportowego, wobec dzisiejszego rozwoju kolejnictwa, to jednak znajdzie się sporo wypadków, wymagających potraktowania projektów kanałowych ze znaczną rezerwą, w zestawieniu ich z kolejami żelaznymi.

Zresztą wcale nie jest wykluczone połączenie Łodzi drogą wodną ze szlakiem wodnym Bzura — Ner, który to szlak, wedł. zdania grona hydrotechników, ma przed sobą niezawodną przyszłość.

Również trudno się pogodzić z oświadczeniem inż. Skałki, iż kwestja potrzebnych zapasów wody dla kanału węglowego jest zadawalająco rozstrzygnięta w projekcie generalnym; sądzę, że, podkreślając tę właśnie słabą stronę omawianego projektu, prof. Rybczyński ma słuszość.

## VI. Wnioski.

1. Wydane po 1919 r. prace inż. Tillingera oraz inż. Skałki w sprawie sieci kanałowej w Polsce, niezbitcie między innymi dowodzą mniejszych kosztów przewozu towarów masowych drogami wodnymi, niż kolejami żelaznymi; natomiast nie dają one żadnej rękojmi, iż koszty budowy kanału węglowego oraz frachty na nim będą tańsze, niż koszty i frachty szlaku środkowego; nie jest więc kanał węglowy naszą najpільniejszą drogą wodną.

2. Równoleżnikowe ramię krzyża kanałowego, projektowane jako przedłużenie Mittellandkanalu, bezwarunkowo nie jest do przyjęcia, głównie ze względu na interesy naszego rolnictwa; natomiast droga Pińsk — Modlin dla statków 400 t-ych, oraz drugie ramię Pińsk — Niemen są dla naszych interesów szlakami wielkiej wagi, nie powinniśmy więc odkładać ich uporządkowania do 3-go, a tembardziej do 4-go okresu.

3. Wszelkie zarzuty, stawiane Wiśle w celu udowodnienia jej nieprzydatności do przetworzenia na pierwszorzędną drogę wodną, są oparte na nieporozumieniu regulacyjnym. Oczywiście, iż głę-

<sup>38)</sup> a w bliskiej przyszłości Pińsk — Modlin — Poznań.

<sup>39)</sup> wzmianka w „Czasop. Techn.”, Nr. 11 z r. 1927 z „Verkehrstechnische Woche”, 1927 r.



bokości i wymiary części sztucznej szlaku środkowego muszą być przystosowane do warunków żeglugi na Wiśle uregulowanej, a nie odwrotnie.

4. W naszych warunkach, powinniśmy traktować drogi wodne nie jako konkurenta kolejnictwa, lecz jako jego nieodzownego współpracownika dla dobra Państwa; wszelkie przeto udoskonalenia na kolejach nie powinny hamować rozbudowy u nas dróg wodnych, na których postęp i udoskonalenia, najdalej idące, nie są wcale wykluczone.

5. Błędy naszej gospodarki wodnej w ciągu ostatnich 8 lat gnieżdżą się częściowo we wnioskach ankiety 1919 r., a głównie — w wadliwej organizacji instytucyj, tak technicznych, jak i kontrolujących.

6. W celu stworzenia szlaku środkowego, należy jednocześnie wykańczać kanał Katowice — Kraków z portem węglowym w Krakowie, kanalizować odcinek Kraków — Wisłoka, regulować systemem odcinkowym Wisłę Środkową, wraz z budową ulgowo-obwodowego kanału pod Warszawą i wreszcie rekonstruować regulację na Wiśle dolnej; w ten sposób otrzymamy najprędzej oczekiwane korzyści z tego szlaku.

7. Nasze trudne położenie ekonomiczne, nasz zaniedbany stan dróg komunikacji — szczególnie wodnych, obniżający wartość naszych bogactw naturalnych, wreszcie rady i przykłady krajów kulturalnych nakazują nam bezwzględnie rozpocząć niezwłocznie rozbudowę dróg wodnych, zaczynając od szlaku najpotrzebniejszego.

## PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

### HYDROTECHNIKA.

#### Sprawność przewodów kanalizacyjnych o przekroju kołowym.

Pod powyższym tytułem podaliśmy w r. z.<sup>1)</sup> opis doświadczeń Dr. inż. F. Bülowa nad sprawnością przewodu kanalizacyjnego okrągłego przy rozmaitych napełnieniach. Z doświadczeń tych okazało się, że zarówno wzór Kuttera, przyjęty powszechnie przy obliczeniach przewodów, odprowadzających ścieki, jak i inne wzory typu  $v = K \cdot R^b \cdot I^c$  nie mogą dawać dobrych wyników, będąc widocznie już w założeniu błędne, ponieważ, obliczając podług nich, otrzymuje się, że przy niezupełnym napełnieniu przewód odprowadza więcej ścieków, niż przy pełnym. Podane było wówczas porównanie wykresowe wyników doświadczeń i wyniku obliczenia ilości wody przepływającej, oraz prędkości odpływu. F. Bülow nie podał jednak wzoru, podług którego możnaby obliczać przewody kanalizacyjne z możliwą dokładnością.

W ostatnich czasach A. Reuther ogłosił<sup>2)</sup> zasadę nowego wzoru, który po wprowadzeniu jeszcze pewnych uzupełnień powinienby dać wyniki bardzo zbliżone do otrzymanych w praktyce.

Do obliczenia ilości wody, przepływającej w ciągu sekundy, przez odcinek koła o promieniu  $r$  z kątem środkowym  $\alpha$ , wyprowadza A. Reuther wzór:

$$Q = \frac{1}{12} \sin \frac{\alpha}{4} \left( \frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \right) \sqrt{r^3 \pi}, \dots (1)$$

zaś dla średniej prędkości:

$$v_m = \frac{2}{3} \sin \frac{\alpha}{4} \sqrt{r \pi} \dots (2)$$

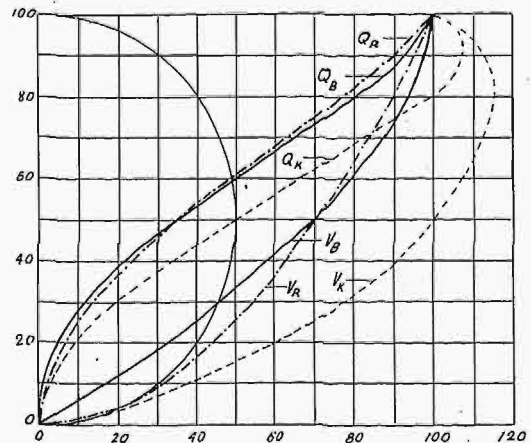
Podobne wzory można wyprowadzić i dla innych przekrojów: prostokąta, trójkąta, trapezu, paraboli i t. d.

Z powyższych wzorów widać, że obwód przekroju jest w nich uwzględniony.

Poniższy wykres wskazuje, jakie odchylenia zjawiają się

przy różnych napełnieniach dla  $Q$  i  $v$ , otrzymanych z doświadczeń i obliczonych (w oryginalnym referacie przytoczone są tylko dane liczbowe). Wykres uzupełniono wartościami  $Q$  i  $v$  podług wzoru Kuttera; dla porównania wielkości  $Q$  i  $v$ , nie trzeba dla danego celu brać pod uwagę współczynnika szorstkości i spadku przewodu.

Z wykresu widać, że krzywe Bülowa i Reuthera dla  $Q$  i  $v$  przecinają się na połowie wysokości pełnego napełnienia. Podług doświadczenia, ilości wody poniżej połowy napełnienia są mniejsze, niż daje równanie (1), a powyżej — wartości większe od obliczonych. Dla prędkości zachodzi oczywiście stosunek taki sam. W każdym razie różnice te są znacznie mniejsze, niż różnice, jakie zachodzą między wzo-



Rys. 1.

rem Kuttera a doświadczeniem. Przy napełnieniu do połowy, w pierwszych dwóch przypadkach otrzymuje się 35% sprawności pełnego napełnienia, a podług Kuttera przy tej wysokości powinno być 50%. Przy napełnieniu 0,9 podług doświadczeń B.—92,6%, podług wzoru R. — 89,7%, zaś wzór K. podaje 106,8%.

Z powyższego możnaby przypuszczać, że dotychczasowe zwykle przyjmowane wzory ruchu wody w przewodach będą zastąpione innymi, których wyniki będą więcej odpowiadały rzeczywistości, niż to ma miejsce obecnie. lg.

<sup>1)</sup> Przegląd Techniczny Nr. 33, str. 716 i 717 (1927 r.).

<sup>2)</sup> Gesundheits Ingenieur, Nr. 6, str. 90—92, (1928 r.).

## METALOZNAWSTWO.

### Przenikanie cyny i lutowia do mosiądzu.

#### Nadgryzanie niektórych metali i stopów przez płynne metale.

#### Przenikanie mosiądzu lutowniczego i innych metali do miękkiej stali.

Powyższe trzy artykuły, omawiające wpływ metali płynnych na inny metal zastalony, zostały opracowane w trzech niezależnych laboratorjach i wykazują, że problem powyższy jest obecnie aktualny. Wszyscy trzej autorzy wychodzą z założenia, że zaobserwowane w praktyce pęknięcie przedmiotów mosiężnych, brązowych i stalowych podczas lutowania jest analogiczne do pęknięć powstających w wyrobach miedzianych i mosiężnych, tłoczonych na zimno i poddanych działaniu rtęci, względnie azotanu rtęci.

