

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Tolerancje gwintów, nap. Prof. N. N. Sawin, Pilzno, Zakłady Škody.
 Czynniki hamujące rozpowszechnianie się żelaznych konstrukcji spawanych, nap. H. Jasiński, Inż.-technolog.
 Nowy pogląd na racjonalną budowę i obsługę parowozów z parą przegrzaną, nap. Inż. Julian Madeyski.
 Przegląd pism technicznych.
 Sprawozdania i Prace Polskiego Komitetu Energetycznego.

SOMMAIRE:

Sur les tolerances des filets de vis, par M. N. Sawine, Professeur, Etablissements Škodovy Zavody.
 Les facteurs empêchant le développement plus rapide des constructions soudées, par M. H. Jasiński, Ingénieur.
 Nouvelles idées dans la construction et le maintien des locomotives à vapeur (à suivre), par M. J. Madeyski.
 Revue documentaire.
 Bulletin du Comité Polonais de l'Energie.

Tolerancje gwintów.

Napisał Prof. N. N. Sawin, Pilzno, Zakłady Škody.

ARTYKUŁ TRZECI*).

Na Konferencji Międzynarodowej ISA2 w Berlinie, w październiku 1927 r., zalecano normy DIN tolerancji gwintów, jako podstawę przyszłego układu międzynarodowego. Od tego czasu normy te uległy częściowym zmianom w samych Niemczech, jak to wynika z uchwał niemieckiej Komisji Gwintów z dn. 30.IX.1928 i 9.IV.1929, a nadto w sierpniu—wrześniu 1929 r. wyszła nowa książka prof. G. Berndt'a p. t. „Die deutschen Gewindetoleranzen“, która została rozesłana, w charakterze oficjalnego dokumentu NDI, do wszystkich zagranicznych organizacji normalizacyjnych. Na Konferencji Międzynarodowej ISA2 dn. 30.IX i 1.X.1929 w Zürichu, gdzie debatowano nad głównymi podstawami tej książki, wybrano podkomisję z 3-ch osób¹⁾, celem usunięcia rozbieżności zdań pomiędzy delegacjami różnych krajów i opracowania, w porozumieniu z sekretarjatem ISA2, projektu międzynarodowych norm tolerancji gwintów.

Artykuł niniejszy zawiera pewne uwagi co do projektu norm niemieckich, omówionych we wspomnianej wyżej książce prof. G. Berndt'a, — uwagi, oparte na badaniach doświadczalnych nad złączami gwintowymi i na licznych próbach norm DIN, dokonanych w zakładach Škody w Pilźnie.

A. Luz wierzchołkowy.

Główne osobliwości niemieckich norm gwintów stanowią: 1) zmiana teoretycznego profilu międzynarodowego SI z 1898 roku, o minimalnym lu-

zie wierzchołkowym profilu równym $\frac{1}{16}$ wysokości trójkąta gwintu, na nowy profil teoretyczny, wspólny dla śruby i nakrętki, o płasko ściętych końcach na wysokości $\frac{1}{8}$ teoretycznego trójkąta gwintu, i 2) zapewnienie niezbędnego luzu w wierzchołkach gwintu zapomocą tolerancji większej i mniejszej średnicy śruby i nakrętki.

Wspólny profil teoretyczny $caa_1bb_1e_1$ (rys. 30) jest granicą, rozdzielającą pola tolerancyjne śruby i nakrętki; profil ten określa wymiary teoretyczne (Solmass) sprawdzianów. Gwintownik powinien mieć takie wymiary, żeby profil wyciętego przezeń w nakrętce dna rowka gwintowego wypadł poza granicę teoretyczną caa_1c_1 ; warunek ten sprawdza się drogą wkręcania do nakrętki gwintowego sprawdzianu trzpieniowego o gwincie całkowitym, którego wymiary są zgodne z profilem teoretycznym gwintu. Normy niemieckie ustalają jeno dolną granicę dla większej średnicy nakrętki D , mianowicie linię aa_1 ; górny wymiar może dochodzić, bez ujemny dla wytrzymałości nakrętki, do samego wierzchołka trójkąta A ; końce nowych gwintowników bywają zwykle ścięte płasko; z chwilą przystąpienia ich krawędzi, dno rowka w nakrętce wypada zaokrąglone. Tolerancja na zużycie najbardziej ścierającej się części gwintownika, mianowicie jego końców, może być w układzie niemieckim znacznie większa, niż w układzie międzynarodowym SI, gdzie profil teoretyczny przewiduje obojętny luz minimalny.

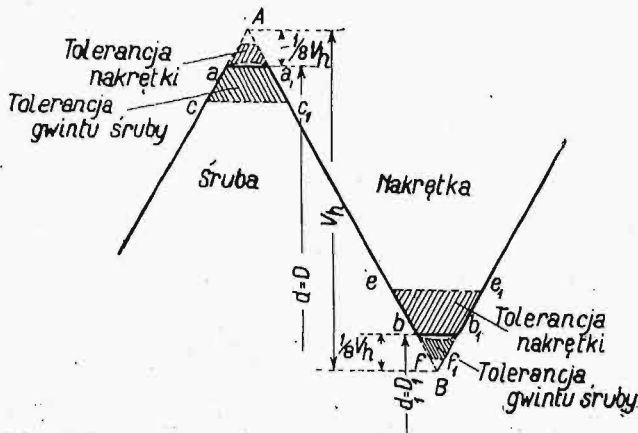
Mniejsza średnica nakrętki D_1 powinna mieć, jako dolną granicę, linię bb_1 profilu teoretycznego, co sprawdza się sprawdzianem trzpieniowym, zaś jako górną granicę — linię ee_1 . Licząc się z nieuniknionymi, dość znacznymi odchyleniami przewierceni-

*) Patrz „Przeł. Techn.“, t. 68 (1929), str. 1079; t. 69 (1930), str. 541.

¹⁾ Berndt, Pernollet i Sawin.

go do gwintowania otworu od wymiarów przewidzianego w tym celu wiertła²⁾, wyznaczono umyślnie większą tolerancję mniejszej średnicy nakrętki D_1 , jak to przyjęto też w układzie amerykańskim. Znaczne oddalenie granicy bb_1 od wierzchołka trójkąta B ($\frac{1}{8} V_h$) i znaczna tolerancja mniejszej średnicy nakrętki D_1 objaśniają się dążeniem do ułatwienia pracy gwintownika i do uchronienia go od złamania, mogącego łatwo powstać w razie, gdy wskutek niedostatecznie wywierconego otworu musi gwintownik usuwać tworzywo również częścią sworzniową swego profilu tnącego.

W niemieckim układzie metrycznym, we wszystkich klasach dokładności gwintów, prócz pasowania ciasnego (Festsitz), sworzni śruby jest ograniczony przez profil teoretyczny caa,bb_1,e_1



Rys. 30.

(rys. 30), wyznaczający jego wymiary maksymalne. Większa średnica śruby d ma pole tolerancyjne od aa_1 do cc_1 , ustalone w porozumieniu z niemieckimi wytwórniami, wytwarzającymi wyroby walcowane i ciągnione. Zakłada się, że żelazo okrągłe na śruby pozostaje bez obróbki skrawaniem na części profilu gwintowego, odpowiadającej większej średnicy d . Co się tyczy mniejszej średnicy śruby d_1 , to jej wymiar może się zmieniać w stosunkowo wąskich granicach: od linii bb_1 profilu teoretycznego do linii ff_1 . Dla zapewnienia luzu potrzeba, ażeby rowek gwintu śruby nie przekroczył górnej granicy ebb_1e_1 , a z drugiej strony — ze względu na wytrzymałość śruby — należy trzymać się możliwie blisko tej granicy; dla zachowania tych ważnych warunków, zaleca się wykonywać kontrolę mniejszej średnicy śruby d_1 zapomocą sprawdzianów granicznych. W razie przycięcia końców tnących narzynek, otrzymuje się dno rowka gwintowego zaokrąglone.

W ten sposób, w układzie metrycznym DIN o wspólnym teoretycznym profilu granicznym śruby i nakrętki, uzyskuje się niezbędny luz wierzchołkowy w połączeniu gwintowym za pośrednictwem tolerancji większej i mniejszej średnicy nakrętki i śruby (rys. 30). Ze względów gospodarczych mniejszą średnicę nakrętki D_1 i większą średnicę śruby d wykonywa się w ustalonych, dość szerokich tolerancjach nie przez pracę narzędzia tnącego (gwin-

tującego), lecz przez wywiercanie otworów o odpowiednich wymiarach w nakrętce i przez walcowanie (przeciąganie) żelaza na śruby. Dokładnym narzędziem tnącym (gwintownikowi, wycinającemu dno rowka w nakrętce nad linią aa_1 , i narzynkom, wycinającym dno rowka w sworzniu śruby pod linią bb_1) przypada w udziale mniejsza część pola tolerancyjnego luzu. Duże tolerancje dla D_1 i d prowadzą do zmniejszenia powierzchni roboczej styku śruby i nakrętki, albo t. zw. głębokości nośnej (Tragtiefe); ale — jak wskazują liczne doświadczenia angielskie, amerykańskie i niemieckie — powierzchnia ta może być znacznie zmniejszona, bez ujmy dla wytrzymałości połączenia gwintowego, w porównaniu z wartościami przyjętymi dla SI. Normy DIN tym warunkom wytrzymałości odpowiadają.

Niezbędny luz stożkowy zapewniają przepisy DIN, dotyczące budowy sprawdzianów gwintowych. Nie należy jeno zapominać, że dla trzpieniowego sprawdzianu gwintowego linia graniczna caa, c_1 stanowi krańcowy kontur minimalny przy całkowitem zużyciu sprawdzianu; przytem sama wielkość luzu w nakrętce nie jest kontrolowana sprawdzianem. Śruby i nakrętki systemu metrycznego DIN są zamienne, w ogólnym schemacie budowy tolerancji, ze śrubami i nakrętkami systemu międzynarodowego SI.

Z formalnego punktu widzenia, zamiana luzu w profilu teoretycznym SI na przepisy DIN o tolerowaniu większej i mniejszej średnicy, faktycznie luz ten zapewniającymi, może być rozpatrywane nie jako pogwałcenie umowy konwencyjnej z roku 1898, lecz jako uzupełnienie redakcyjne, wywołane przez postępy techniki gwintowniczej. Istotnie, w końcu ubiegłego stulecia ani w literaturze, ani w praktyce nie było wiadomości o tolerancjach gwintów i wzajemnej zamienności elementów połączenia gwintowego. O wiele później narodowe komitety normalizacyjne znormalizowały rozmaitość wielkości luzu w profilu teoretycznym SI, oczywiście posługując się danymi swego doświadczenia. W końcu przez wprowadzenie litery M zamiast SI jako oznaczenia gwintu metrycznego, oznaczenia przyjętego już w szeregu państw przemysłowych, usunięto możliwość pomieszania starego profilu międzynarodowego z nowym.

Rozumie się, że dla realizacji korzyści praktycznych projektu niemieckiego przyjęcie norm DIN gwintu metrycznego, jako norm międzynarodowych, powinno być poprzedzone porozumieniem międzynarodowym co do tolerancji prętów żelaznych walcowanych i ciągnionych, analogicznie do porozumienia z wytwórniami niemieckimi.

Wywody powyższe, dotyczące gwintu metrycznego, dotyczą i systemu Whitwortha: i tu byłoby właściwym zapewnienie luzu wierzchołkowego za pomocą tolerancji większej i mniejszej średnicy śruby i nakrętki według projektu DIN³⁾. Ponieważ profil gwintu Whitwortha jest zaokrąglony, to sprawdzian trzpieniowy powinien mieć także zaokrąglony kontur, równy najmniejszemu dopuszczalnemu obrysowi nakrętki. Dla uzgodnienia no-

²⁾ Normy niemieckie przewidują też przebijanie otworów do gwintowania.

³⁾ Patrz rys. 22, Przegl. Techn. t. 69 (1930), str. 544.

wych norm ze starami, przyjmuje norma DIN minimalną największą średnicę nakrętki D jako równą średnicy teoretycznej D . Aby uchronić narzynki od złamania, powinna być średnica pręta walcowanego (ciągnionego) mniejsza, niż większa średnica krawędzi tnących narzynek, a w każdym razie mniejsza, niż średnica teoretyczna (nominalna) d dla średniej i zgrubnej klasy pasowań⁴⁾. W nowych normach DIN zachowano dla gwintu Whitwortha starą zasadę minimalnego luzu wierzchołkowego w profilu teoretycznym, ale luz ten podzielony jest nie jednakowo na śrubę i nakrętkę, jak było przedtem, lecz na większą średnicę śruby d i mniejszą średnicę nakrętki D_1 . Ta niewielka zmiana profilu teoretycznego gwintu Whitwortha ma na celu umożliwienie zamienności śrub i nakrętek dawnego i nowego wyrobu.

B. Klasy dokładności połączeń gwintowych.

Obecnie znalazły w Niemczech szerokie zastosowanie dwie klasy dokładności gwintów, uznane za właściwe przez przemysł niemiecki i przyjęte przez DIN: klasa średnia (Mittel) i zgrubna (Grob). Bardziej dokładna klasa (Fein) i odpowiadające jej pasowanie ciasne (Festsitz) istnieją dotąd jako projekt i są w stadium badania.