O ile przedmioty te posiadają naprężenia wewnętrzne, lub też są obciążone zewnątrz i naprężenia w nich przekraczają pewną wartość krytyczną, to przedmioty te pękają, jeżeli czas działania odczynnika nadgryzającego jest dostateczny w danych warunkach co do naprężeń. We wszystkich wypadkach (z wyjątkiem bardzo nielicznych) pęknięcia te przebiegają wzdłuż granic kryształów, tak jak przy wspomnianem „season cracking” mosiądzu, a nie przez kryształy, jak to ma zwykle miejsce.

Wytworzone szczeliny były wypełniane metalem roztopionym, i wszyscy autorzy są zdania, że właśnie przenikanie tego płynnego metalu powoduje pęknięcie; jednakże koniecznym warunkiem tego przenikania jest istnienie naprężeń.

Autor pierwszej pracy, Miller, stawia wnioski następujące:

1) Zjawisko pęknięcia wyrobów mosiężnych, zanurzanych do roztopionej cyny lub lutowia, wykazuje analogię ze zjawiskiem „season cracking” i przenikaniem rtęci pomiędzy kryształy mosiądzu.

2) Pęknięcia przechodzą z reguły pomiędzy kryształami, a wyjątkowo tylko przez kryształ.

3) Pęknięcie jest wynikiem naprężeń. Pęknięcia nie zdarzały się nigdy, gdy było wiadomo, że wszelkie naprężenia są usunięte.

4) Próby na rozrywanie wykazały, że dla wywołania pęknięcia mosiądzu w płynnej cynie lub lutowiu, naprężenie musi być znacznie wyższe, niż przy rtęci. Temperatura roztopionego metalu odgrywa pewną rolę.

5) Wyroby przemysłowe, pękające w roztopionym lutowiu, muszą się znajdować w stanie ogromnego naprężenia, tak że podczas pracy mogłyby łatwo pękać.

Dla uniknięcia skłonności do pęknięcia podczas lutowania (cynowania), należy przy wyrobie tych przedmiotów zwrócić uwagę, aby wewnętrzne naprężenia, powstałe przez niezupełnie odpowiednią obróbkę na zimno, nie były zbyt wielkie, względnie poddawać je wyżarzaniu przy niskiej temperaturze.

Hartley (2), który badał wpływ ciekłej cyny i dwóch typów lutowia cynowych na druty miedziane i mosiężne (80/20, 70/30, 64/36 i 61/39), stwierdza:

1) Przy pewnej temperaturze wytwarza się pewna ilość pęknięć i szczelin, których ilość jest mniejsza przy większym obciążeniu, niż przy mniejszym, ale długość (głębokość) jest większa.

2) Cyna działa na powyższe materiały szybciej i przy niższych naprężeniach niż lutowia.

3) Szczeliny są wypełnione niebieskavo-szarawą substancją.

4) Pęknięcia przechodzą zwykle przez granice kryształów, i wyjątkowo tylko poprzez kryształy. W materiale drobnoziarnistym, jaki był do dyspozycji (miedź i mosiądz 80/20) charakter pęknięć jest międzykryształiczny, ale dokładne stwierdzenie tego było niemożliwe z powodu drobnego ziarna.

5) W mosiądzach  $\alpha\beta$  szczeliny koło kryształów  $\alpha$  są szerokie, koło  $\beta$  — wąskie.

6) W mosiądzach  $\alpha\beta$  szczeliny te przebiegają wzdłuż granic oddzielających kryształy.

7) Pęknięcia (z wyjątkiem miedzi), skierowane są pionowo do kierunku walcowania (wgiąb) drutów.

Autor przyznaje, że praca powyższa nie wystarcza do wyciągnięcia ostatecznych wniosków o przyczynach tego pęknięcia i jego mechanizmie.

Wypowiada przypuszczenie, że przyczyną nadgryzania granic kryształów są nieznaczne zanieczyszczenia, istniejące we wszystkich metalach technicznych.

Genders (autor 3-ciej z cytowanych prac), zajął się zbadaniem przyczyn pęknięcia nagrzonej stali miękkiej, zmoczonej roztopionym mosiądzem, pod wpływem nawet małych naprężeń. Zjawisko to spotyka się bardzo często przy lutowaniu konstrukcyj z rur i prętów stalowych, gdy się chce zająć lub zmienić trochę kształt rozgrzanej stali, pokrytej jeszcze płynną warstwą lutowia mosiężnego.

Praca powyższa nie daje jednak możliwości wyświetlenia zjawiska. Stwierdza tylko, że:

1) Przenikanie miedzi i mosiądzu do nagrzonej stali jest międzykryształiczne i podobne z charakteru do przenikania do innych metali, będących w stanie naprężenia i poddanych działaniu niektórych środków trawiących. Cynk, cyna i lutowia cynowe nie wywołują tego pęknięcia w stali.

2) Zachowanie się stali i innych metali wykazuje, że pęknięcie ich pod wpływem niewielkich naprężeń jest wynikiem przenikania czynników trawiących, a nie „słabości” międzykryształicznej.

Autor wypowiada przypuszczenie, że podobnie jak przy niektórych metalach, wystawionych na działanie gazów lub płynów, istnieją w stali jakieś czynniki przyspieszające, które powodują nadzwyczaj wielką szybkość przenikania.

Obszerna dyskusja, obejmująca 18 str. druku, rozwinięta na tle tych referatów, podkreśla wielkie zainteresowanie tą sprawą i jej jeszcze niezupełne wyjaśnienie. (J. Inst. Met. 1927, I, str. 183—240).

W. Ł.

### Układ magnez-kadm.

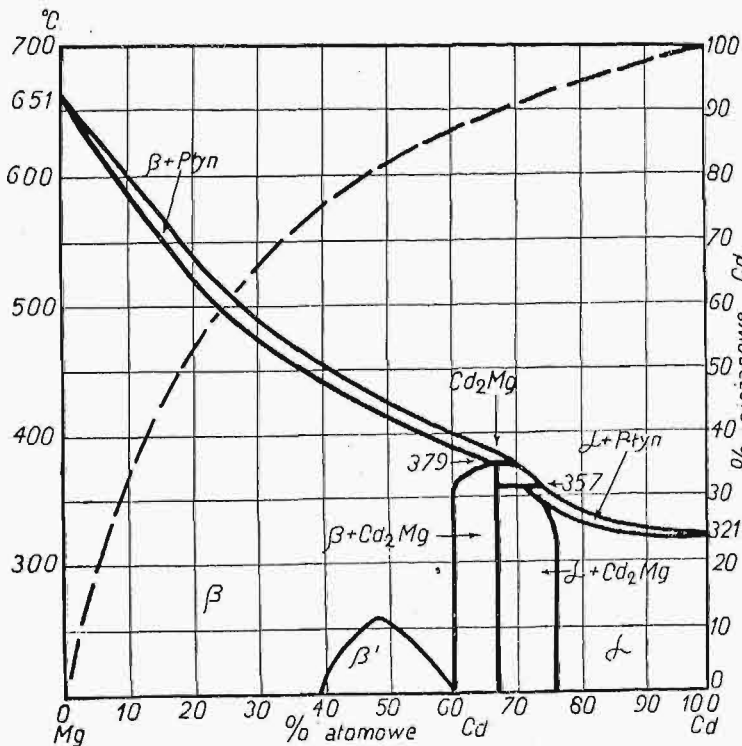
Dotychczasowy układ magnez-kadm wykazywał istnienie ciągłego roztworu stałego, przyczem w punkcie odpowiadającym związkowi chemicznemu  $MgCd$ , likidus i solidus stykały się. Dopiero przy niższych temperaturach ( $<250^{\circ}C$ ) wydzieliał się z tego roztworu stałego związek powyższy, tworząc z poprzednim roztworem nowy roztwór stały.

Wyniki omawianej pracy podane są obok na rys. 1.

Z wykresu tego widać, że po stronie kadmu mamy roztwór stały  $\alpha$ , który przy temperaturze  $357^{\circ}$  tworzy perytektyle z związkiem chemicznym  $MgCd_2$ . Związek ten rozkłada się przed osiągnięciem swej temperatury topienia, dając roztwór stały  $\beta$  (bogaty w magnez)

Ten roztwór stały  $\beta$  istnieje aż do czystego magnezu.

Przy niższych temperaturach roztwór  $\beta$  przechodzi w roztwór  $\beta'$ , ale natura tej przemiany nie została ustalona przez autorów, stwierdzono tylko, że maximum tej krzywej przemiany leży przy 54% atom. kadmu, a nie przy związku chemicznym  $MgCd$ , który wobec tego nie istnieje.



Rys. 1.

Dotychczasowe błędne wyniki przypisują autorzy nieosiągnięciu stanu równowagi przez swych poprzedników, z powodu nadzwyczaj powolnego przebiegu reakcji w tych stopach.

Techniczne zastosowania mogą mieć tylko te stopy, które nie zawierają drobnych ilości kruchej i łatwo utleniającego się składnika, występującego pomiędzy 24 a 40% atom. (6,5—12,7% ciężar.) magnezu. (Hume-Rothery i Rowell, J. Inst. Met., 1927, II, str. 137—156).

W. Ł.

**TECHNIKA CIEPLNA.**

**Przenikanie ciepła przez opłomki.**

W jednej z siłowni amerykańskich przeprowadzono obszernie badania przenikania ciepła przez ścianki małego kotła parowego, specjalnie zbudowanego do prób i opalanego gazem. Stwierdzono, że przenikanie ciepła zależy od prędkości gazów, różnicy temperatur wody i gazów, ciśnienia pary i temperatury gazów. Przenoszenie ciepła przez przewodnictwo i konwekcję było naogół, przy stosunkowo niskich temperaturach średnich (500—600°), trochę wyższe, niż przenoszenie przez promieniowanie. Ogólna ilość przenieszonego ciepła wynosiła, zależnie od temperatury, ciśnienia pary, prędkości gazów i t. d., od 28 do 40  $Kal/m^2h$  °C. (Engg. t. 145, 1928., str. 165—166).