Jak wiadomo, różnica pomiędzy temi 3-ma klasami DIN dokładności gwintów sprowadza się do następującego stosunku liczbowego tolerancji:

$$\text{Fein} : \text{Mittel} : \text{Grob} = 1 : 1,5 : 2,5,$$

przytem zależność między tolerancją a skokiem gwintu S wyraża się parabolą kwadratową, mianowicie

$$\text{jednostka dokładności gwintu} = 1 \text{ GPE} = 67 \sqrt{S}.$$

Na podstawie długich obserwacji i olbrzymiej ilości skontrolowanych śrub i nakrętek, zarówno wyrobu własnego, jak i obcego, wedł. norm DIN, twierdzimy, że wówczas gdy wykonanie śrub drogą skrawania na automatach i rewolwerówkach wedł. tolerancji DIN-Mittel nie wywołuje żadnych trudności fabrykacyjnych i ilość braków może być doprowadzona do rozmiarów praktycznie nieznacznych, to wyrób nakrętek napotyka poważne trudności.

Zarówno przy wyrobie indywidualnym nakrętek, jak i przy masowym, niemożliwe jest dotrzymanie tolerancji DIN-Mittel, nawet przy użyciu pierwszorzędnych gwintowników szlifowanych. Na początku pracy świeżo wyostrzonym gwintownikiem występują niewielkie odchylenia od norm; przyczyną tego są igły — zadziory na krawędziach tnących gwintownika, niejednakowe naostrzenie i niejednakowy podział pracy na poszczególne krawędzie tnące, zmienny wpływ obrabiarki i robotnika i t. p. Badanie nakrętek, wykonanych temi samymi nieszlifowanymi gwintownikami i kontrolowanych nowymi sprawdzianami DIN, wykazuje, że z pośród pierwszych 50—100 nakrętek tylko 90% (nie więcej) jest poprawnych, a w innych strona brakowa sprawdzianu o skróconym profilu według DIN przechodzi przez całą długość nakrętki. Tylko po

wykonaniu ok. 50 szt. nakrętek praca gwintownika stabilizuje się i odsetka nakrętek z odchyleniami od tolerancji DIN-Mittel nieco obniża się.

Staranne pomiary średniej średnicy nakrętek, zapomożą odbitki profilu roboczego lub za pośrednictwem kulek, wykazały wogóle niemożliwość utrzymania tolerancji DIN-Mittel⁵⁾ przy pracy gwintownikami nieszlifowanymi; gwintowniki szlifowane dają znacznie mniejsze odchylenia wymiarów nakrętek w średniej średnicy niż przepisane przez DIN.

Ponieważ przy ocenie braków w nakrętkach, wykonanych najlepszymi gwintownikami, niezmiernie ważną rolę odegra konstrukcja strony brakowej (przechodniej) sprawdzianu, o czym szczegółowo niżej, to nasz pogląd na tolerancje DIN-Mittel powinien być wyrażony w sposób następujący:

Tolerancje DIN-Mittel dla śrub mogą być przyjęte bez żadnego niebezpieczeństwa dla wytwórców i odbiorców, jako norma międzynarodowa. Co się tyczy tolerancji tej klasy dla nakrętek, to ich przyjęcie możliwe jest tylko w warunkiem dokładnego określenia konstrukcji strony przechodniej sprawdzianu do nakrętek i sposobu korzystania zeń.

Wartości tolerancji Fein i Grob różnią się mało od Mittel. Wątpimy, czy proponowane w projekcie DIN tolerancje dla klasy dokładnej (Fein) wytrzymają próbę praktyki; do użytku normalnego tolerancje te nie wykazują żadnego znacniejszego ulepszenia w porównaniu z klasą średnią, usprawiedliwiającego podrożenie produkcji w tej klasie; z drugiej strony, są one nie dość dokładne, by zapewnić potrzebną zamienność w wypadkach ciasnych pasowań gwintów. Nasze badania tych specjalnych połączeń wykazały konieczność zmniejszenia dla nich tolerancji DIN-Mittel dla śrub przynajmniej dwukrotnie.

Rozumie się, że takie zmniejszenie tolerancji wymaga starannej obróbki śrub, t. zn. ich podrożenia. Ale dokładne połączenia ciasne są przecież wypadkami szczególnymi, — zaś dla olbrzymiej większości gwintów normalnych, spotykanych naprz. w budowie samochodów i samolotów, tolerancje średniej klasy (Mittel) są wystarczające, o czym świadczy zdanie miarodajnych kół przemysłu niemieckiego⁶⁾.

Proponowane przez nas ustosunkowanie wartości tolerancji dla śrub klasy dokładnej, równe 1/2 wartości tolerancji DIN-Mittel, odpowiada dość blisko tolerancjom amerykańskim i prawie zupełnie się zgadza z tolerancjami angielskimi close fit.

Zgrubne tolerancje DIN wymagają także, naszym zdaniem, poprawek, mianowicie w

⁵⁾ Tem się tłumaczy zdanie prof. Berndta, że nie potrzeba tolerować wymiarów gwintownika. Patrz *Gewindetoleranzen*, 1929, str. 76.

⁶⁾ Uchwały Komisji Fachnormenausschuss für Luftschiffahrt z dn. 31 stycznia 1929 r. i z dn. 19—20 marca 1929 r. oraz Fachnormenausschuss für Kraftfahr-Industrie z dn. 12 czerwca 1929 r.

⁴⁾ Patrz rys. 24, *Przeł. Techn.* t. 69 (1930), str. 545.

kierunku ich powiększenia. Jak wykazują doświadczenia⁷⁾, ścisłym wymogom wytrzymałości złącza gwintowego tolerancje te czynią zadość z nadmiarem. Co się zaś tyczy ważnej dla odbiorcy gwarancji tej granicy dokładności wykonania śrub i nakrętek zgrubnych, jaka jest potrzebna w budowie maszyn, to nasze pomiary kontrolne i badania wykazały, że spotykane zazwyczaj w śrubach zgrubnych przekroczenia tolerancji DIN Grob nie przeszkadzają im spełniać z pożytkiem swych zadań tam, gdzie przyjęto stosować śruby zgrubne. Biorąc zaś pod uwagę, poza wszystkim, co powiedziano wyżej, brak jakiegokolwiek większej różnicy w kosztach wytwarzania przy wyrobie śrub klasy zgrubnej i średniej, staje się logicznie uzasadnionym wniosek o powiększenie tolerancji klasy zgrubnej, naprz. do 2—2½ wartości granicznych tolerancji klasy średniej.

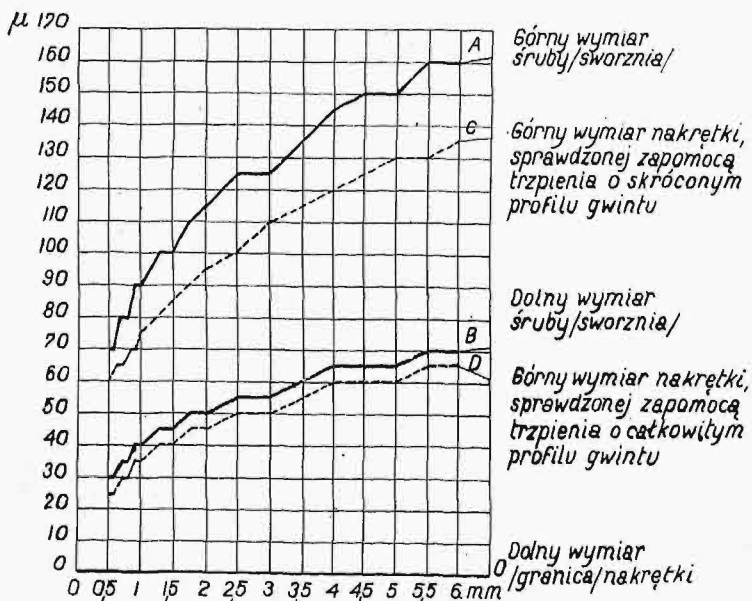
Tak więc, wniosek nasz sprowadza się do następujących stopni dokładności gwintów:

- I klasa — dokładna = $\frac{3}{4}$ DIN-Fein,
- II „ — normalna = obecne DIN-Mittel,
- III „ — zgrubna = $(1\frac{1}{5} - 1\frac{1}{3})$ DIN-Grob.

Czy jest już teraz konieczność regulowania międzynarodowego wszystkich trzech klas dokładności gwintów?

Zdaje się nam, że nie.

Przez przyjęcie obowiązujących dziś w Niemczech tolerancji DIN-Mittel za klasę normalną międzynarodowej dokładności gwintów w uczyni się zadość najważniejszej potrzebie współczesnej budowy maszyn — ujednostajnienia tolerancji gwintów; klasy dokładna i zgrubna mogą być ujęte w przepisy międzynarodowe później.



Rys. 31. Tolerancje gwintów w pasowaniu ciasnym ukł. Škody.

Pozostaje jeszcze dotknąć pasowania ciasnego (Festsitz), czyli powszechnie spotykanego wypad-

ku wkręcania śrub-wkrętów do gwintu wewnętrznego w ciele części maszynowej. Ustalenie norm międzynarodowych dla tej klasy pasowań wydaje się nam pożądanym już teraz.

Nasze badania tolerancji DIN-Fein dla pasowania ciasnego wykazały, że są one z a d u ż e d l a ś r u b i ż e i c h w z r o s t w r a z z e s k o k i e m j e s t z a s z y b k i. Drogą doświadczeń ustalono, że przy poprawnym profilu i skoku nakrętki i śruby tak niewielka różnica ich średnic (wartość wcisku), jak 0,070—0,100 mm daje przy wkręcaniu śrub z materiału C 60 momenty skręcające, znajdujące się na granicy wytrzymałości tworzywa. W rzeczywistości nieprawidłowości w profilach śruby i nakrętki bywają tak znaczne, że faktyczny wcisk i faktyczne naprężenie w tworzywie bywają znacznie mniejsze niż wypada z obliczeń, wobec czego możliwe jest powiększenie tolerancji. Okoliczność ta nasunęła nam konieczność korzystania dla śrub-wkrętów z żelaza i stali z wykresu tolerancji wedł. rys. 31⁸⁾, gdzie wartość tolerancji odpowiada w przybliżeniu wzorowi $50\sqrt[3]{S}$, z wahaniami od $40\sqrt[3]{S}$ do $90\sqrt[3]{S}$.

Przy ustalaniu tolerancji gwintów w n a k r ę t k a c h przy pasowaniu ciasnym (Festsitz) należy najpierw umówić się co do metody ich pomiarów, głównie co do konstrukcji strony przechodniej sprawdzianu (skrócony, czy całkowity profil sprawdzianu?) i co do sposobu brakowania (czy nakrętkę uważa się za brak, jeżeli strona przechodnia sprawdzianu wkręca się do niej tylko częściowo, lecz nie przechodzi całą swą długością?).

Siła wcisku w śrubach-wkrętach zależy w większości wypadków praktyki nie od różnicy średnich średnic śruby i nakrętki, lecz od nieprawidłowości ich profili, a głównie od błędów w ich skoku. Bardzo często się zdarza, że sprawdzian roboczy DIN-Fein o skróconym boku profilu przechodzi przez całą długość nakrętki, a zarazem do tej samej nakrętki nie można bez wysiłku wkręcić śruby, która ma średnią średnicę o parę dziesiątek μ mniejszą od średniej średnicy sprawdzianu.

Przy wykonywaniu gwintu wewnętrznego w ciele części maszynowej na wiertarce, trudno utrzymać małe tolerancje DIN-Fein nawet przy pracy gwintownikiem szlifowanym, jeżeli pomiary prowadzi się sprawdzianem roboczym o profilu skróconym. Jeśli zamienimy profil skrócony na całkowity, to zadanie znacznie się ułatwia; można powiedzieć, że taka zmiana jest równoznaczna powiększeniu tolerancji o 30—50 μ dla większości normalnych gwintów. W razie stosowania sprawdzianu o skróconym profilu, wypada umieszczać granicę C tolerancji nakrętki nieco powyżej środka pola tolerancyjnego śruby-wkręta A—B (p. rys. 31);

⁷⁾ Dr. Ing. Kurt Mütze, Die Festigkeit der Schrauben-Verbindung str. 68—73, wykresy 3—4.

⁸⁾ Dane tego wykresu do skoku 2,5 mm sprawdzono na wielkiej liczbie złącz śrubowych; wyższe wymiary skoku sprawdzone były na przykładach pojedynczych.

zaś przy kontroli nakrętek sprawdzianem roboczym o całkowitym profilu można górną granicę tolerancji nakrętki D umieszczać w pobliżu dolnej granicy B pola tolerancyjnego śruby. Pierwszy typ sprawdzianu jest teoretycznie pewniejszy w znaczeniu gwarancji poprawności nakrętki i właściwego przylegania boków jej gwintu do boków wkręconej do niej śruby; ale przy użyciu go powstaje dużo braków. Drugi typ sprawdzianu daje mniej braków w nakrętkach, zaś przy wkręcaniu śrub do skontrolowanych przezeń nakrętek odczuwa się prędzej i łatwiej poprawność pasowania ciasnego.

Proponowane tolerancje dla pasowania ciasnego (Festsitz), według wykresu rys. 31, dały w praktyce koncernu Škoda wyniki zupełnie zadawalające w zastosowaniu do nast. tworzyw: stali, żeliwa i aluminium.

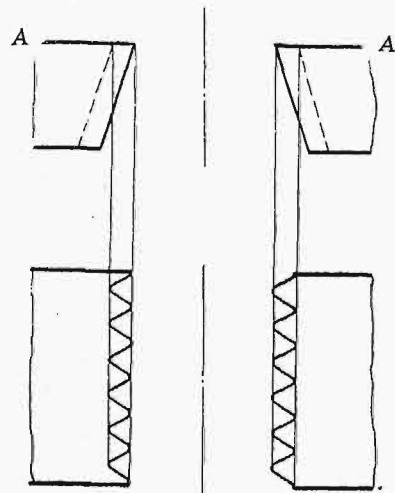
C. Sprawdziany gwintowe.

a) Pomiar śrub.

Kontrolę gwintu na śrubach wykonywa się zazwyczaj zapomocą pierścieni gwintowanych i szczęk gwintowanych. W praktyce uzyskują coraz większe rozpowszechnienie sprawdziany szczękowe, które pozwalają na kontrolę szybszą niż pierścienie, a których dokładność wykonania i zużycie dają się sprawdzić w sposób pewniejszy.

Przy ocenie sprawdzianów szczękowych różnych konstrukcyj, poza sprawą ich kosztu i stopnia dogodności w użyciu, należy brać pod uwagę także ich czułość, trwałość i zdolność pomiaru gwintu na całym jego profilu.

Naczułość szczęk gwintowych wywiera wpływ rodzaj stykającej się z mierzoną śrubą powierzchni sprawdzianu i wartość tarcia przy operacjach pomiarowych. Naszym zdaniem, największą czułością odznaczają się szczęki o stałych bokach, stykających się z gwintem śruby wzdłuż profilu. Tego rodzaju styk zachodzi: 1) w ściętych ukośnie szczękach nastawnych syst. Wickmann'a (rys. 32), gdzie styk szczęk z gwintem mierzonym następuje w płaszczyźnie AA, albo 2) w podobnych, lecz stałych szczękach syst. Škody, wykonanych w ten sposób, że ich profil odpowiada rzutowi gwintu śruby na

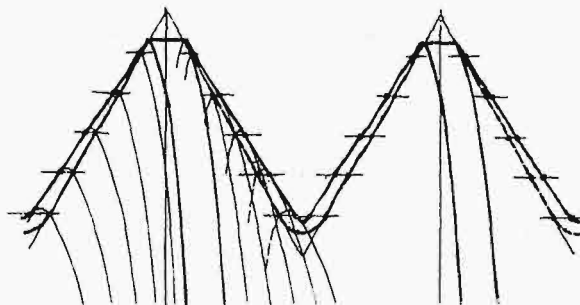


Rys. 32.

jego płaszczyznę osiową (rys. 33). W takich szczękach zachodzi przy pomiarach tarcie ślizgowe.

Mniejszą czułością odznaczają się szczęki o krążkach obracających się, naprz. syst. Aggra (rys. 34), w których zachodzi przy pomiarach tar-

cie potoczyste (albo równocześnie ślizgowe i potoczyste). Ponieważ współczynnik tarcia potoczystego jest o wiele mniejszy niż ślizgowego, to siła niezbędna dla przejścia szczęki (albo śruby), przy określonym, bardzo małym przekroczeniu wymia-

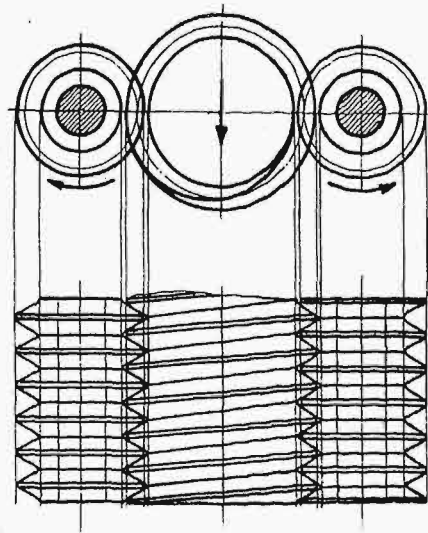


Rys. 33.

rów gwintu śruby w stos. do wymiarów szczęki, może być bliską do zera i nie być odczuta przez kontrolera. Prócz tego, styk ze śrubą zachodzi w szczękach krążkowych w pojedynczych punktach, wskutek czego odkształcenia sprężyste przy pomiarach bywają większe.

Nasze doświadczenia wykazały, że przy spotykanych zwykle w praktyce siłach pomiaru szczękami w granicach 0—2 kg czułość stałych szczęk wyraża się w przybliżeniu 10 μ , zaś czułość szczęk krążkowych — 20—30 μ . Innymi słowy, różnice wymiarów gwintu na śrubie, nie uławiane przez przyrządy pomiarowe, są przy użyciu szczęk krążkowych 2—3 razy większe niż przy stałych.

Zużycie gwintowych sprawdzianów szczękowych z obracającymi się krążkami jest mniejsze, niż gwintowych pierścieni lub szczęk z bokami stałymi i przesuwными. Ale zużycie krążków nie jest jednostajne, a zatem nie może być w jakikolwiek sposób ocenione.



Rys. 34.

Ustawienie (dopasowanie) na właściwy wymiar szczęk gwintowych wykonywa się zapomocą długich trzpieni gwintowanych o profilu całkowitym, albo też zapomocą krótkich sprawdzianów trzpieniowych o profilu skróconym.

W pierwszym wypadku szczęka mieć będzie wymiary większe niż trzpień, wskutek błędów w wykonaniu nie tylko szczęki, ale i samego ustawienia trzpienia; jeżeli błędy w skoku szczęki będą ΔS i trzpień o profilu całkowitym ustawiony zupełnie poprawnie, to średnia średnica szczęki będzie większa od średniej średnicy trzpienia o $\Delta S \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}$, gdzie α — kąt profilu gwintu.

Jeżeli obie strony szczęki są względem siebie przesunięte, co się często zdarza, to różnica pomiędzy wymiarami średnich średnic szczęki i trzpienia będzie zależała od długości szczęk i głębokości ich styku (głębokości nośnej) z trzpieniem. Tak więc, przy użyciu szczęki M 12, o długości boków równej 6 całkowitym zwojom, przy wzajemnym ich przesunięciu o ΔS , wskazana wyżej różnica w razie długiego trzpienia o całkowitym profilu będzie wynosiła ΔS , a w razie krótkiego trzpienia ($2\frac{1}{2}$ zwojów) o profilu skróconym różnica ta wyniesie zaledwie $0,4 \Delta S$. Zatem wobec wzajemnego przesunięcia szczęk o ΔS dopuszczalne ich zużycie będzie o $0,6 \Delta S$ mniejsze, jeżeli nastawianie sprawdzianu odbywa się według trzpienia długiego o profilu całkowitym, a kontrolę ich zużycia wykonuje się krótkim trzpieniem, o profilu skróconym. Zauważmy przytem, że bezpośredni pomiar przesunięcia szczęk napotyka na wielkie trudności.

Całkowitą kontrolę gwintu śruby wzdłuż całego profilu można wykonać zupełnie pewnie zapomocą szczęk, których profil obejmuje gwint mierzonej śruby (Wickmann, Škoda). Szczęki krążkowe nie ułatwiają mniejszych błędów w profilu gwintu śruby; atoli okoliczność ta, naogół zmniejszająca czułość ogólną przyrządu pomiarowego, nie stanowi przeszkody do kontroli szczękami krążkowymi śrub klasy normalnej (Mittel) dokładności.

Reasumując powyższe wywody o szczękach, możemy wyciągnąć wniosek następujący.

- 1) Do kontroli śrub normalnego wyrobu w obszarze tolerancji DIN-Mittel nadają się sprawdziany szczękowe zarówno o szczękach ślizgowych, jak i krążkowych.
- 2) Do kontroli śrub w obszarze pasowań o wyższej dokładności, o małych tolerancjach, naprz. śrub-wkrętów, lepiej stosować sprawdziany o szczękach stałych; szczęki krążkowe są nie dość czułe, a błędy pomiarów niemi (kontroli) sięgają często 50% całej tolerancji (naprz. w wypadku ogólnej tolerancji gwintu ciasnego równej $50-60 \mu$).

Pomiar bezpośredni pierścieni i szczęk gwintowych zapomocą odbitek amalgamowych metodą opisaną przez prof. Berndt'a¹⁰⁾ wykazał nam konieczność powiększenia, w razie pomiaru bezpośredniego, tolerancji średniej średnicy tych sprawdzianów w porównaniu z normą niemiecką DIN 13 i 14 Beiblatt 5 o ok. 50%; co się tyczy tolerancji skoku i kąta, to nie napotkaliśmy potrze-

by żadnych ich zmian, ponieważ elementy te przy wyrobie pierścieni i szczęk wypadają równie dokładnie, jak i przy wykonywaniu trzpieni.

b) Pomiar nakrętek.

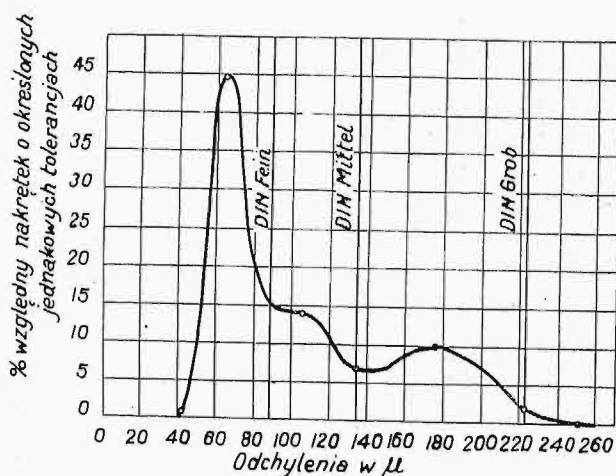
Przy zwykłym wyrobie nakrętek wykonywa się kontrolę ich gwintu sprawdzianami trzpieniowymi, przyczem w celu wyeliminowania wpływu nierówności powierzchni i błędów w skoku wyposaża się sprawdzian przechodni w profil skrócony i w 2—3 zaledwie zwoje gwintu, jak to przepisują normy DIN.

Profil gwintu w nakrętce różni się znacznie od profilu teoretycznego, jak również od profilu gwintownika¹¹⁾. Nasze doświadczenia wykazały, że odchylenia średnich średnic nakrętek od wymiarów gwintownika są jeszcze większe, niż to ustalili badacze niemieccy. Naprz. dla gwintu M 20 średnie odchylenia wynosiły:

	w średniej średnicy	w skoku
gwintowniki nieszlifow.	+ 200 do + 250 μ	$\pm 10 \mu$
„ szlifowane	+ 100 μ	$\pm 5 \mu$

Profile nakrętek, zwłaszcza wykonanych gwintownikami nieszlifowanymi, mają takie nierówności, że przytaczane zwykle w normach tolerancje ich kątów są niewystarczające i nierealne. Do zbadań tedy stanu profilu użytkowaliśmy pojęcia angielskie: „play” — charakteryzujące stopień gry (luzu) i „grade” — miarę błędów wykonania.

W nakrętkach M 20 „play” przekraczał o 20—80 μ wymiar średniej średnicy gwintownika, a „grade” był większy o 250—350 μ , zaś w wypadku krańcowym — nawet o 700 μ .



Rys. 35. Odsetka nakrętek o określonych tolerancjach przy pomiarach trzpieniowym sprawdzianem DIN.

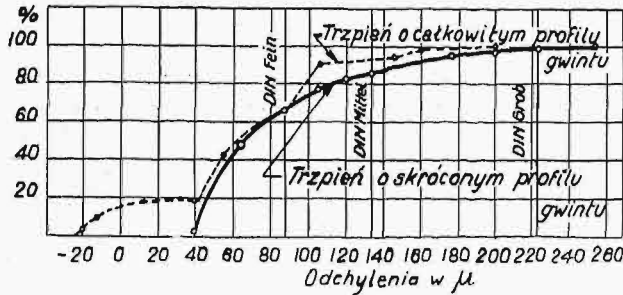
Zmierzono 1000 szt., gwintowanych 8-ma gwintownikami. Gwint metryczny 12 mm

Przy pomiarach profilu nakrętek stosowaliśmy prawie wyłącznie odbitki amalgamowe wedł. me-

¹⁰⁾ Zeitschr. für Instrumentenkunde, 1930, zesz. 6, str. 375—384; zesz. 7, str. 407—416.