**Parociąg dalekonosny.**

Papiernia Bird & Son w East Walpole (St. Zjedn.) posiadała dwie kotłownie, oddalone od siebie o 1,4 km. W

r. 1925, z powodu wciąż wzrastających cen ropy, zdecydowano unieruchomić jeden z tych dwu kotłów i wybudować przewód parowy pomiędzy obydwiema kotłowniami, zasilany z jednego tylko kotła. Wobec dobrej izolacji parociągu i możliwie prostolinjowego jego kształtu, straty ciepła i ciśnienia wypadły stosunkowo małe. Para nasyciona, wytwarzana w jednej kotłowni, o prężności 11,5 at, po przejściu 1400 m parociągu, pozostawała jeszcze prawie suchą (3,5% wilgoci). Uzyskane tą drogą dotychczas oszczędności wyniosły w ciągu 28 mies. ok. 630 000 zł. Instalacja pracuje bez zarzutu i będzie w ciągu r. b. całkowicie zamortyzowana. (Power. t. 67, 1928. str. 141—143).

**Możliwe czynniki robocze silników parowych.**

Dążenie do dalszego podniesienia sprawności silnika parowego, oparte na znanym fakcie, iż sprawność obiegu teoretycznego (Carnot'a) wyraża się stosunkiem  $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$ , a więc jest tem większa, im wyższa jest górna oraz im niższa dolna granica temperatur obiegu, prowadzi do wysiłków w kierunku zastosowania coraz wyższych temperatur dolotowych, wzgl. wyzyskania ciepła skraplania czynnika odlotowego. Na tem tle, jak wiadomo, powstały pomysły zastosowania obiegów dwu lub wieloczynnikowych, np. wprowadzenie kotła i turbiny rębciowej, jako dodatkowego do obiegu na parę wodną\*) i t. d. W ostatnich czasach próbowano zastosować w tym celu również tlenek dyfenilu, amonjak, kwas siarkowy i in. tworzywa.

Rozważając możliwości podwyższenia sprawności silnika parowego na tej drodze, stwierdza autor, że silniki dwuczynnikowe: tlenek dyfenilu — para wodna, wykazują niewiele zalet pod względem termicznym, w porównaniu z silnikami jednoczynnikowymi, natomiast silniki układu para tęci — para wodna — o wiele więcej. Atoli względy praktyczne ruchu tych urządzeń i gospodarcze nie pozwalają na przewidywanie szerszego zastosowania maszyn wieloczynnikowych w dzisiejszym stanie techniki. Jedyne dla maszyn przeciwpłynnych mogłyby wchodzić w rachubę układy o wysokiej temperaturze czynnika dolotowego. (Arch. für Wärmew., t. 9, 1928. str. 75—79).

**Listy do Redakcji.**

W pracy p. Fr. Szelągowskiego, inż. dróg i mostów (dod. bezpł. do Nr. 51 Przegl. Techn. z r. 1927) znajduje się końcowy ustęp — zwłaszcza przedostatnie zdanie — które może mniej z poruszoną kwestją „Wpływu siły krytycznej na stałość prętów” obeznanego czytelnika wprowadzić w błąd. Zdanie odnośne brzmi: „Również pojęcie obciążenia krytycznego nie ma miejsca”. Nie wiadomo — w najlepszym razie — jak je rozumieć. Zdaje mi się, że powodem tego jest nieuwzględnienie przez Sz. Autora wyczerpujących prac, dotyczących tego zagadnienia, a mianowicie rozprawy Inż. Obrębowicza „O wytrzymałości prętów na wyboczenie” (Rozpr. Polsk. Akad. Umiej., tom XIV, Kraków 1885, dalej znanego podręcznika Teorii Sprężystości A. D. H. Love (niem. wydanie 1907) § 262, § 263, rysunki 48—56, § 264 ostatnie zdanie, § 265, § 268 koniec, gdzie Love wyraźnie wskazuje na te zagadnienia, które nie są jasno rozwiązane i daje odpowiedni przykład w § 272 e. Sądząc, że po przejrzaniu wskazanych wyżej miejsc Sz. Autor uzu-

\*) Przegl. Techn. 1924, str. 166.

pełni i wyjaśni swoje wnioski. Obszerna literatura podana jest u Mayer'a: Knickfestigkeit, Berlin 1921, Springer. Co do zwalczanych przez Sz. Autora poglądów, mogą przytoczyć jeszcze — oprócz podanych u Mayer'a — późniejsze rozprawy „obrońcy wzoru Euler'a”: H. Zimmermann'a, publikowane w sprawozd. z posiedz. Pruskiej Akademii Umiej. 1921. XLV i LI.

Kazimierz Franciszek Vetulani.

### Odpowiedź.

Przy rozpatrywaniu wielu zagadnień technicznych, korzysta się z przybliżonego równania gięcia w tem założeniu, że przesunięcia, zachodzące pod wpływem obciążenia zewnętrznego, są niezmiernie małe. Istnieją jednakże pewne zagadnienia, w zastosowaniu do których przybliżone równanie gięcia przestaje być słuszne, np. w wypadku mimośrodkowego ściskania cienkiego pręta, oraz w wypadku jednoczesnego ściskania pręta, wraz ze zginaniem siłą skupioną, o których mowa w wyżej umieszczonej notatce. Rozpatrzmy więc z początku pierwsze z nich, t. j. wypadek, gdy siła ściskająca cienki pręt działa na pewnym mimośrodku. Z fizycznego punktu widzenia, o jakiegokolwiek sile krytycznej tutaj mowy być nie może, gdyż samo pojęcie siły krytycznej jest związane z przejściem jednego stanu równowagi w drugi. (W danym wypadku chodziłoby o wartości siły krytycznej, której odpowiadałoby przejście prostolinijowego kształtu pręta, w krzywolinjowy). Ponieważ jednak siła ściskająca  $P$  działa na mimośrodku  $r$ , to wydłużenie włókien, które jest rzędu  $\frac{Pr^2}{EJ}$ , a powstałe na skutek działania momentu gnącego  $Pr$ , może być liczebnie dwa lub trzy razy większe od skrócenia się pręta  $\frac{P}{Ew}$ <sup>1)</sup>. Zatem moment gnący już zgina pręt, chociaż wartość samej siły ściskającej jest daleko mniejsza od wartości siły krytycznej rozpatrywanego pręta. Otrzymujemy więc odrazu krzywolinjową postać równowagi. O sile krytycznej mowy być nie może. Słusznie więc twierdzi prof. H. Czopowski<sup>2)</sup>, że „wartość” siły Eulerowskiej przy obciążeniu mimośrodkowym nie stoi w żadnym związku z wytrzymałością pręta, a jedynie w tym razie miarodajną wielkością jest wielkość mimośrodu”. I doświadczenia przeprowadzane z prętami na wyboczenie były zamącone istnieniem mimośrodów, przeto i wykresy empiryczne w pobliżu granicy Eulera powinny być zgodne z wynikami teoretycznymi, a nie mieć wyglądu krzywych asymptotycznych, opartych instynktownie na podstawie niesłusznych wyników, otrzymanych z przybliżonego równania gięcia, że przy granicy Eulera siła wywołuje nawet przy bardzo małym mimośrodku, nieskończenie duże wygięcie pręta<sup>3)</sup>. Że przybliżone równanie gięcia w takich wypadkach daje niezgodne wyniki, może posłużyć fakt przy-

toczony przez prof. Bertrand de Fontviolant w prostym wypadku wyboczenia pręta<sup>4)</sup>: „On voit que la valeur de la flèche déduite dans la théorie abrégée est bien inférieure à celle trouvée dans la théorie complète: elle est moitié moindre. Ceci provient de ce que la relation  $y'' = -\frac{M}{EJ}$  qui est à base de la théorie abrégée n'est pas suffisamment approchée”. Odkształcona pręta pracującego na wyboczenie nie jest sinusoidą<sup>5)</sup>, i różnica między wynikiem ścisłym a przybliżonym jest zbyt wielka, ażeby można było uważać sinusoidę, jako pierwsze przybliżenie krzywej sprężystej.

Tak samo błędne wyniki daje przybliżone równanie gięcia w drugim wypadku, na wstępie wspomnianym, t. j. w wypadku jednoczesnego ściskania wraz ze zginaniem siłą skupioną, działającą w środku danego pręta. Tutaj również, przeprowadzając rozumowanie analogicznie do poprzedniego, przychodzimy do wniosku, że odkształconym stanem równowagi pręta jest kształt krzywolinjowy, bez względu na jakąkolwiek wartość skończoną siły ściskającej. Zatem pojęcie obciążenia krytycznego i w tym wypadku nie ma miejsca. A że wyniki cytowane przez różnych autorów i otrzymane z przybliżonego równania gięcia są niesłuszne, wynika

to stąd, że w wyrażeniu na krzywiznę<sup>6)</sup> pręta  $\frac{1}{\rho} = Ax + By$  (w danym wypadku, usunąwszy wyraz  $y'^2$ , nie jest się w stanie otrzymać wpływu siły ściskającej, gdyż wtedy, przesądając zgóry przesunięcia nieskończenie małe, z matematycznego punktu widzenia należałoby również wyraz nieskończenie mały  $By$  pominąć, wobec skończonego wyrazu  $Ax$ . Chcąc otrzymać wyniki ścisłe, należy użyć wzoru ścisłego, ważnego i dla przesunięć skończonych. Należy wtedy zamiast  $y''$  napisać  $\frac{1}{\rho}$  a oba wyrazy równości będą skończone. Nieprawdziwość wyniku otrzymanego z przybliżonego równania gięcia przeczuwał dziwnie już A. Föppl, pisząc<sup>7)</sup>: „Die Biegungsbelastung ändert also in diesem Sinne nichts an der kritischen Belastung auf zerknicken, die ebenso gross bleibt, als wenn Q nicht vorhanden wäre. Dieser Schluss ist aber mit Vorsicht aufzunehmen...”