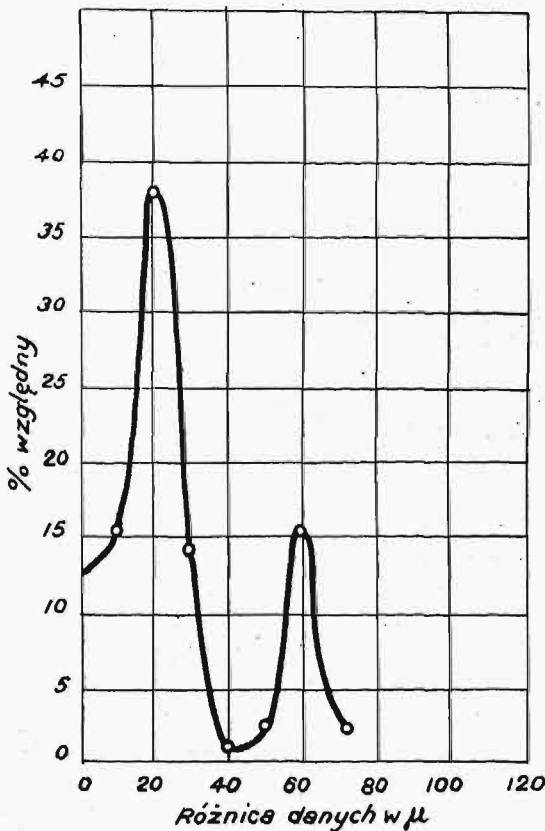
¹¹⁾ Lehla. „Muttergewinde und-gewindebohrer”. Dresden 1928; Mütze. „Die Festigkeit der Schraubenverbindung in Abhängigkeit v. d. Gewindetoleranzen”. J. Springer 1929.

tody D-ra Härtl'a¹¹⁾. Foremki odlewnicze, skądane, były tak skonstruowane, że odbitki odtwarzały dokładnie wszystkie nierówności gwintu. Drogą wielokrotnych powtórnych odbitek gwintu wewnętrznego szlifowanych pierścieni gwintowanych i drogą pomiarów tych odbitek zapomocą komparatora Zeissa znaleźliśmy największe odchylenie średniej średnicy równe 10 μ i skoku —



Rys. 36. Ogólna odsetka nakrętek o określonych tolerancjach, wyznaczonych drogą pomiaru dwoma różnymi trzpieniami DIN — o gwincie skróconym i całkowitym w profilu. Zmierzone 1000 szt., gwintowanych 8-ma gwintownikami. Gwint metryczny 12 mm.

3 μ . Licząc się z nieuniknionymi odkształceniami przy zaprasowywaniu amalgamatów, można powiedzieć, że omyłki przy wyznaczaniu średniej



Rys. 37. Różnica danych z pomiarów trzpieniami DIN o profilu skróconym i całkowitym. Gwint metryczny 12 mm. Zmierzone 300 szt.

średnicy gwintu wewnętrznego metodą odbitek nie przekraczają 20—25 μ ; biorąc zaś pod uwagę większe niedokładności w profilu nakrętki, można

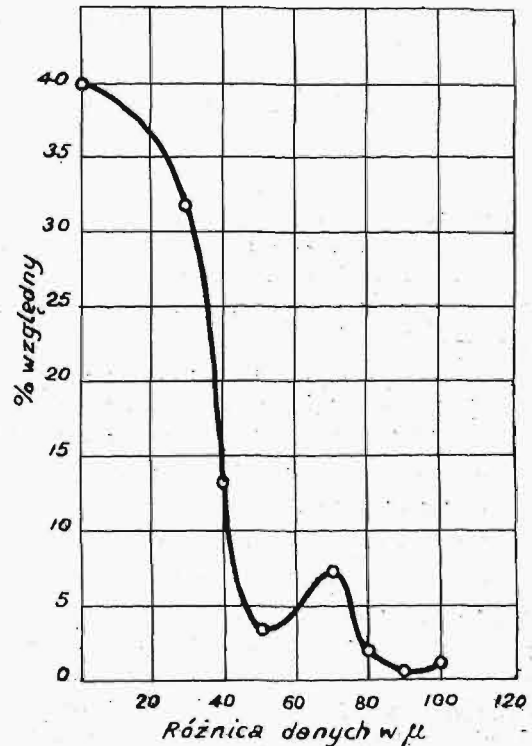
¹¹⁾ Berndt. „Messungen der Innengewinden...“ Werkzeugmaschine 1929, zesz. 7.

uznać dokładność metody odbitek amalgamowych za zupełnie zadawalającą.

Pomiary wykonywaliśmy uniwersalnym komparatorem Zeissa. Najmniejszą grę „play” wyznaczaliśmy bądź drogą pomiaru bezpośredniego odbitek, bądź drogą wkręcania (wpasowywania) ciasno wchodzącego trzpienia sprawdzianowego o profilu pełnym¹²⁾. „Grade” sprawdzano zapomocą pomiarów odbitek na komparatorze.

Im więcej niedokładności w profilu gwintu nakrętki, tem większa różnica pomiędzy „play” a „grade”, jak również pomiędzy wymiarami ciasno wkręcającego się do nakrętki sprawdzianu o profilu skróconym i sprawdzianu o profilu całkowitym.

Sprawdzian o profilu skróconym daje do pewnego stopnia rękojmię co do jakości profilu gwintowego nakrętki i najmniejszej głębokości nośnej gwintu. Dla zupełnej jasności i porównywalności wyników pomiarów nakrętek koniecznie potrzeba, by w normach tolerancji gwintów była ściśle oznaczona konstrukcja sprawdzianu przechodniego, t. zn. liczba zwojów i długość boków gwintu. Naszem zdaniem, liczba zwojów nie powinna być mniejsza niż 2 $\frac{1}{4}$, aby średnią średnicę sprawdzianu można było mierzyć drucikiem wzorcowanym. Długość boków ustalają normy DIN zupełnie słusznie; dalsze jej skrócenie byłoby nieekonomiczne z punktu widzenia zużycia.



Rys. 38. Różnica danych z pomiarów w końcach i na całej długości nakrętki, przy użyciu trzpienia DIN o skróconym profilu gwintu. Gwint metryczny 20 mm. Zmierzone 300 szt.

Prócz ustroju sprawdzianów, ważnem byłoby także znormalizowanie samego sposobu pomiaru. W przekroju osiowym nakrętka ma zazwyczaj po-

¹²⁾ Pomiarowe sprawdziany trzpieniowe różniły się pomiędzy sobą kolejno wielkością średniej średnicy o 10 μ .

stać stożkową lub dzwonową, z rozszerzeniem w miejscu wejścia gwintownika. Różnica średnic średnic na początku i w środku nakrętki stanowi średnio od 30 do 100 μ przy pomiarach na odbitce i od 0 do 50 μ przy pomiarach sprawdzianami trzpieniowymi; największe odchylenia przy pierwszej metodzie sięgają 300—400 μ .

Na wykresie rys. 35 pokazano w % stosunkowy podział partji 1000 szt. nakrętek M12 wedł. tolerancyj, wyznaczonych za pośrednictwem wkręcania (wpasowywania) do nich trzpieni śrubowych typu sprawdzianu przechodniego DIN o profilu skróconym. Na osi odciętych wskazano odchylenia od wymiaru teoretycznego średniej średnicy, zaś na osi rzędnych — odsetkę nakrętek, poprzez które nie przechodzi trzpień o odpowiadającym odchyleniu wymiaru średniej średnicy. Nakrętki wykonano 8-ma gwintownikami o średnicy średniej przewyższającej wymiar teoretyczny o 38—55 μ .

Wykres na rys. 36 wskazuje ogólną odsetkę nakrętek tej samej partji o określonych tolerancjach, wyznaczonych za pośrednictwem wkręcania sprawdzianów przechodnich o profilu skróconym wedł. DIN i sprawdzianów przechodnich o profilu pełnym teoretycznym oraz o długości odpowiadającej długości nakrętki.

Różnice w wynikach pomiarów zapomocą dwóch wskazanych typów sprawdzianów widzimy na wykresie rys. 37, gdzie na osi odciętych wskazane są różnice wymiarów w μ przy pomiarach partji 300 szt. nakrętek M12 sprawdzianami trzpieniowymi o całkowitym i skróconym profilu, a na osi rzędnych — odpowiadające im odsetki liczby nakrętek. Stosunek długości boków sprawdzianów wynosił 1 : 2,08.

Wpływ sposobu pomiaru (czy sprawdzian przechodni przechodzi poprzez całą długość nakrętki, czy też zatrzymuje się w samym jej początku) wykazano na wykresie rys. 38. Tu na osi odciętych mamy różnice wymiarów przechodnich sprawdzianów trzpieniowych o profilu skróconym wedł. DIN, które wchodzi do nakrętki zaledwie na 2—3 jej zwoje, i tych, które ciasno przechodzą przez nią całą; na osi rzędnych wskazano odnośne odsetki nakrętek.

Naszem zdaniem, do kontroli nakrętek o normalnej dokładności (DIN-Mittel) należy ustalić, jako normę międzynarodową, przepis o użyciu przechodniego sprawdzianu gwintowego o 2—3 zwojach i o profilu skróconym DIN, nie mającego przechodzić przez całą długość nakrętki.

Czynniki hamujące rozpowszechnianie się żelaznych konstrukcyj spawanych.

Napisał H. Jasiński, Inżynier-technolog.

Ogólnie znane są zalety, które konstrukcje spawane wyróżniają się korzystnie w porównaniu z nitowaniami, i wiadome są atuty, jakie spawanie daje do ręki konstruktorowi i warsztatowcy:

- 1) uproszczone rysunki (niema nitów);
- 2) skrócone obliczenia wytrzymałości (niema osłabiających przekroje otworów do nitów);
- 3) prostsze łączenie elementów;
- 4) mniej obróbki warsztatowej;
- 5) łatwa naprawa i wzmacnianie konstrukcji;
- 6) oszczędność na wadze żelaza.

Te i wiele innych jeszcze dodatnich cech spawania przyczyniają się do szybkiego rozwoju konstrukcyj spawanych. Dotychczas jednak rozpowszechnianie się żelaznych konstrukcyj spawanych nie postępuje w jednakowym tempie dla wszystkich rodzajów konstrukcyj. Już obecnie spawanie jest bardzo szeroko stosowane w różnych urządzeniach fabryczno - przemysłowych, mniejszych budowlach i wogóle w konstrukcjach stosunkowo mniej odpowiedzialnych pod względem bezpieczeństwa. Inaczej się sprawa przedstawia w konstrukcjach o znacznym obciążeniu, budowlach użyteczności publicznej i wogóle konstrukcjach w wysokim stopniu odpowiedzialnych pod względem statycznym i wytrzymałościowym.

Tu stosowanie spawania postępuje w tempie znacznie powolniejszym.

Składają się na to różne czynniki natury technicznej i gospodarczej. Krótkie omówienie niektórych z tych czynników jest przedmiotem niniejszego artykułu.

W wielu krajach prowadzone są na szeroką skalę badania konstrukcyj spawanych, pomimo jednak, że prace w tym kierunku posunęły się już dość daleko, wyniki badań dotychczas nie są jeszcze, z nielicznymi wyjątkami, ujęte w miarodajne przepisy, zatwierdzone przez władze państwowe. Te zaś z przepisów, które już ogłoszono, różnią się pomiędzy sobą znacznie.

Polska, dzięki pracy i energii p. prof. Bryły i godnej naśladowania inicjatywie Ministerstwa Robót Publicznych, kroczy w pierwszych szeregach państw, które wydały przepisy urzędowe w tym zakresie. Polskie przepisy zastosowane były przy wykonaniu spawanego mostu drogowego w Łowiczu (opisane są szczegółowo w „Przeglądzie Technicznym“ z r. 1929, zes. 26).

Dla porównania, niżej podane są dopuszczalne naprężenia do obliczania szwów spawanych, ogłoszone w niektórych państwach.

W Polsce, przy projektowaniu mostu w Łowiczu, przyjęto: dopuszczalne naprężenie szwu czo-

łowego 700 kg/cm^2 ; wytrzymałość 1 cm b. szwu ścinanego obliczono wg. wzoru profesora Bryły: $(640-80t) \text{ kg/cm}^2$. We wzorze tym dopuszczalne naprężenie uzależnione jest od grubości szwu t .

W Ameryce (patrz pismo: Der Stahlbau 1930 Nr. 14. Bondy: „Schweissung im Stahlbau 1929”) ogłoszono przepisy, w których dopuszczalne naprężenia szwów są następujące:

rozciąganie	930 kg/cm^2
ściskanie	1070 "
ścinięcie	810 "

W Niemczech wydane były w roku 1930 przepisy do wykonywania konstrukcji spawanych (Stahlhochbauten). Jako zasadnicze naprężenia dopuszczalne w szwach ustalono tam:

rozciąganie	720 kg/cm^2
ściskanie	900 "
ścinięcie	600 "

Dla wypadków, w których warunki techniczne pozwalają na podwyższenie naprężenia dopuszczalnego w prętach konstrukcji z 1200 na 1400 i 1600 kg/cm^2 , — dozwolono powiększenie w tym samym stosunku naprężeń w szwach; dla obciążeń zaś zmiennych zmniejszono naprężenia w szwach o jedną szóstą.

Niemieckie koleje opracowały projekt przepisów do obliczania mostów spawanych, w którym dopuszczalne naprężenia wyznaczone są według wzorów:

na rozciąganie i ściskanie $0,8 \cdot 1400 = 1120 \text{ kg/cm}^2$
 na ściskanie $0,5 \cdot 1400 = 700 \text{ "}$

Przy uwzględnieniu wiatru, liczba 1400 w powyższych wzorach może być powiększona do 1600. Siły w prętach, momenty zginające i siły poprzeczne powinny być powiększone według wzoru:

$$S = \max S + 0,5 (\max S - \min S),$$

gdzie $\max S$ i $\min S$ są to bezwzględnie największe i najmniejsze siły i momenty.

Jak widać z kilku powyższych przykładów, ogłoszone w różnych państwach dopuszczalne naprężenia w ustrojach spawanych różnią się pomiędzy sobą bardzo.

Niejednakowe są również wymagania przepisów co do wyboru elektrod i prądu. Przy wykonaniu mostu w Łowiczu zastosowano elektrody z powłoką chemiczną i prąd zmienny. We wspomnianych wyżej przepisach kolei niemieckich wskazany jest prąd stały i elektrody bez powłoki. Przepisy niemieckie dla spawanych konstrukcji żelaznych pozwalają stosować prąd stały lub zmienny i elektrody z powłoką lub bez, odpowiednie do wykonywania szwów poziomych, pionowych lub nad głową.

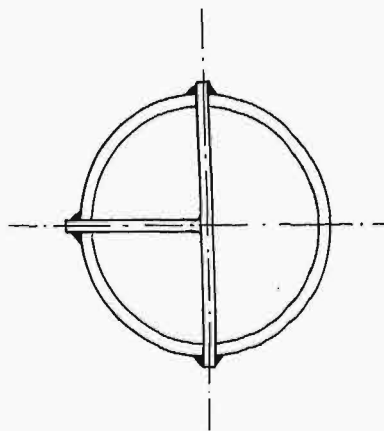
Brak ostatecznie ustalonych i miarodajnych przepisów do projektowania i wykonywania konstrukcji spawanych stwarza atmosferę niepewności tak dla konstruktora i wykonawcy, jak i dla

¹⁾ W późniejszych badaniach ustalił prof. Bryła wzór dla siły zrywającej $(3025-1325t) \text{ kg/cm}^2$.

odbiorcy, co nie sprzyja naturalnie rozpowszechnianiu się konstrukcji spawanych.

Tylko należyście zaprojektowana konstrukcja spawana może wykazać zalety spawania i uczynić zadość pokładanym w niej nadziejom. Sposób łączenia części konstrukcji spawanej jest inny niż nitowanej. Żeby połączenia i węzły najlepiej odpowiadały spawaniu, muszą poszczególne elementy mieć odpowiednie i nieraz specjalne przekroje. Pod tym względem spotykają dzisiejszego konstruktora nieprzewyciężone jeszcze trudności, mianowicie brak odpowiednich kształtówek i wypróbowanych szczegółów konstrukcyjnych.

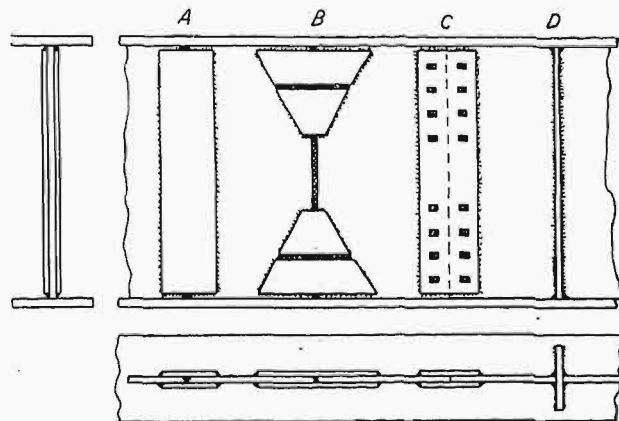
Jakie kształtówki niezbędne są do konstrukcji spawanych, odpowie prawdopodobnie najbliższa przyszłość; dziś, dla przykładu, wskazać można kształtówki o wielkich i cienkich ramionach, o wysokim stosunku momentu bezwładności do powierzchni przekroju, których w Polsce jeszcze się nie walcuje; kształtówki rurowe, jak na rys. 1,



Rys. 1.

których nie walcuje się nigdzie, pomimo iż nadałyby się do prętów spawanych.

Co się tyczy szczegółów konstrukcyjnych (szczegóły łączeń), to mamy ich dość dużo już obecnie, ale przeważnie mało wypróbowanych, o

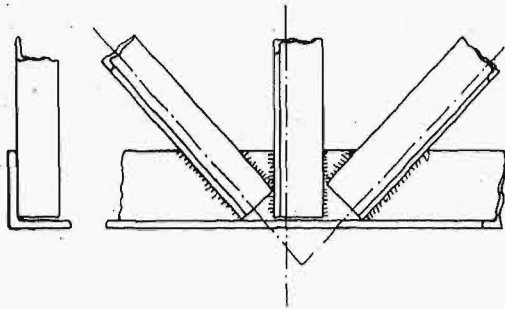


Rys. 2.

niewiadomym spódczynniku pewności pod względem wytrzymałości. Ta niepewność krępuje bardzo konstruktora. Na rys. 2 uwidocznione są czte-

ry przykłady A, B, C, D styków duszy belki blaszanej. Można dysputować, który z tych styków jest prostszy lub tańszy, ale co powiedzą próby w laboratorium lub w praktyce, tego nie jesteśmy pewni.

Niektóre z rozpowszechnionych przez reklamę rysunków są zasadniczo dla statyka niezdadne. Jako najprostszym przykładem służyć może węzeł na rys. 3, w którym pręty są niezcentrowane w płaszczyźnie rysunku i w płaszczyźnie prostopadłej do rysunku.



Rys. 3.

Spotyka się często łączenia, które statyk mógłby zastosować tylko z warunkiem uwzględnienia naprężeń dodatkowych.

Nawet taki elementarny szczegół, jak pokazane na rys. 4 usztywnienie duszy belki zapomocą dwustronnych żeberek blaszanych, może wzbudzać obawę, że blacha duszy jest w tym miejscu osłabiona „wzajemnie się” z dwu stron szwami.

Do szczegółów jeszcze nieustalonych należałoby zaliczyć również wymiary szwu najmniejszego, jaki można stosować w konstrukcji spawanej. Zrozumiałą jest tendencja konstruktora do stosowania szwów jaknajmniejszych, zwłaszcza tam, gdzie nie przenoszą one znaczniejszych sił i służą tylko do połączenia w jedną całość równoległe pracujących części przekroju jakiegokolwiek pręta. Podług wzoru prof. Bryły (Czas. Techn. 1930 Nr. 18), stosunek wytrzymałości dwu szwów o wymiarach 8×8 i 4×4 cm wyraża się cyfrą $484 : 307 = 1,6$. Ponieważ stosunek przekrojów tychże szwów równa się $32 : 8 = 4$, wynikałoby stąd, że przy zmniejszeniu wymiarów szwu 8×8 na 4×4 cm wytrzymałość szwu zmniejszy się tylko 1,6 razy, objętość zaś szwu, czyli zużycie elektrod, a zatem i koszt szwu, zmniejszy się aż 4 razy. W praktyce jednak, w miarę zbliżania się do szwów najmniejszych, koszt spawania nie zmniejsza się wprost proporcjonalnie do zmniejszenia się przekroju szwu, rośnie bowiem trudność ręcznego wykonania szwów małych. Zwiększa się precyzyjność niezbędną przy spawaniu zygawkowatego ruchu ręki, łuk elektryczny wywołuje drgania cienkiej elektrody, a stosunek objętości elektrody do masywu konstrukcji żelaznej staje się za mały do utrzymania temperatury na należytej wysokości. Zużycie elektrod na jednostkę objętości szwu, naskutek większego spalania się, wzrasta, tak samo jak i czas jednostkowy wykonania szwu. Jedno-

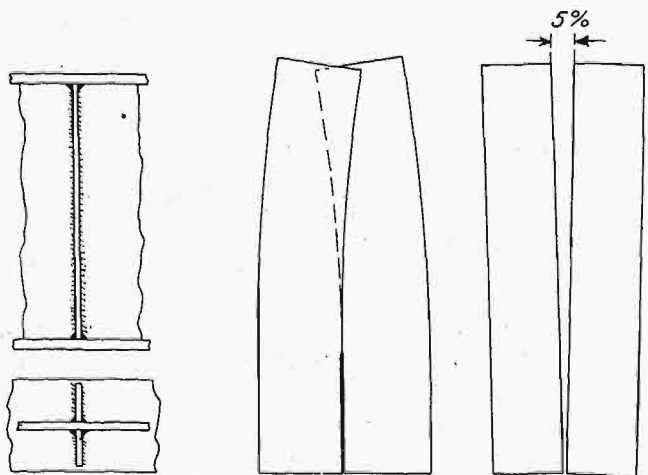
częściej gwarancja dobroci szwu zmniejsza się. Z powyższego wynika, iż jest pewna granica, poza którą zmniejszanie szwu już się nie opłaca. Koleje niemieckie uważają szew 7×7 cm na najmniejszy, jaki może być stosowany przy spawaniu mostów (Die Bautechnik 1930, zes. 31, str. 483).

Do czynników, hamujących rozpowszechnianie się konstrukcji spawanych, należy też zarzut, iż kontrolowanie dobroci szwu spawanego jest niemożliwe, naskutek czego niewykryte wady szwów grożą zawsze niebezpieczeństwem. Dziś zarzut ten jest przestarzały. Mamy już różne sposoby i przyrządy do badania spoiny z wystarczającym dla celów przemysłowych przybliżeniem, na przykład sposoby: röntgenograficzny, lub też elektromagnetyczny, albo oporowo-elektryczny. Zapomocą tych sposobów badać można grube spoiny, nałożone wieloma warstwami.

Należy jednak zaznaczyć, że stosowanie tych sposobów do badania szwów konstrukcji żelaznej niezbędne jest w wyjątkowych tylko wypadkach. Wielowarstwowe grube szwy zdarzają się bardzo rzadko w konstrukcjach żelaznych. Przeważają szwy jedno lub dwuwarstwowe. Wszystkie wady takich cienkich szwów widoczne są na zewnętrznej ich powierzchni. Wprawny fachowiec może kontrolować takie szwy z wystarczającą dla praktyki dokładnością podług zewnętrznego ich wyglądu, nacinaniem i opukiwaniem. Pierwszy próbny most kolejowy w Niemczech zbadany był sposobem röntgenograficznym. Do tego celu mają Niemcy laboratorium, umieszczone w wagonie.

Wszystko to, co jest w konstrukcji spawanej jeszcze niezbadane, niezdecydowane i wątpliwe, budzi u przedsiębiorcy wrażenie ryzyka i obawę nieprzewidzianych wydatków i strat.

Wykonawca konstrukcji spawanych powinien być dobrym specjalistą i umieć sobie poradzić z różnymi trudnościami, jakie go spotkać mogą.



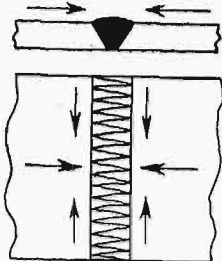
Rys. 4.

Rys. 5.

Rys. 6.

Jako przykład takich trudności, służyć może charakterystyczne dla szwów spawanych dość złożone zjawisko odkształceń termicznych, które dla krótkości nazywamy tu wyrazem „skurcz”.

Skurcz szwu łatwo może być zaobserwowany przy spawaniu długich styków blach. Krawędzie przeznaczonych do spawania blach, ułożone równoległe do siebie, w miarę wykonywania szwu, nasuwają się na siebie, jak pokazano na rys. 5. Żeby temu zapobiec, należy układać krawędzie blach z 5% nachyleniem do siebie (rys. 6). Skurcz szwu wywołuje ściąganie we wszystkich kierunkach, czyli nietylko wpo-
przek szwu, ale i wzdłuż, jak wskazują strzałki



Rys. 7.

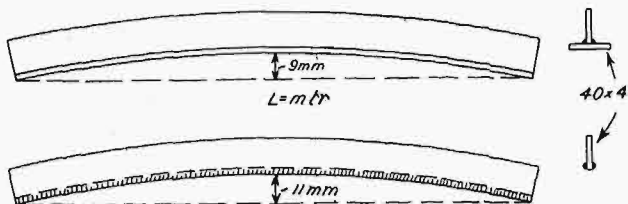
na rys. 7. Podłużny skurcz szwu zaznacza się bardzo wyraźnie przy niesymetrycznym nakładaniu w stosunku do przekroju jakiegokolwiek pręta szwu.

Jak widać na rys. 8 i 9, pręt w tym wypadku wygina się, przytem dla próbek wskazanych na rysunkach strzałki ugięcia były 11 i 9 mm.