Z powyżej przytoczonych motywów należy przyjść do wniosku, że miarą wytrzymałości pręta, obciążonego siłą osiowo ściskającą  $P$  i gnącą  $Q$ , jest wartość naprężenia

$$\sigma = \frac{P}{w} \pm \frac{M_s}{W}$$

zamiast często używanego wzoru, teoretycznie niczem nieuzasadnionego,

$$\sigma = \frac{P}{w \cdot \varphi} \pm \frac{M}{W}$$

gdzie  $\varphi$  jest to spódczynnik zmniejszający na wyboczenie.

F. Szelański.

<sup>1)</sup> A. E. H. Love. „Lehrbuch der Elastizität”. tłum. niem. 1907 r. § 266, str. 469.

<sup>2)</sup> H. Czopowski. „Słów kilka o wyboczeniu sprężystem”. Czasopismo techniczne 1924 r.; „Warunki fizyczne powstawania wyboczenia sprężystego”. Sprawozdania i prace Warszawskiego Towarzystwa Politechnicznego. 1924 r. Nr. 8.

<sup>3)</sup> Dr. Ing. Rudolf Mayer. „Die Knickfestigkeit”. 1921 r., str. 11 i wielu innych.

<sup>4)</sup> Bertrand de Fontviolant. „Résistance des matériaux”. Paris. 1927 r., str. 225.

<sup>5)</sup> D. B o b y l e w. „Hydrostatika i Teorja Úprugosti”. 1886 r.

<sup>6)</sup> Prof. St. Miller. „O kursie Wytrzymałości Materiałów prof. S. Timoszenki w przekładzie prof. M. Hubera”. Czasopismo Techniczne. 1923 r.

<sup>7)</sup> A. Föppl. „Festigkeitslehre”. Tom III, 1914 r.

POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE STANDARDISATION

T R E Ś Ć :

W sprawie projektu normalizacji nitów.  
Projekty norm nitów.

WARSZAWA

4 KWIETNIA  
1928 r.

S O M M A I R E :

Sur le projet polonais de la normalisation des rivets.  
Projets des normes polonaises des rivets.

W sprawie projektu normalizacji nitów.

Podkomisja Nitów i Nitowań, istniejąca przy Komisji „Części Maszyn”, rozpoczęła właściwą swoją działalność od chwili objęcia jej przewodnictwa przez p. inż. T. Geritza (Zakłady Ostrowieckie), to zn. od marca 1927 r.

Jako wytyczne prac podkomisji, przyjęto opracowanie przede wszystkim normalizacji nitów. Przytem opracowanie norm podzielono na dwa referaty: jeden — obejmujący nity od 10 — 37 mm — powierzono p. Radwanowi (Zakł. Ostrowieckie), drugi — „nity drobne do 10 mm” podjęły się opracować Zjednoczone Fabryki Śrub. Sprawę opracowania norm nitowań odłożono na czas późniejszy, jako sprawę ogromnie zawiłą, wymagającą przeprowadzenia dłuższych badań nad obecnymi sposobami nitowań oraz zebrania odpowiedniego materiału. Dotychczas żaden komitet normalizacyjny nie wydał norm nitowań.

W toku prac podkomisji ustalono zasadę, że polskie normy nitów nie powinny odbiegać od norm innych krajów, a jednocześnie winny uwzględniać dezyderaty przedstawicieli przemysłu polskiego.

Z układów norm komitetów zagranicznych przyjęto układ europejski, t. j. milimetrový, zgodnie z dążeniami Polski, jak zresztą i wszystkich krajów europejskich, do przejścia zupełnego na system metryczny. Pod względem formy zewnętrznej i redakcji, postanowiono wzorować się na normach szwajcarskich, ponieważ normy te zostały wydane najpóźniej, a tem samem uniknęły błędów i niedogodności norm wcześniejszych.

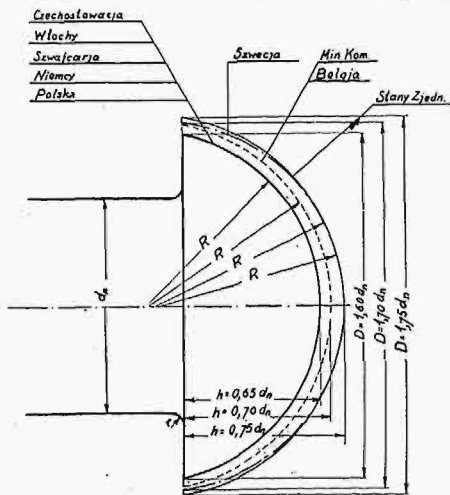
Normami objęto nity o średnicy od 10 mm do 37 mm, uważając, że nity o  $\varnothing$  8 mm należy odnieść do nitów drobnych, a nity wyżej 37 mm spotykane są jedynie w normach niemieckich, a w praktyce prawie zupełnie nie mają zastosowania. Zgodnie z normami wydanymi przez Niemcy, Szwajcarię, Czechosłowację, Włochy i Szwecję, ustalono stopniowanie średnic nitów co 3 milimetry, a to w tym celu, aby nie odbiegać od norm, które mają wszelkie szanse stania się normami międzynarodowymi. Przez International Standard Association została już utworzona Komisja dla uzgodnienia i opracowania norm nitów; przewodnictwo jej powierzono Komitetowi Szwajcarskiemu. Należy się spodziewać, iż prace swe rozpocznie ona już w jesieni roku bieżącego.

Tolerancje średnic nitów przyjęto według norm niemieckich i szwajcarskich, to znaczy dla średnic 10 do 22 mm  $+0,3$  i  $-0,1$ , a dla średnic 25 do 37 mm  $+0,5$  i  $-0,1$ .

Nity podzielono na dwa rodzaje: nity mostowe o średnicy główki  $D = 1,6 d_n$  (średnica nita) i nity kotłowe o średnicy główki  $D = 1,8 d_n$ .

Propozycję niektórych członków podkomisji wprowadzenia jednego typu nita o średnicy główki  $D = 1,7 d_n$ , wzorem Stanów Zjednoczonych, odrzucono, bo:

1) w konstrukcjach żelaznych, nie wymagających uszczelnień, pracuje tylko sworzeń nita, więc niema racji obciążać zbyteczną wagą zwiększonej główki nita, co ma szczególne znaczenie w konstrukcjach mostowych;



Rys. 1. Porównanie kształtu główek nitów mostowych.

TABELA I. Porównanie kształtu główek nitów mostowych (p. rys. 1).

	AESC	ABS	SMS	CSN	UNIM	DIN	VSM	M. K.	PN projekt
	St. Zjedn.	Belgia	Szwecja	Czechost.	Włochy	Niemcy	Szwajcaria		
D	1,75 $d_n$	1,70 $d_n$	1,7—1,6 $d_n$	1,65—1,55 $d_n$	1,60 $d_n$	1,60 $d_n$	1,60 $d_n$	1,7 $d_n$	1,60 $d_n$
h	0,75 $d_n$	0,70 $d_n$	0,75 $d_n$	0,65—0,62 $d_n$	0,65 $d_n$	0,65 $d_n$	0,65 $d_n$	0,7 $d_n$	0,65 $d_n$
R		0,87 $d_n$		0,85—0,80 $d_n$	0,82 $d_n$	0,82 $d_n$	0,82 $d_n$	0,87 $d_n$	0,82 $d_n$
r		1—1,5 mm	0,5 mm	1 mm	0,05 $d_n$	0,05 $d_n$	0,05 $d_n$		0,05 $d_n$

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 lipca 1928 r.  
Polskie Normy.