Skurcz szwu spawanego jest o tyle znaczny,

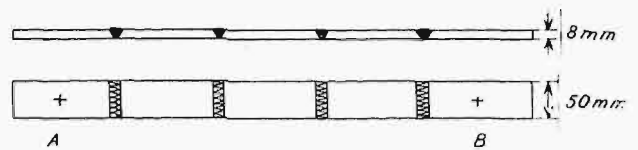
że się daje zmierzyć nawet prymitywnym sposobem. Na rys. 10 uwidoczniła jest próbka, złożona z pięciu kawałków płaskownika 50 × 8 mm, ułożonych, jak należy do spawania, z przerwami po 2 mm. Specjalną ramką, nie pokazaną na rysunku, kawałki są zabezpieczone od przesuwania się w bok i poruszania się z powodu nieprzewidywanych wstrząszeń lub pęknięcia elektrody. Spawanie czterech szwów wykonywane jest po kolei od pierwszego do czwartego, przytem każdy następny kawałek płaskownika przytwierdzany jest przyciskiem nieruchomo, poprzedni zaś tylko zlekka, żeby nie przeszkodzić przesuwaniu się tego ostatniego wskutek skurczu szwu. Różnica odległości pomiędzy punktami A i B, zmierzonych przed i po spawaniu czterech szwów, wyraża skurcz tych szwów. Średnia wielkość skurczu w jednym styku, zmierzona w kilku wykonanych w powyższy sposób w zakładach Tow. K. Rudzki i S-ka próbkach, wynosiła 0,7 mm. Przy rozszerzaniu przerw pomiędzy płaskownikami, skurcz wzrasta i może przekroczyć 1,5 mm²⁾.

Stosując różne znane fachowcom zabiegi i sposoby, można zmniejszyć powstające od skurczu zniekształcenia, pewne wewnętrzne naprężenia szwu i żelaza zawsze jednak pozostają, i należy się z niemi liczyć.



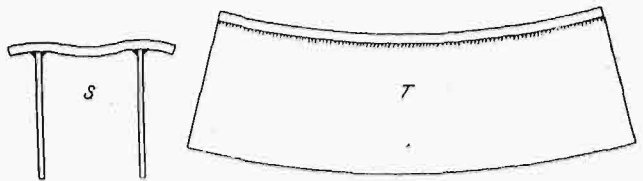
Rys. 8 i 9.

Niżej podane są przykłady najczęściej spotykanych zniekształceń, jakie w większym lub mniejszym stopniu, w zależności od umiejętności wy-



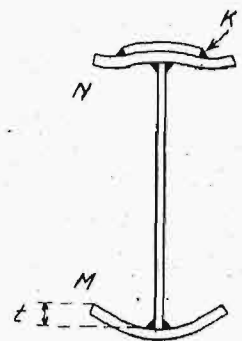
Rys. 10.

konawcy, zachodzą w konstrukcjach żelaznych wskutek skurczu szwów spawanych. Dla jasności przedstawiono odkształcenia na szkicach przesad-



Rys. 11.

nie. Rys. 11S uwidoczniła przekrój pasa korytowego, zniekształcony przez skurcz poprzeczny; rys. 11T — widok boczny tegoż pasa, wygiętego z powodu skurczu podłużnego. Rys. 12 przedstawia zniekształcony przekrój belki blaszanej. W piśmie „Bautechnik” 1930 r., Nr. 22 komunikuje Dr. Szaper, iż przy wykonywaniu pierwszego w Niemczech kolejowego mostu spawanego zniekształcenie nakładek 260 × 30 mm belki głównej, której przekrój podany jest na rys. 13, wynosiło 4 mm. Po wykonaniu zaś szwów drugich nakładek 220 × 16 mm, skrzywienie pierwszych zmniejszyło się o 1,5 mm, wskutek skurczu szwu K (rys. 12M i N). Zniekształcenie przekrojów skrzynekowych wskutek skurczu szwów narożnych, wewnętrznych a i zewnętrznych b widoczne jest na rys. 14. Inny rysunek (15) przedstawia szkielec ramy, wykonanej, przypuścmy, z ceówek. Trzy odcinki 1, 2, 3 środkowej belki PR są wstawione



Rys. 12.

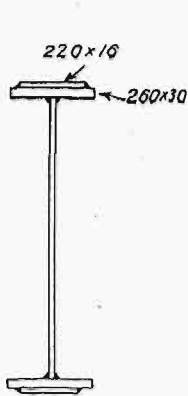
z pewnym konstrukcyjnym „łuzem” pomiędzy poprzednio zmcowane belki poprzeczne. Po wykonaniu szwów, przytwierdzających odcinki do belek poprzecznych, ostatnie zostaną ściągnięte pod wpływem skurczu szwów ku sobie i wygięte, jak widać na rysunku.

Przypuścmy, że rysunek 16 przedstawia kratownicę dźwigara mostowego. Jeżeli część AB pasa górnego ulegnie podłużnemu skurczowi, pokazanemu na rys. 11,T, to słup C zostanie ściśnięty siłą, jaka jest niezbędna do wyprostowania wygiętego ku dołowi pasa AB.

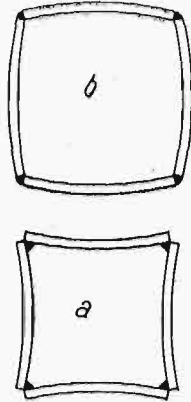
Przy wzmacnianiu spawaniem konstrukcyj i mostów, skurcz szwu, powodując dobre dociąganie

²⁾ Patrz próby inż. Lottmanna: Z. V. D. I. 1930, Nr. 33.

wzmocnień, może być pożyteczny. W niektórych jednak wypadkach, przy szwach czołowych zwłaszcza, może dać wyniki niepożądane. Przy-
puśćmy na przykład, że rozciągany pręt P (rys. 17) jakiegokolwiek kratownicy jest wzmocniony na-



Rys. 13.



Rys. 14.

kładką blaszaną S , spawaną w styk do węzłówek. Jeżeli skurcz szwów przekroczy pewną granicę, to, przy obciążeniu kratownicy, dawna część przekroju pręta nie będzie pracowała, wzmacniająca zaś nakładka S będzie przeciążona, i szwy mogą pęknąć. (Żeby tego uniknąć, styk powinien być pokryty nakładką o szwach ścinanych).

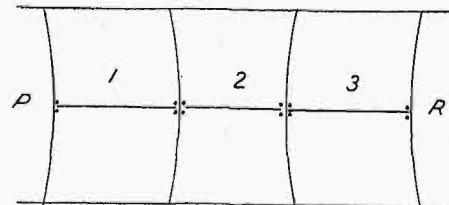
To samo może się zdarzyć w wypadku wskazanym na rys. 18. Przypuśćmy, że uszkodzona część jednego z dwu kątowników pręta 3—4 jest wycięta i zastąpiona wstawką spawaną m na dwa styki czołowe. Naprawiona połowa pręta skurczy się, skutkiem czego druga połowa pręta nie będzie pracowała. Wynik będzie jeszcze gorszy, jeżeli, na przykład, cztery kątowniki przekroju pręta 1—2 (rys. 18) będą naprawione czterema wstawkami n , spawanymi na styki czołowe, przytem wstawki będą wpawane jedna po drugiej (a nie jednocześnie wszystkie). Przy takiej kolejności spawania, skurcz pręta 1—2 będzie szczególnie wielki, albowiem poszczególne skurcze każdego z czterech kątowników zsumują się. Przy obciążeniu kratownicy, najwięcej naprężony będzie ten z czterech kątowników przekroju pręta, który był spawany ostatni. Sumaryczny skurcz pręta może być o tyle wielki, że wywoła dodatkowe naprężenia w sąsiednich prętach kratownicy.

Odpowiednie zaprojektowanie połączeń spawanych w niektórych wypadkach chroni konstrukcję od skurczu. Może się stać nawet, że nieraz powstające pod wpływem skurczu odkształcenia i naprężenia, o znaku przeciwnym do wywołanych obciążeniem, dadzą się zużytkować, jako korzystne, ulepszając stan wytrzymałościowy konstrukcji³⁾. Pomimo to jednak podane wyżej liczne przykłady mogą stanowić dowód, że wykonawca ma na każdym kroku do czynienia ze zniekształceniem konstrukcji wskutek skurczu. Niema w tem

nic zastraszającego, zapobieganie jednak zniekształceniom wymaga wykwalifikowanego robotnika, pomocniczych przyrządów i dodatkowej pracy, — czyli i dodatkowych kosztów.

Jak wspomniano na wstępie niniejszego artykułu, zaletą konstrukcji spawanej jest mniejsza ilość obróbki warsztatowej. Dla omawianego tu rodzaju konstrukcji, oszczędności, płynące z tego źródła, nie są jednak tak wielkie, jak się to nieraz przypuszcza. Obróbka każdej konstrukcji żelaznej daje się zgrupować w następujących zasadniczych operacjach: trasowanie, prostowanie, znaczenie, przebijanie lub wiercenie, obcinanie, heblowanie, montowanie, dopasowywanie, nitowanie i malowanie. W konstrukcjach spawanych odpada całkowicie tylko nitowanie, przybywa zaś spawanie. Robocizna spawania jest tańsza od robocizny nitowania tylko przy szwach przerywanych. Robocizna szwów ciągłych, z małymi wyjątkami, jest droższa od robocizny nitowania; przytem, w odniesieniu do całego zespołu, różnica przesuwą się tem więcej na niekorzyść spawania, im więcej osobnych elementów mają przekroje prętów (naprz. kilka warstw blach), czyli im więcej jest szeregów szwów. Ponieważ w omawianych tu konstrukcjach (naprz. mostów) przeważają szwy ciągłe, to robocizna spawania jest tu przeważnie droższa od robocizny nitowania. Niektóre z wymieniowych wyżej prac, mianowicie prostowanie, obcinanie, heblowanie i malowanie, kosztują jednakowo prawie w konstrukcjach spawanych i nitowanych. Z powyższego wynika, że oszczędności mogą być tylko na trasowaniu, znaczeniu, przebijaniu lub wierceniu, montowaniu i dopasowywaniu.

Nieraz się słyszy, że konstrukcje spawane dają się montować bez otworów i śrub, i że można je wykonywać całkowicie na miejscu budowy. Jest to zgodne z rzeczywistością, ale tylko dla robót najprostszych — lub też dla większych ilości jednakowych obiektów, które można montować na szablonych pomocniczych i ramach. Przy konstrukcjach bardziej skomplikowanych, cięższych i nie powtarzających się, ten uproszczony sposób montowania jest albo niemożliwy, albo kosztuje drożej. W tym wypadku tylko zapomocą otworów

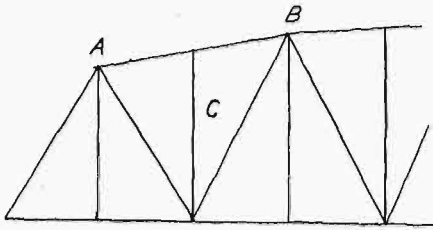


Rys. 15.

i śrub można zmontować konstrukcję geometrycznie poprawnie i w czasie najkrótszym. Pewna ilość otworów w konstrukcji spawanej jest niezbędna, czyli i tu, tak samo jak w konstrukcji nitowanej, trzeba je trasować, znaczyć i przebijać lub wiercić. Otworów tych jest stosunkowo niewiele, są

³⁾ Patrz: Przegl. Techn. 1929, Nr. 39; Dr. F. Szlągowski. O stosowaniu w konstrukcjach korzystnych naprężeń i odkształceń. Również: Z. V. D. I. 1930, Nr. 46, str. 1560.

one przeważnie na końcach poszczególnych elementów i prętów, lecz powinny być bardzo dokładnie wytrasowane i wykonane, od nich bowiem zależy prawidłowy kształt konstrukcji.



Rys. 16.

Dla zmontowania różnych przewiązek i kratek zespołów spawanych, powinny być wytrasowane i naznaczone na prętach: podziałka, ryski, znaki itp. Prócz tego, na wszystkich częściach konstrukcji powinny być oczywiście wytrasowane i naznaczone obciążenia i wybita numeracja.

Z powyższego widać, że na trasowaniu i znaczeniu konstrukcji spawanej wielkich oszczędności być nie może. Co się zaś tyczy montowania poszczególnych części zespołów spawanych, to w ustroju spawanym kosztuje ono raczej drożej niż w konstrukcji nitowanej. Wobec braku, lub ograniczonej ilości otworów, wypada tu stosować zamiast śrub różne uchwyty, zaciski, tymczasowe łączniki i t. p., i sprawdzać stale wzajemne położenie części. Zajmuje to więcej czasu, niż montowanie na otwory i śruby.

Natomiast niezbędne przy montowaniu dopasowywanie części, czyli obróbka ścinakiem, pilnikiem i t. d. kosztuje w konstrukcjach spawanych taniej, ponieważ obciążenia końców wielu elementów nie wymagają wielkiej dokładności.

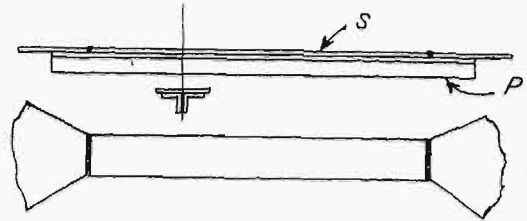
Ze wszystkich wymienionych wyżej operacji największe oszczędności mogą być na przebijaniu lub wierceniu otworów.