# Nity.

## Rodzaje i wymiary

**PN**  
G—1101  
Projekt

Nity		Nity	Nity
kotłowe	mostowe	zagłęb. płaskie	zagłęb. wypukłe
PNG — 1105	PNG — 1104	PNG — 1106	PNG — 1107

Rodzaje nitowania (główki nitów z lewej strony)

Z a k ó w k i	kul. kotłowe			
	kul. mostowe			
	zagł. płaskie			
	zagł. wypukłe			
		PNG — 1108	PNG — 1114	PNG — 1118
		PNG — 1111	PNG — 1115	PNG — 1119
		PNG — 1109	PNG — 1112	PNG — 1116
		PNG — 1110	PNG — 1113	PNG — 1117
				PNG — 1120
				PNG — 1121

Średn. nita d	Nity														Średnica otworu d <sub>1</sub>	Średn. nita d
	D	h	R ~	r	a	t	D <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	R <sub>1</sub> ~	D <sub>2</sub>	α	h <sub>2</sub>	R <sub>2</sub> ~	w		
10	18	7	9,5	1	2,8	16	6,5	8	15,4	75°	3,5	20,5	1,5	11	10	
13	23	9	12	1,5	5,5	21	8,5	11	20,5	60°	6,5	27	2	14	13	
16	30	12	15,5	2	7	26	10	13,5	25	60°	8	32,5	2,5	17	16	
19	35	14	18	2	8,5	30	12	15,5	30	60°	9,5	39	3	20	19	
22	40	16	20,5	2	10	35	14	18	34,5	60°	11	44	3,5	23	22	
25	45	18	23	2,5	11,5	40	16	20,5	39,5	60°	12,5	51	4	26	25	
28	50	20	25,5	3	13	45	18	23	44	60°	14	54,5	4,5	29	28	
31	55	22	28	3	14,5	50	20	25,5	49	60°	15,5	62,5	5	32	31	
34	60	24	30,5	3,5	16	55	22	28	53,5	60°	17	66	5,5	35	34	
37	67	26	34,5	4	17,5	60	24	30,5	58,5	60°	18,5	74,5	6	38	37	

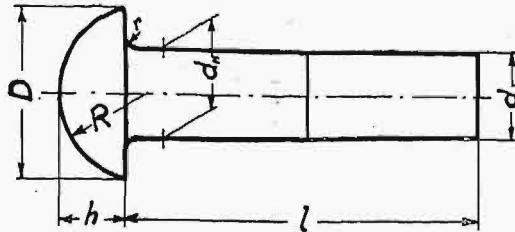
Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 lipca 1928 r.  
Polskie Normy

# Nity mostowe.

PN  
N—1104  
Projekt

Promień zaokrąglenia podgłówka  $r = 0,05 d_n$ .  
Średnica otworu nitowego  $d_0 = d_n + 1$  mm.



Znakowanie nita mostowego o średnicy 19 mm i długości 50 mm:  
Nm 19X50 PNG—1104.

$d_n$	D	h	R ~	$d_0$	d ł u g o ś ć l																		
					12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45		
10	16	6,5	8	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45		
13	21	8,5	11	14	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48		
16	26	10	13,5	17	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52		
19	30	12	15,5	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58		
22	35	14	18	23	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62		
25	40	16	20,5	26	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70		
28	45	18	23	29	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75		
31	50	20	25,5	32	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90		
34	55	22	28	35	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100		
37	60	24	30,5	38	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100	105	110	115		

- Średnicę nita mierzy się w odległości 5 mm od główki.
- Stożek trzpienia przy przejściu od średnicy  $d_n$  do średnicy  $d_z$  może mieć maximum 50 mm długości.
- Obliczenia nitów dokonywa się według otworu nitowego  $d_0$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się według średnicy nita  $d_n$ .

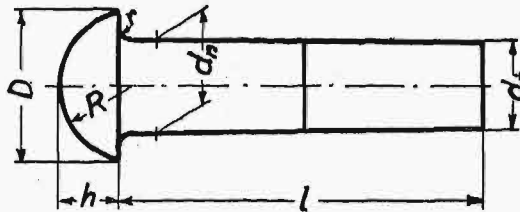
Uwaga: Warunki techniczne dostawy materiału nitowego i nitów, oraz tolerancje — patrz tablicę PNG—1102.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 lipca 1928 r.  
Polskie Normy.

# Nity kotłowe.

PN  
G — 1105  
Projekt

Średnica otworu nitowego  $d_o = d_n + 1$  mm.



Znakowanie nita kotłowego o średnicy 19 mm i długości 50 mm:  
Nk 19 X 50 PNG—1105.

$d_n$	D	h	R~	r	$d_o$	d ł u g o ś ć l																			
						12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45			
10	18	7	9,5	1	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45			
						48	50	52	55	58	60														
13	23	9	12	1,5	14	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48			
						50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75									
16	30	12	15,5	2	17	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52			
						55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90								
19	35	14	18	2	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58			
						60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100	105	110	115					
22	40	16	20,5	2	23	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62			
						65	68	70	72	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135			
25	45	18	23	2,5	26	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70			
						72	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145				
28	50	20	25,5	3	29	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75			
						80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155				
31	55	22	28	3	32	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90			
						95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170				
34	60	24	30,5	3,5	35	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100			
						105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180				
37	67	26	34,5	4	38	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100	105	110	115			
						120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180							

- Średnicę nita mierzy się w odległości 5 mm od główki.
- Stożek trzpienia przy przejściu od średnicy  $d_n$  do średnicy  $d_z$  może mieć maximum 50 mm. długości.
- Obliczenia nitów dokonywa się według otworu nitowego  $d_o$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się według średnicy nita  $d_n$ .

Uwaga: Warunki techniczne dostawy materiału nitowego i nitów, oraz tolerancje — patrz tablicę PNG — 1102.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.

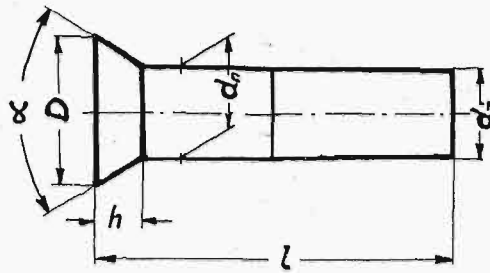


Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 lipca 1928 r.  
Polskie Normy

# Nity zagłębione płaskie.

PN  
G—1106  
Projekt

Średnica otworu nitowego  $d_0 = d_n + 1$  mm



Znakowanie nita zagłębionego płaskiego o średn. 19 mm i długości 50 mm: Nzp 19×50 PNG—1106.

$d_n$	$D$	$h$	$\alpha$	$d_0$	długość $l$																		
10	16	4	75°	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45		
					48	50	52	55	58	60													
13	20.5	6.5	60°	14	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48		
					50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75								
16	25	8	60°	17	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55		
					58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90								
19	30	9.5	60°	20	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65		
					68	70	72	75	80	85	90	95	100	105	110								
22	34.5	11	60°	23	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72		
					75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130							
25	39.5	12.5	60°	26	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75		
					80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145					
28	44	14	60°	29	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80		
					85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160			
31	49	15.5	60°	32	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90		
					95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170			
34	53.5	17	60°	35	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100		
					105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180			
37	58.5	18.5	60°	38	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100	105	110	115		
					120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180						

- Średnicę nita mierzy się w odległości 5 mm od główki.
- Stożek trzpienia przy przejściu od średnicy  $d_n$  do średnicy  $d_s$  może mieć maximum 50 mm długości.
- Obliczenia nitów dokonywa się według otworu nitowego  $d_0$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się według średnicy nita  $d_n$ .

Uwaga: Warunki techniczne dostawy materiału nitowego i nitów, oraz tolerancje — patrz tablicę PNG—1102.

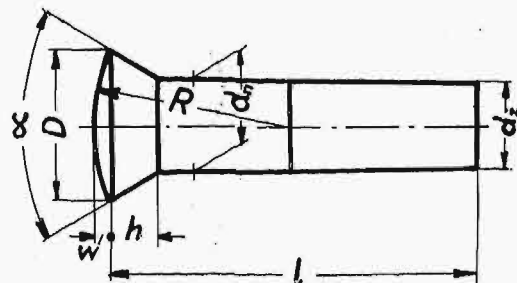
Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elekoralna 2. Copyright by P. K. N.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 lipca 1928 r.  
Polskie Normy.

# Nity zagłębione wypukłe.

PN  
G—1107  
Projekt

Średnica otworu nitowego  $d_o = d_n + 1$  mm.



Znakowanie nita zagłębionego wyp. o średnicy 19 mm i długości 50 mm:  
Nzw 19×50 PNG—1107.

d <sub>n</sub>	D	h	W~	R~	α	d <sub>o</sub>	d ł u g o ś ć l																
							12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45
10	16	4	1,5	22	75°	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45
13	20,5	6,5	2	27	60°	14	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48
16	25	8	2,5	32,5	60°	17	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55
19	30	9,5	3	39	60°	20	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65
22	34,5	11	3,5	44	60°	23	34	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72
25	39,5	12,5	4	51	60°	26	36	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75
28	44	14	4,5	54,5	60°	29	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80
31	49	15,5	5	62,5	60°	32	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90
34	53,5	17	5,5	66	60°	35	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100
37	58,5	18,5	6	74,5	60°	38	55	58	60	62	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100	105	110	115

1. Średnicę nita mierzy się w odległości 5 mm od główki.
2. Stożek trzpienia przy przejściu od średnicy  $d_n$  do średnicy  $d_z$  może mieć maximum 50 mm długości.
3. Obliczenia nitów dokonywa się według otworu nitowego  $d_o$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się według średnicy nita  $d_n$ .

Uwaga: Warunki techniczne dostawy materiału nitowego i nitów, oraz tolerancje — patrz tablicę PNG — 1102.

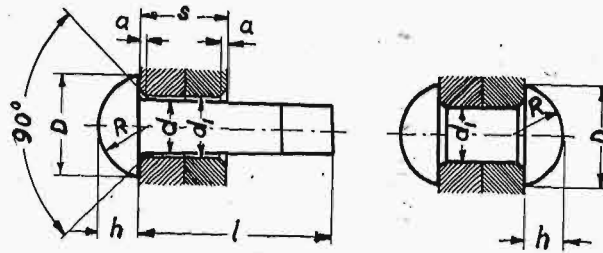
Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 lipca 1928 r.

# Nity kotłowe.

Tablice długości nitów w zależności od grubości nitowania.  
Główka nita kulista — Zakówka nita kulista.

PN  
G—1108  
Projekt



Znakowanie nita  
dla otworu nitow.  $\varnothing$  20 mm  
i grubości nitow. 34 mm:  
Nk 19 X 75 PNG—1108.