Tak zwane koszty dodatkowe, czy ogólne, są dla konstrukcji spawanej niższe, niż dla nitowanej, zwłaszcza tam, gdzie prąd jest niedrogi.

Konstrukcje spawane są lżejsze od nitowanych. Jest to zrozumiałe, albowiem przekroje prętów nie są osłabione otworami; węzłówki są mniejsze; blachy mogą być łączone bezpośrednio, bez kątowników; połączenia są wogóle prostsze. Z powodu mniejszej ilości żelaza (5 — 35%), oszczędności stąd pochodzące mogą być znaczne.

Sumując wszystkie pozycje kosztów konstrukcji spawanej, mianowicie — roboczną, koszty ogólne i materiał, można otrzymać cyfry mniejsze niż dla konstrukcji nitowanej. Ale do powyższych kosztów należy doliczyć jeszcze koszt elektrod — i tu właśnie następuje moment krytyczny dla kon-

strukcji spawanej, albowiem koszt elektrod jest tak wielki, że w większości wypadków pochłania wszystkie wspomniane wyżej oszczędności. Taki stan rzeczy jest obecnie w Polsce i, prawdopodob-

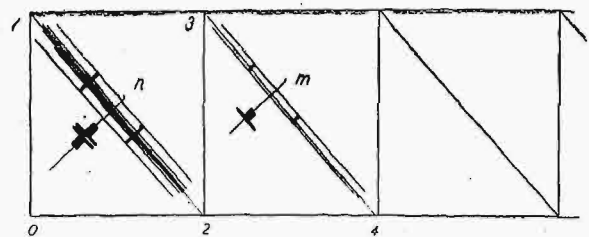


Rys. 17.

nie, wszędzie, gdzie elektrody są drogie. Sprawdzamy elektrody z zagranicy, jako wyrób patentowany i oclony, i płacimy bardzo drogo. Naprzykład elektrody bez powłoki chemicznej austriackie kosztują 2,67 zł. za kg. Elektrody z powłoką chemiczną kosztują znacznie drożej, mianowicie za kg metalu (waga bez powłoki) średnio:

szwedzkie — 8.03 zł.	angielskie AWP — 13.00 zł.
belgijskie — 8.20 zł.	ameryk. Wilson — 7.25 zł.

Koszt metalu jednego metra szwu 10 mm, wykonanego elektrodą belgijską, wynosi 4,70 zł., czyli prawie trzy i pół razy więcej niż robocizna spawania. Żeby otrzymać pojęcie, jak wielką pozycję w kosztach wykonania konstrukcji spawanej stanowią powyższe elektrody, wystarczy porównanie, mianowicie: koszt elektrod wynosi w przybliżeniu półtora razy tyle, co cała robocizna kotlarska. W tem tkwi główna przyczyna, która utrudnia konstrukcji spawanej współzawodnictwo z nitowaną. Konieczność amortyzowania nowych inwestycji spawalnianych nie odgrywa wielkiej roli. Oferty na różne konstrukcje spawane, obliczone bez uwzględnienia amortyzacji i oprocentowania kapitału inwestycyjnego, są pomimo to za drogie.



Rys. 18.

Konstrukcje spawane rozpowszechniałyby się w Polsce o wiele prędzej, gdybyśmy mieli krajowe dobre i tanie elektrody. W tym kierunku powinna być skierowana inicjatywa prywatna i czynników miarodajnych.

Nowy pogląd na racjonalną budowę i obsługę parowozów z parą przegrzaną.

Napisał Inż. Julian Madeyski.

Z pomiędzy wielu konstrukcyj parowozów z parą przegrzaną, wykonanych w ostatnim dwudziestopięcioleciu, t. j. od czasu, gdy pierwsze parowozy z parą przegrzaną użyto do trwałego ruchu kolejowego, okazał się najodpowiedniejszym typ parowozu z przegrzewaczem Schmidt'a, osadzonym w płomienicach o dużej średnicy.

Przy zastosowaniu bardzo czułych elementów i małego pola rusztu, uczyniono zadość warunkom racjonalnego wytwarzania pary przegrzanej, t. j. wytwarzano parę o średniej temperaturze 330° C. Uzyskano przez to znaczną oszczędność wody, jednak rozchód węgla był dość znaczny, gdyż taki parowóz pracował przy wielkim natężeniu rusztu, obniżając przez to sprawność kotła.

Mniejszy rozchód wody do wykonania takiej samej pracy jest dla kolejnictwa bardzo wielką korzyścią, zarówno ze względu na ekonomję ruchu, jak również konserwację kotła, gdyż pompowanie wody na stacjach wodnych powoduje nie-ekonomiczny rozchód węgla, a odparowywana woda w kotle pozostawia osad kamienia kotłowego, który trzeba częściej usuwać i który, gromadząc się w większej ilości na powierzchni ogrzewanej kotła, powoduje zmniejszenie przewodności ciepła i przegrzewanie blach. Następstwem tego jest zwiększenie kosztów ruchu i szybsze niszczenie się blach kotłowych, zwiększające koszt konserwacji. Trakcja kolejowa jest bardziej ułatwiona, o ile zapas wody wystarczy na dłuższy przebieg, bowiem postoje do nabrania wody mogą być skrócone i opóźnienia pociągów łatwiej można nadrobić.

Drugim ważnym warunkiem ekonomji ruchu jest jednak mniejszy rozchód węgla na jednostkę pracy. Obecnie wynosi rozchód wody przeszło 10 kg, zaś węgla 1,75 — 2,6 na 1 KM użyt. i godzinę¹⁾.

W celu podniesienia sprawności spalania węgla, powiększono znacznie pole rusztu, przy konstrukcji nowych parowozów. Osiągnięto przez to lepsze spalanie węgla, lecz pogorszono sprawność silnika, gdyż parowozy takie nie są w stanie dostarczać pary wysokoprzegrzanej. Temperatura pary w takich parowozach, mierzona w skrzynce suwakowej, nie przekracza 330° C przy największym natężeniu rusztu i użyciu węgla o wysokiej wartości opałowej.

Para wysokoprzegrzana, wobec swych własności fizycznych, nadaje się najlepiej, jako czynnik pracy, w silnikach, zmieniających stale swe położenie i pracujących w zmiennych warunkach atmosferycznych i terenu, gdyż nie skrapla się przy

zestknięciu z zimnemi ścianami cylindrów i, chociaż ochłodzona skurczy się, to jednak nie traci swej zdolności do pracy. Aby te własności pary wyzyskać, musi mieć para temperaturę conajmniej o 150° C wyższą²⁾ od temperatury pary nasyconej, odpowiadającej ciśnieniu robocznemu, t. j. przy 5 ata musi być przegrzana do 310° C, zaś przy 15 ata do 350° C (w skrzynce suwakowej).

Parowóz rozpoczyna swoją pracę przy użyciu pary nasyconej, to też konieczne jest spowodowanie, by przegrzanie pary wzrastało jak najszybciej i do najwyższej temperatury 400° C, gdyż od tego zależy rozchód pary i węgla w czasie całej pracy parowozu. Dotychczasowe parowozy, o wielkim polu rusztu, nie odpowiadają tym warunkom. Zasadniczą przyczyną tego zjawiska jest przede wszystkim powiększenie pola rusztu i odpowiednio do jego wielkości — powierzchni ogrzewanej rur.

Kocioł takiego parowozu nie wytwarza na ruszcie dostatecznie wysokiej temperatury spalania, gdyż spala węgiel przy dużym nadmiarze powietrza. Skrzynia ogniowa nie bierze wskutek tego należytego udziału procentowego w produkcji pary i wytwarzanie pary odbywa się przeważnie w rurach, przy użyciu dużej wagi spalin o stosunkowo niskiej temperaturze. Spaliny przepływają łatwiej przez płomieniówki, aniżeli przez płomienice, wskutek większych oporów w płomienicach. Temperatura spalin odlotowych, uchodzących z płomieniówek, jest wyższa od teje z płomienic, co wpływa na zwiększenie strat ciepła w gazach odlotowych. Intensywna produkcja pary w płomieniówkach powoduje zwiększenie wilgotności pary; odcina dopływ świeżej wody do powierzchni ogrzewanej rur; blachy kotła przegrzewają się; występują nieszczelności zespórek i rur.

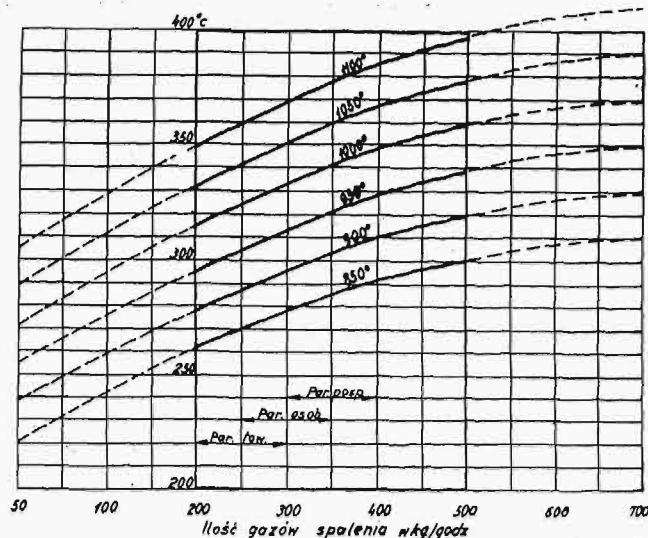
Wysokość temperatury przegrzania pary zależy przede wszystkim od ilości spalin, przepływających przez płomienice, i od ich temperatury dolotowej, tuż przed kolankiem elementu przegrzewacza, następnie od ilości pary przepływającej przez elementy i od jej stopnia wilgotności.

Zależność tę wskazuje wykres rys. 1, ważny dla wagi spalin, przepływających przez jedną płomienicę o średnicy 125,133 mm i 4710 mm długości, w której umieszczono element Schmidt'a, składający się z dwóch rur kształtu U, złączonych ze sobą w szereg, o średnicy 32,40 mm, długości 4110 mm, przez które przepływa 300 kg godz. pary suchej. Wolny przekrój takiego zespołu rur wynosi 72,2 cm². Stosunek przekroju płomienicy $q_{pt.} : 4 q_{le.} = 2,44$, i powinien być uważany jako najmniejszy, ze względu na łatwość zatykania się

¹⁾ Garbe. Die Zeitgemässe Heissdampflokomotive, str. 112.

²⁾ Brückmann. Eisenbahnmaschinenwesen der Gegenwart, część I, str. 897.

zur niedopałkami. Z wykresu rys. 1 widzimy, że temperatura pary przegrzanej nie wzrasta wprost proporcjonalnie do wagi spalin, lecz wolniej, i jest tem wyższa, im wyższa jest temperatura spalin przed kolankiem elementu.



Rys. 1.

Aby otrzymać np. 310° C przegrzania pary, musiałyby przepływać przez tę płomienicę conajmniej 50 kg/godz. spalin o temperaturze doletowej 1100° C, względnie 225 kg/godz. spalin o temperaturze 950° C, zakładając, że przez element przepływa 300 kg/godz. suchej pary. Wykres ten zachowa swą ważność przy zmniejszonej ilości pary, przepływającej przez element przegrzewacza (gdyż produkcja ciepła na ruszcie jest wywołana pracą pary odlotowej w kominie, proporcjonalną do zużytej ilości pary), jednak tylko w tym wypadku, gdy cała na ruszcie wytworzona ilość spalin zetknie się z elementami przegrzewacza.

Siła ciągu komina jest podczas pracy parowozu ciągle zmienna, również i rozdział ciągu względem rur jest zmienny, zależny przede wszystkim od wymiarów komina i dyszy, jej ustawienia względem środka kotła i wielu innych czynników nieuchwytnych, jak ustawienie sklepienia w skrzyni ogniowej, warstwy węgla na ruszcie i t. p., tak że właściwy podział przepływu spalin przez rury w stosunku do ich wolnego przekroju jest niemożliwy bez użycia środków pomocniczych. Przy kombinacji płomienicy z elementami przegrzewacza i płomieniówek, rozdział ciągu jest zupełnie nieprawidłowy, gdyż więcej spalin przepływa przez płomieniówkę niż przez płomienicę, wskutek czego za mało spalin, o wysokiej temperaturze, dostaje się do płomienicy i przegrzewacza. Przegrzewacz w tym wypadku nie jest w stanie przegrzać pary do odpowiedniej temperatury, zwłaszcza gdy jej stopień wilgotności jest znaczny.