Średnica otw. $d_1$ . . .	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
Średnica główki $D$ . . .	18	23	30	35	40	45	50	55	60	67
Wysokość główki $h$ . . .	7	9	12	14	16	18	20	22	24	26
Promień główki $\sim R$ . . .	9,5	12	15,5	18	20,5	23	25,5	28	30,5	34,5
Zagłębienie $a$ . . . . .	1	1,5	2	2	2	2,5	3	3	3,5	4
Średnica nita $d$ . . . . .	10	13	16	19	22	25	28	31	34	37

$d_1$	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38	$d_1$	20	23	26	29	32	35	38	
7	24																		
8	26																		
9	28																		
10	28	32									62	110	110	110	115	115	120	125	
11	30	32									64	110	110	115	115	120	120	125	
12	30	34									66	115	115	115	120	120	125	130	
13	32	34									68	115	115	120	120	125	125	130	
14	34	36	45								70	120	120	120	125	125	130	135	
15	34	38	45								72	120	120	125	125	130	130	135	
16	36	38	48								74	125	125	125	130	130	130	140	
17	38	40	48	52							76	125	125	130	130	130	135	140	
18	38	40	50	55							78	130	130	130	135	135	135	145	
19	40	42	50	55							80	130	130	135	135	135	140	145	
20	40	42	52	58							82	135	135	135	140	140	140	145	
22	42	45	55	60	62						84	135	135	140	140	140	145	150	
24	45	48	58	62	65						86	140	140	140	140	145	145	150	
26	48	50	60	65	65	70					88	140	140	140	145	145	150	155	
28	50	52	62	65	68	72					90	145	145	145	145	150	150	155	
30	55	55	65	68	70	75					92	150	145		150	150	155	160	
32	55	58	65	72	75	75	80				94		150		150	155	155	160	
34		60	68	75	75	80	80				96		150		155	155	155	165	
36		62	70	75	85	80	85				98		150		155	155	160	165	
38		65	75	80	80	85	85	90			100		155		160	160	160	165	
40		68	75	80	85	85	90	90			102		155		160	160	165	170	
42		70	80	85	85	90	90	95			104		160		160	165	165	170	
44		72	80	85	90	90	95	95	100		106		160			165	170	175	
46		75	85	90	90	95	95	100	100		108		165			170	170	175	
48			85	90	95	95	100	100	105		110		165			170	175	180	
50			90	95	95	100	100	105	105	110	112		170				175	180	
52			90	95	100	100	105	105	110	115	114		170				175	185	
54				100	100	105	105	105	110	115	116		175				180	185	
56				100	105	105	105	110	110	120	118		175				180	185	
58				105	105	105	110	110	115	120	120		180					190	
60				105	105	110	110	115	115	125	122		180					190	
Grubość nitow. S	Długość nita $l$										Grubość nitow. S	Długość nita $l$							

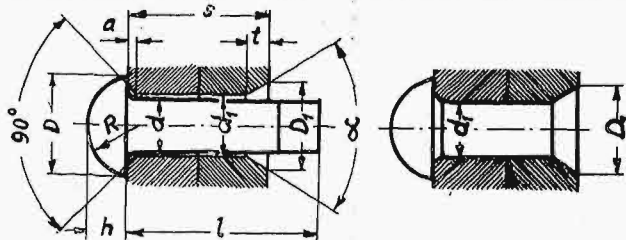
Długości nitów  $l$  są obliczone i zaokrąglone zgodnie z normą PNG 1105. Są one miarodajne dla nitowania maszynowego. Przy innych sposobach nitowania są możliwe odchylenia w długościach nitów. Obliczenia nitów dokonywa się według otworu nitowego  $d_1$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się według średnicy nita  $d$ . Oznaczenie nitów patrz tablicę PNG 1101. Tworzywo patrz tablicę PNG 1102. Grubość blachy winna być zawsze większa niż zagłębienie główki nie mniej niż o 0,5 mm. Unikać należy nitowania o grubości mniejszej niż  $2(t+0,5)$  mm. Nitowanie takie dopuszczalne jest jedynie przy różnej grubości blach, przyczem grubsza otrzymuje zagłębienie.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 lipca 1928 r.

# Nity kotłowe.

Tablica długości nitów w zależności od grubości nitowania.  
Główka nita kulista — Zakówka nita zagłębiona płaska.

**PN**  
**G—1109**  
**Projekt**



Znakowanie nita  
dla otworu nitowego  $\varnothing 20$  mm  
i grubości nitowania 34 mm:  
Nk 19X48 PNG—1109.

Średnica otw. $d_1$ . .	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
Średnica główki $D$ . .	18	23	30	35	40	45	50	55	60	67
Wysokość główki $h$ . .	7	9	12	14	16	18	20	22	24	26
Promień główki $\sim R$ . .	9,5	12	15,5	18	20,5	23	25,5	28	30,5	34,5
Średnica główki $\sim D_1$ . .	15,4	20,5	25	30	34,5	39,5	44	49	53,5	58,5
Kąt zagłębienia $\alpha$ . .	75°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°
Zagłębienie $t$ . . . .	2,8	5,5	7	8,5	10	11,5	13	14,5	16	17,5
Zagłębienie $\alpha$ . . . .	1	1,5	2	2	2	2,5	3	3	3,5	4
Średnica nita $d$ . . . .	10	13	16	19	22	25	28	31	34	37

$d_1$	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
7	12									
8	12									
9	14									
10	16	16								
11	16	18								
12	18	18								
13	18	20								
14	20	22	22							
15	22	22	24							
16	22	24	24							
17	24	24	26	26						
18	26	26	26	28						
19	26	28	28	28						
20	28	28	28	30						
22	30	30	32	32	32					
24	32	34	34	34	34					
26	34	36	36	36	38					
28	38	38	38	40	40	40				
30	40	40	40	42	42	42				
32	42	42	42	45	45	45	45			
34		45	45	48	48	48	48			
36		48	48	48	48	50	50			
38		50	50	52	52	52	52	52		
40		52	52	55	55	55	55	55		
42		55	55	58	58	58	58	58		
44		58	58	58	58	58	58	60	60	
46		60	60	62	60	60	62	62	62	
48			62	65	65	65	65	65	65	
50			65	68	65	65	65	68	68	68
52			68	70	68	68	68	68	68	70
54				72	70	70	70	70	72	72
56				75	72	72	72	75	75	75
58				75	75	75	75	75	75	78
60				78	78	78	78	78	78	80
Grubość nitow. $S$	Długość nita $l$									

$d_1$	20	23	26	29	32	35	38
62	80	80	80	80	80	80	85
64	85	85	85	85	85	85	85
66	85	85	85	85	85	85	85
68		90	90	90	90	90	90
70		90	90	90	90	90	90
72		95	95	90	90	90	95
74		95	95	95	95	95	95
76		100	95	95	95	95	100
78		100	100	100	100	100	100
80		105	100	100	100	100	105
82		105	105	105	105	105	105
84			105	105	105	105	105
86			110	110	110	110	110
88			110	110	110	110	110
90			115	115	115	115	115
92				115	115	115	115
94				120	120	120	120
96				120	120	120	120
98				120	120	125	125
100				125	125	125	125
102				125	125	130	125
104				130	130	130	130
106					130	135	130
108					135	135	135
110					135	135	135
112						140	140
114						140	140
116						145	145
118							145
120							145
122							150
Grubość nitow. $S$	Długość nita $l$						

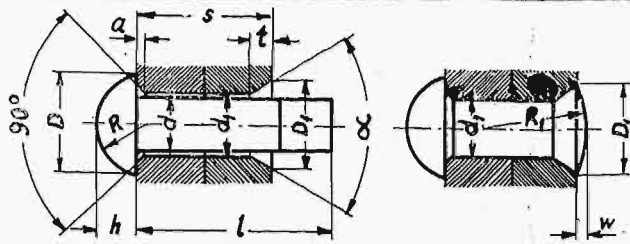
Długości nitów  $l$  są obliczone i zaokrąglone zgodnie z normą PNG 1105. Są one miarodajne dla nitowania maszynowego. Przy innych sposobach nitowania są możliwe odchylenia w długościach nitów. Obliczenia nitów dokonuje się według otworu nitowego  $d_1$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się według średnicy nita  $d$ . Oznaczenie nitów patrz tablicę PNG 1101. Tworzywo patrz tablicę PNG 1102. Grubość blachy winna być zawsze większa niż zagłębienie główki nie mniej niż o 0,5 mm. Unikać należy nitowania o grubości mniejszej niż  $2(t+0,5)$  mm. Nitowanie takie dopuszczalne jest jedynie przy różnej grubości blach, przyczem grubsza otrzymuje zagłębienie.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.

# Nity kotłowe.

Tablica długości nitów w zależności od grubości nitowania.  
Główka nita kulista — Zakówka nika zagłębiona wypukła.

PN  
G — 1110  
Projekt



Znakowanie nita  
dla otworu nitowego  $\varnothing$  20 mm  
i grubości nitowania 34 mm:  
Nk 19 X 50 PNG 1110.

Średnica otw. $d_1$ . . .	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
Średnica główki $D$ . . .	18	23	30	35	40	45	50	55	60	67
Wysokość główki $h$ . . .	7	9	12	14	16	18	20	22	24	26
Promień główki $\sim R$ . . .	9,5	12	15,5	18	20,5	23	25,5	28	30,5	34,5
Kąt zagłębienia $\alpha$ . . .	75°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°
Średnica główki $\sim D_1$ . . .	15,4	20,5	25	30	34,5	39,5	44	49	53,5	59,5
Zagłębienie $l$ . . . . .	2,8	5,5	7	8,5	10	11,5	13	14,5	16	17,5
Promień zagłęb. $\sim R_1$ . . .	20,5	27	32,5	39	44	51	54,5	62,5	66	74,5
Wysokość zagł. $\sim w$ . . . .	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
Zagłębienie $a$ . . . . .	1	1,5	2	2	2	2,5	3	3	3,5	4
Średnica nita $d$ . . . . .	10	13	16	19	22	25	28	31	34	37

$d_1$	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
7	14									
8	14									
9	16									
10	18	20								
11	18	20								
12	20	22								
13	20	22								
14	22	24	24							
15	24	24	26							
16	24	26	28							
17	26	28	28	30						
18	26	28	30	32						
19	28	30	30	32						
20	30	32	32	34						
22	32	34	34	36	38					
24	34	36	36	38	40					
26	36	38	40	42	42	45				
28	40	40	42	45	45					
30	42	42	45	48	48	48				
32	45	45	48	48	48	50	52			
34		48	48	50	52	52	55			
36		50	50	55	55	55	55			
38		52	55	55	58	58	58	60		
40		55	55	58	58	60	60	62		
42		58	58	60	60	62	62	65		
44		60	60	65	65	65	65	68	68	
46		62	62	65	65	68	68	68	70	
48			65	68	68	68	70	70	72	
50			68	70	70	70	72	75	75	75
52			70	72	72	75	75	75	78	78
54				75	75	75	78	78	78	80
56				78	78	78	78	80	80	85
58				80	80	80	80	85	85	85
60				85	85	85	85	85	85	90
Grubość nitow. S.	Długość nita $l$									

$d_1$	20	23	26	29	32	35	38
62	85	85	85	85	90	90	90
64	90	90	90	90	90	90	95
66	90	90	90	90	95	95	95
68		95	95	95	95	95	100
70		95	95	95	95	100	100
72		100	100	100	100	100	100
74		100	100	100	100	100	105
76		105	105	105	105	105	105
78		105	105	105	105	105	110
80		105	110	110	110	110	110
82		110	110	110	110	110	115
84			110	110	115	115	115
86			115	115	115	115	120
88			115	115	120	120	120
90			120	120	120	120	120
92				120	120	120	125
94				125	125	125	125
96				125	125	125	130
98				130	130	130	130
100				130	130	130	135
102				135	135	135	135
104				135	135	135	140
106					140	140	140
108					140	140	140
110					145	145	145
112						145	145
114						145	150
116						150	150
118						150	155
120							155
122							160
Grubość nitow. S.	Długość nita $l$						

Długości nitów  $l$  są obliczone i zaokrąglone zgodnie z normą PNG 1105. Są one miarodajne dla nitowania masywnego. Przy innych sposobach nitowania są możliwe odchylenia w długościach nitów. Obliczenia nitów dokonuje się według otworu nitowego  $d_1$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się według średnicy nita  $d$ . Oznaczenie nitów patrz tablicę PNG — 1101. Tworzywo patrz tablicę PNG — 1102. Grubość blachy winna być zawsze większa niż zagłębienie główki nie mniej niż o 0,5 mm. Unikać należy nitowania grubości mniejszej niż  $2(t+0,5)$  mm. Nitowanie takie dopuszczalne jest jedynie przy różnej grubości blach, przyczem grubsza otrzymuje zagłębienie.

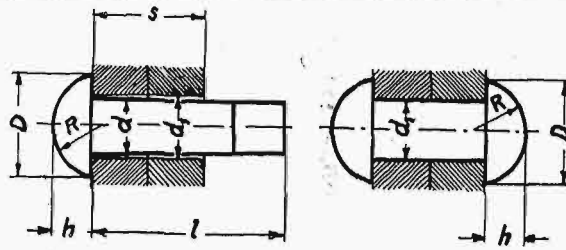
Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.

# Nity mostowe.

Tablica długości nitów w zależn. od grub. nitowania. Główka i zakówka kulista.

PN  
G—1111

Projekt



Znakowanie nitu  
dla otworu nitowego  $\phi$  20 mm  
i grubości nitowania 34 mm:  
Nm 19 X 62 PNG — 1111.

Średnica otworu $d_1$	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
Średnica główki $D$	16	21	26	30	35	40	45	50	55	60
Wysokość główki $h$	6,5	8,5	10	12	14	16	18	20	22	24
Promień główki $\sim R$	8	11	13,5	15,5	18	20,5	23	25,5	28	30,5
Średnica nitu $d$	10	13	16	19	22	25	28	31	34	37

$d_1$	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
Grubość nitow. S	Długość nitu l									
6	18									
7	20									
8	22	24								
9	22	26								
10	24	28								
11	26	28	30							
12	26	30	32							
13	28	30	32							
14	30	32	34	36						
15	30	34	36	38						
16	32	34	36	38	42					
17	34	36	38	40	45					
18	34	36	38	42	45					
19	36	38	40	42	45					
20	36	40	40	45	48	50				
22	40	42	45	48	50	52				
24	42	45	45	48	52	55				
26	45	48	48	50	55	58	60			
28	48	48	50	55	58	60	62			
30	50	50	52	58	60	62	65	68		
32	52	55	55	58	62	65	68	70		
34	55	55	58	62	65	68	70	72		
36		58	60	65	65	68	72	75	75	(78)
38		60	62	65	68	70	75	75	80	(78)
40		62	65	68	70	75	75	80	80	(82)
42		65	68	70	72	75	78	80	85	(88)
44		68	70	75	75	78	80	85	85	(88)
46		70	72	75	75	80	82	85	90	(92)
48		72	75	78	80	80	85	88	90	95
50		75	78	80	80	85	85	90	95	95
52		(78)	80	85	85	85	90	95	95	(98)
54		80	85	85	90	90	95	95	100	(98)
56		85	85	90	90	95	95	100	105	(98)
58		85	90	90	95	90	100	100	105	(102)
60		90	90	95	95	100	100	105	110	(102)

$d_1$	20	23	26	29	32	35	38
Grubość nitow. S	Długość nitu l						
62	95	(98) 100	100	100 (102)	105	110	110
64	95 (98)	100	100	105	110	110	115
66	100	100 (102)	105	105	110	110	115
68	100 (102)	105	105	110	110	115	115
70	105	105	110	110	115	115	120
72	110	110	110	115	115	120	120
74	110	110	115	115	120	120	125
76	115	115	115	120	120	125	125
78		115	120	120	125	125	130
80		120	120	125	125	130	130
82		120	125	125	130	130	135
84		125	125	130	130	130	135
86		125	130	130	135	135	135
88		130	130	130	135	135	140
90		130	135	130	135	140	140
92		135	135	135	140	140	145
94			135	140	140	145	145
96			140	140	145	145	150
98			140	145	145	150	150
100			145	145	150	150	155
102			145	150	150	150	155
104			150	150	155	155	155
106				155	155	155	160
108				155	160	160	160
110				160	160	160	165
112				160	160	165	165
114				160	165	165	170
116					165	170	170
118					170	170	175
120					170	175	175
122						175	175
124						175	180
126						180	180
128						180	185
130							185
132							190
134							190
136							195

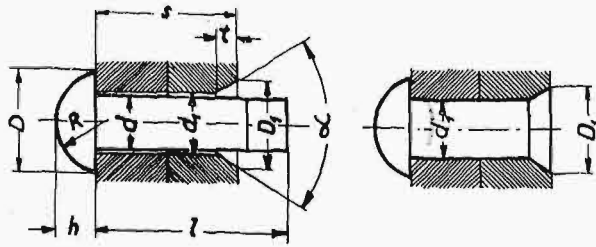
Długości nitów  $l$  są obliczone i zaokrąglone zgodnie z normą PNG — 1104. Są one miarodajne dla nitowania maszynowego. Należy unikać nitów o długościach wziętych w nawias. Przy innych sposobach nitowania są możliwe odchylenia w długościach nitów. Obliczenia nitów dokonywa się w/g otworu nitowego  $d_1$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się w/g średnicy nitu  $d$ . Oznaczenia nitów p. tablicę PNG — 1101. Tworzywo p. tablicę PNG — 1102.

# Nity mostowe.

Długości nitów w zależn. od grub. nitowania, Główka kulista. Zakówka zagłęb. płaska.

PN  
G — 1112

Projekt



Znakowanie nita  
dla otworu nitowego  $\varnothing 20$  mm  
i grubości nitowania 34 mm:  
Nm 19 X 48 PNG — 1112.

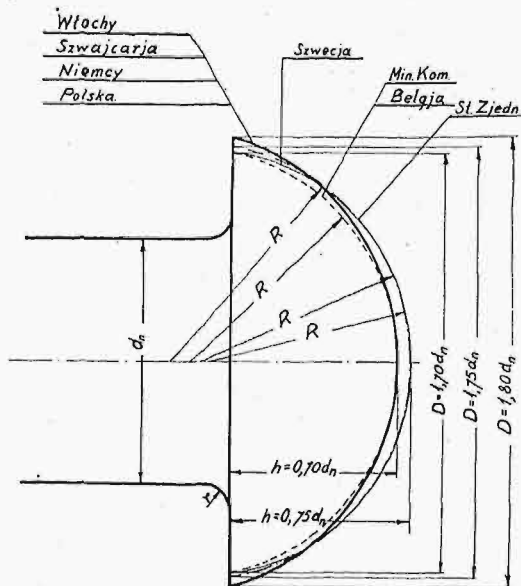
Średnica otworu $d_1$ . .	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
Średnica główki $D$ . .	16	21	26	30	35	40	45	50	55	60
Wysokość główki $h$ . .	6,5	8,5	10	12	14	16	18	20	22	24
Promień główt $\sim R$ . .	8	11	13,5	15,5	18	20,5	23	25,5	28	30,5
Średnica główki $\sim D_1$ . .	15,4	20,5	25	30	34,5	39,5	44	49	53,5	58,5
Kąt zagłębienia $\alpha$ . .	75°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°
Zagłębienie $t$ . . . .	2,8	5,5	7	8,5	10	11,5	13	14,5	16	17,4
Średnica nita $d$ . . . .	10	13	16	19	22	25	28	31	34	37

$d_1$	Długość nita $l$									
	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38
6	10									
7	12									
8	12	14								
9	14	16								
10	16	16								
11	16	18	18							
12	18	18	20							
13	18	20	20							
14	20	22	22	22						
15	22	22	22	24						
16	22	24	24	24	26					
17	24	24	26	26	26					
18	26	26	26	28	28					
19	26	28	28	28	28					
20	28	28	28	30	30	30				
22	30	30	32	32	32	32				
24	32	34	34	34	34	36				
26	34	36	36	36	38	38	38			
28	38	38	38	36	40	40	40			
30	40	40	40	42	42	42	42	45		
32	42	42	42	42	45	45	45	45		
34	45	45	45	45	48	48	48	48		
36		48	48	48	48	50	50	50	50	
38		50	50	50	52	52	52	52	55	
40		52	52	52	55	55	55	55	55	
42		55	55	55	58	58	58	58	58	60
44		58	58	58	58	58	58	60	60	62
46		60	60	58	60	60	62	62	62	65
48		62	62	62	65	65	65	65	65	65
50		65	65	65	65	65	65	68	68	68
52			68	68	68	68	68	68	68	70
54			68	68	70	70	70	70	72	72
56			72	75	72	72	72	75	75	75
58			75	75	75	75	75	75	(78)	80
60			75	(78)	(78)	(78)	(78)	(78)	(78)	80
62				80	80	80	80	80	80	(82)
64					85	(82)	(82)	(82)	(82)	85
66					85	85	85	85	85	85

$d_1$	Długość nita $l$						
	20	23	26	29	32	35	38
68	(88) 90	(88) 90	(88) 90	(88) 90	(88) 90	(88) 90	(88) 90
70	90	90	90	90	(88) 90	(88) 90	90
72	95	(92) 95	(92) 95	90	(92) 95	(92) 95	(92) 95
74	95	95	95	95	95	95	95
76	(98) 100	(98) 100	95	95	95	95	(98) 100
78		100	(98) 100	(98) 100	(98) 100	(98) 100	100
80		105	100	100	105	100	105
82		105	105	105	105	105	105
84		105	105	105	110	105	105
86		110	110	110	110	110	110
88		110	110	110	115	110	110
90		115	115	115	115	115	115
92		115	115	115	120	115	115
94			120	120	120	115	120
96			120	120	120	120	120
98			125	120	125	120	125
100			125	125	125	125	125
102			125	125	130	125	125
104			130	130	130	130	130
106				130	135	130	130
108				135	135	135	135
110				135	140	135	135
112				140	140	135	140
114				140	140	140	140
116					145	140	145
118					145	145	145
120						145	145
122						150	150
124						150	150
126						155	155
128						155	155
130							160
132							160
134							165
136							165

Długości nitów  $l$  są obliczone i zaokrąglone zgodnie z normą PNG — 1104. Są one mjarodajne dla nitowania maszynowego. Należy unikać nitów o długościach wziętych w nawias. Przy innych sposobach nitowania są możliwe odchylenia w długościach nitów. Obliczenia nitów dokonywa się w/g otworu nitowego  $d_1$ , a wyszczególnienia i zamówienia zestawia się w/g średnicy nita  $d$ . Oznaczenia nitów p. tablicę PNG — 1101. Tworzywo tablicę PN G — 1102.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.



Rys. 2. Porównanie kształtu główek nitów kotłowych.

TABELA II. Porównanie kształtu główek nitów kotłowych. (p. rys. 2)

	AESC	ABS	SMS	CSN	UNIM	DIN	VSM	M. K.	PN projekt
	St. Zjedn.	Belgia	Szwecja	Czechosł.	Włochy	Niemcy	Szwajcaria		
D	1,75 dn	1,70 dn	1,7—1,6 dn	1,8 —1,65 dn	1,80 dn	1,8 dn	1,80 dn	1,7 dn	1,80 dn
h	0,75 dn	0,70 dn	0,75 dn	0,75—0,68 dn	0,70 dn	0,70 dn	0,70 dn	0,7 dn	0,70 dn
R		0,87 dn			0,93 dn	0,93 dn	0,93 dn	0,87 dn	0,93 dn
r		1—1,5 mm	0,5 mm	0,1 dn	0,1 dn	0,1 dn	0,1 dn		0,1 dn

## Tablice normalizacyjne, wydane przez P. K. N.:

	CENA zł.		CENA zł.
f — 401. Temperatura odniesienia dla narzędzi mierzniczych i przedmiotów warsztatowych . . . . .	—,25	i kolano kielichowe ze stopką. Kolano 2-ukołnierzowe i kolano 2-ukołnierzowe ze stopką. Zwęzka kielichowa. Zwęzka bosa, 12 tab. a . . . . .	—,25
o — 101. Wzór tablicy normalizacyjnej . . . . .	—,25	B — 814. ark. 1. Żeliwne rury wodociągowe. Trójkąt i krzyżak kielichowy . . . . .	—,25
o — 102. Formaty papieru . . . . .	—,25	ark. 2. Trójkąt i krzyżak kielichowy . . . . .	—,25
o — 103. Zastosowania formatów papieru . . . . .	—,25	B — 815. ark. 1. Żeliwne rury wodociągowe. Trójkąt 3-kołnierzowy i krzyżak kołn. . . . .	—,25
o — 301. Zamiana długości wzorców całowych na milimetry . . . . .	—,25	B — 815. ark. 2. Trójkąt 3-kołn. i krzyżak kołn. . . . .	—,25
o — 302. Stalowe wzorce całowe w milimetrach: do 1/64" do 12" od 12" do 36" od 36" do 60" od 60" do 72" od 0,001" do 9,999" . . . . .	—,25	B — 816. Odwodniak kielichowy . . . . .	—,25
o — 307. Stalowe wzorce milimetryczne w calach od 1 mm do 9,999 m . . . . .	—,25	B — 817. Żeliwne rury wodociągowe. Korek . . . . .	—,25
o — 501. Kreślenie techniczne: Formaty papieru, skale i typy liczb wymiarowych, litery i cyfry, typy pisma do rysunków technicznych, rodzaje i grubości linii, linje przerywania, płaszczyny przekrojów, rzuty, rzuty przekrojów, wymiarowanie (3 tab.), tabliczki i wyszczególnienia (3 tab.), oznaczenia (symbole): śrub, kół zębatach, różne, sprężyn 18 tablic a . . . . .	—,25	C — 201. Środki skażające dla spirytusu . . . . .	—,25
w — 1. Znakowanie wytrzymałościowe . . . . .	—,25	C — 205. Badanie środków skaż. dla spirytusu . . . . .	1.—
w — 3. Próba na rozciąganie. Pomiar próbek . . . . .	—,25	C — 206. Normalne aparaty do badania środków skażających . . . . .	—,25
w — 4. „ doraźna żeliwa i stopów nieciągliwych na rozciąganie . . . . .	—,25	C — 901. Skóra: Skóra podszew. używana w wojsku, do brandzłowa, blankowa, juchtowa, surowcowa, na futrówki, pergaminowa, chromowa, 8 tab. a . . . . .	—,25
B — 201. Normalny cement portlandzki . . . . .	—,25	C — 909. Skóra. Kozuchy, używane w wojsku . . . . .	—,25
B — 202. „ „ Prобы fizyczne . . . . .	—,25	C — 921. Metody badania skóry . . . . .	—,25
B — 203. Analiza chemiczna cementu portlandzkiego . . . . .	—,50	G — 101. Średnice normalne wałków i otworów . . . . .	—,25
B — 204. Normalny cement portlandzki. Próby wytrzymałościowe . . . . .	—,25	S — 201. Silnik samochodowy. Materiały na części do stalowe: Wał wykorbiony, korbwód, wał rozrządczy, popychacz, zawór. 5 tablic a . . . . .	—,25
B — 801. Warunki techniczne wyrobu i odbioru żeliwnych rur wodociągowych . . . . .	—,25	o — 104 Koperity . . . . .	—,25
B — 802. ark. 1. Znakowanie rur i kształtek . . . . .	—,25	C — 301 Pokost lniany (własności i sposoby badania) . . . . .	—,25
B — 802. „ 2. „ „ „ . . . . .	—,25	G — 201 Gwinty. Określenia. G — 202 Skrótów oznaczeń . . . . .	—,25
B — 803. Żeliwne rury wodociągowe: Prostka kielichowa. Prostka kołnierzowa. Kieliszek . . . . .	—,25	G — 205 Gwint metryczny dla średnic 1—33 mm. G — 206 dla średnic 33—149 mm. G — 216 Gwint metryczny drobny A dla średnic 1—33 mm. G — 217 dla średnic 33—149 mm. G — 227 Gwint metryczny drobny B dla średnic 24—149 mm. G — 240 Gwint Whitworth'a pełny i G — 241 przytępiony (dla części maszyn), 6 tablic a . . . . .	—,25
B — 813. Króciec. Nasuwka. Łuk kielichowy. Krzywka kielichowa. Kolano kielichowe . . . . .	—,25		