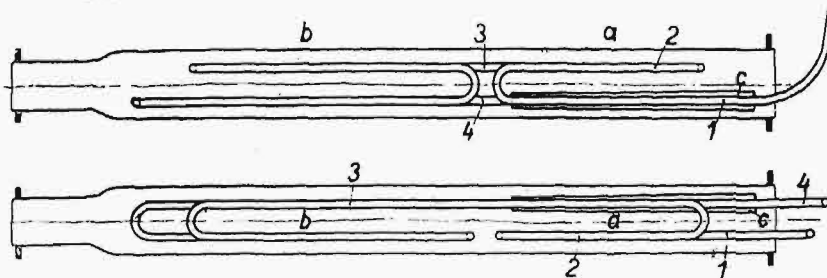
Wilgotność pary w kotłach parowozowych waha się od 10 do 30%, zależnie od wielkości wol-

nej przestrzeni parowej w kotle, zwierciadła wody, wysokości stanu wody w kotle, prędkości ruchu parowozu, stopnia natężenia kotła i czystości wody. Wilgotność pary ma bardzo wielki wpływ na zmniejszenie sprawności przegrzewacza. Elementy przegrzewacza Schmid't'a mają większą zdolność do odparowywania wody, zawartej w parze, aniżeli do jej przegrzewania, a to z tego powodu, że duża długość elementów i odbiór ciepła przez same płomienice obniżają średnią różnicę temperatur między parą a spalinami tak znacznie, że większa część powierzchni ogrzewanej elementu, po odparowaniu wody zawartej w parze, jest dla przegrzania nieczynna.

Para wilgotna, uchodząc z kotła przez przepustnicę do skrzynki przegrzewacza, o ile przedtem nie została należycie odwodniona, przez użycie odpowiedniego odwadniacza, strąca wodę w niej zawartą ku dolnej części rury dopływowej, wskutek zmiany kierunku ruchu pod kątem prostym. Woda, nagromadzona na dole tej rury, wpływa do elementów, tuż pod ujściem rury dopływowej się znajdujących. Elementy te, nie mając należytej ilości ciepła w swem otoczeniu, nie są w stanie odparować całej ilości wody, zawartej w parze, woda ta uchodzi więc wraz z parą do cylindrów, powodując straty ciepła zużytego do jej ogrzania. Zjawisko to występuje tem wybitniej, im większe jest otwarcie przepustnicy.

Odpowiednio do tych objaśnień, projektuje Warszawska Spółka Akcyjna Budowy Parowozów następujące zmiany w budowie kotłów parowozowych z parą przegrzaną.

1) Dla umożliwienia szybszego i wyższego przegrzania pary, wyposaża się parowóz w mechanizm, pozwalający na zamianę, podczas jazdy parowozu, w zależności od chwilowych warunków pracy tegoż, obecnego przegrzewacza, osadzonego w części rur, t. j. w płomienicach o dużej średnicy, na przegrzewacz ogrzewany całkowitą ilością spalin odlotowych, inaczej mówiąc na przegrzewacz osadzony we wszystkich rurach. Do tego celu służą kłapy ruchome, umieszczone w dymnicy, tuż pod płomienicami, powodujące przepływ 90 do 100% spalin wytworzonych na ruszcie przez płomienicę i zmuszające tę ilość spalin do zetknięcia z powierzchnią ogrzewaną przegrzewacza.



Rys. 2. Nowy nakład rur przegrzewacza.

Kłapy te, uruchamiane samoczynnie, zapomocą różnicy ciśnienia pomiędzy skrzynią ogniową a dymnicą, wywołanej działaniem ssącym pary odlotowej, a więc tą samą siłą, która przyczynia się do wytwarzania ciepła na ruszcie, obciążone są przeciwwagami na pewnym ramieniu i tworzą sa-

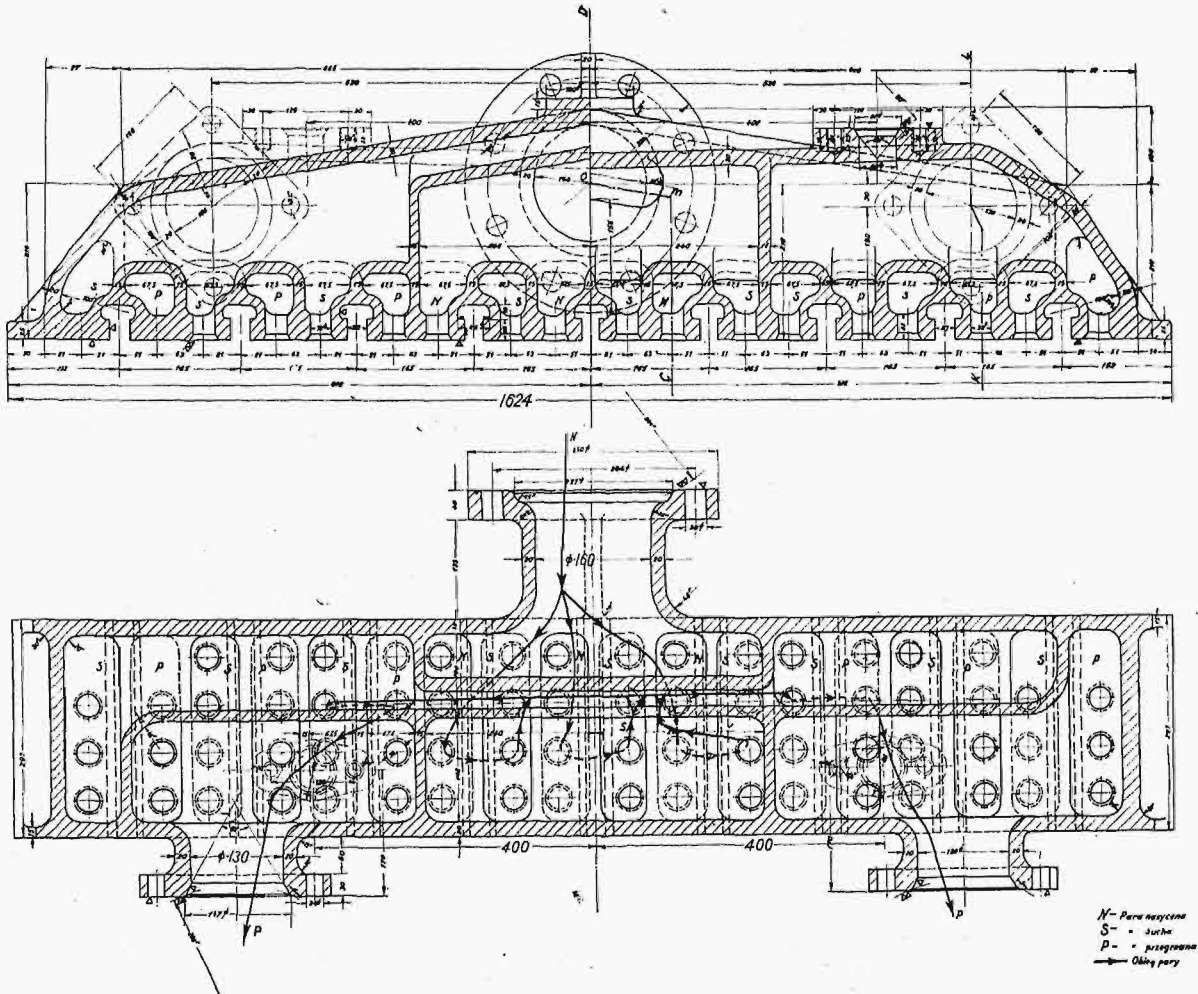
mocny regulator temperatury przegrzania pary. Momenty przeciwwag, powodujące obrót klap, są ustalone empirycznie, przy użyciu pirometra, w czasie próbnej jazdy. Regulacja dokonana jest w ten sposób, że kłapa otwiera się dopiero wtenczas, gdy temperatura pary osiągnie 400°C , przy napełnieniu cylindrów 60%.

2) W celu poprawy działania elementów przegrzewacza zmienia się konstrukcję elementów Schmid't'a w ten sposób, jak to wskazuje rys. 2. Przy tym elemencie, para wilgotna odbiera znaczną ilość ciepła ze spalin o odcinku *aa* przy znacznie niższej średniej temperaturze, obniżając temperaturę spalin do możliwie najniższej granicy, zależnie od zawartości wody w parze. Para osuszona wpływa następnie do odcinka *b* elementu, najprzód do krótszej pętli, a potem do dłuższej, i styka się, w miarę wzrostu jej temperatury, z coraz to wyższą temperaturą spalin. Następnie wracając, odbiera już mniej skutecznie ciepło ze spalin na odcinku *b*, zaś na odcinku *a* będzie nawet ochładzana przez spaliny o niższej temperaturze, jednak z powodu swego złego przewodnictwa ciepła z jednej strony i z powodu przewidzianej w odcinku *a* izolacji rury, przez nawinięcie sznura azbestowego, osłoniętego rurą ochronną, nie będzie traciła ciepła poprzednio uzyskanego.

3) Aby zapobiec wpływaniu za wielkiej ilości wody do elementów, znajdujących się tuż pod

miejszem ujścia pary z rury komunikacyjnej do skrzynki przegrzewacza, umieszcza się przy ujściu do skrzynki przegrzewacza blachę ochronną, z dwoma odgałęzzeniami, powodującą rozdział wody na obie strony skrzynki przegrzewacza po połowie, która następnie, porwana energią przepływu pary, dostanie się lepiej rozdzielona do poszczególnych elementów.

4) Aby lepiej uzyskać osuszanie pary i spowodować jednolitość pary, zaprojektowano zmianę skrzynki przegrzewacza wedł. rys. 3 tak, że dzieli ona normalny przegrzewacz na dwie części. $\frac{1}{3}$ elementów obecnego przegrzewacza Schmid't'a służy jako osuszacz, zaś $\frac{2}{3}$ — jako przegrzewacz. Para uchodząca z kotła, wraz z domieszką wody, wpływa do elementów osuszacza i odbiera, przepływając przez nie, ciepło ze spalin przepływających przez płomienice do możliwie najniższej temperatury. Para osuszona uchodzi następnie do właściwego przegrzewacza, do elementów konstrukcji według rys. 2. W pierwszej części tych elementów osusza się jeszcze dokładniej, zaś w drugiej części przegrzewa do wysokiej temperatury. Z chwilą, gdy przegrzanie pary przekraczałoby granicę 400°C , przy 60% napełnienia cylindrów, są dwie możliwości obniżenia tej temperatury: 1) albo pozwala się kłapie, przez odpowiednie wyważenie, uchylić się i przepuścić pewną ilość spalin przez płomieniówki, albo 2) natryskuje się



Rys. 3. Nowy ustrój skrzynki przegrzewacza.

wodę do osuszacza, w celu zwiększenia wilgotności pary. Obie te czynności muszą być uskutecznione samoczynnie, przez zastosowanie działania ssącego pary odlotowej.

W kotłach nowych, skonstruowanych odpowiednio do powyższych wskazówek, umieszcza się taką ilość normalnych płomienic, jaka odpowiada stosunkowi $F_2/R = 0,077$, gdzie F_2 oznacza wolny przekrój dla przepływu spalin w rurach w m^2 , zaś R — pole rusztu w m^2 . Tak obliczony wolny przekrój dla przepływu spalin odpowie racjonalnej produkcji ciepła, przy ciśnieniu pozatłokowym dyszy, nie przekraczającym 0,2 ata przy największej pracy narowozu. Płomieniówki w zmniejszonej ilości, lecz o normalnych wymiarach, pozostają nadal, gdyż tworzą one najtańszy i bardzo pożyteczny element usztywniający obie ściany sitowe kotła. Pożyteczny dlatego, że mogą służyć jako dodatkowa powierzchnia ogrzewana, przy rozpalaniu zimnego parowozu, przez co zmniejsza się zanieczyszczenie przegrzewacza smołą pogazową, wytwarzającą się przy spalaniu węgla, a wpływającą szkodliwie na przewodność ciepła do pary i wody.

Część płomieniówek, znajdujących się pomiędzy płomienicami, zasłania się od strony ogniowej grzybkami porowatymi z porcelany; służą one do przepuszczania spalin bez dymu i płomienia do rur. Klapy w dymnicy składają się z pięciu części, zawieszonych na wale (rys. 7) w 10 mm-owych odstępach od siebie. Są one umieszczone tak, że odsłaniają trzy pionowe rzędy płomieniówek, które współpracują, jako podgrzewacz wody, w dolnej części kotła. Przez te płomieniówki przepływa tylko ta ilość spalin, która odpowiada przekrojowi 10 mm \times d mm (d — średnica płomieniówki). Współpracę płomieniówek, przy produkcji pary, można również osiągnąć przez wywiercenie w kła-

pach dymnicy otworów \varnothing 6—8 mm w osi każdej płomieniówki.

W celu umożliwienia racjonalnego spalania węgla przy najmniejszym nadmiarze powietrza oraz dla zwiększenia produkcji pary w skrzyni ogniowej, projektuje się wbudowanie do skrzyni ogniowej 2—4 rur wodnych, w kształcie litery S, o przekroju 109/121 mm, po dwie w niewielkim (ok. 5 cm) odstępnie obok siebie, pomiędzy ścianą sitową a drzwiczkową. Rury te tworzą dźwigar ogniotrwały dla sklepienia, składającego się z kształtowych cegiełek ogniotrwałych, zawiasowo wspartych na rurach, w niewielkich odstępach względem siebie. Sklepienie to zasłania tylko przestrzeń między dwiema wewnętrznymi rurami, na całej długości skrzyni ogniowej, i powoduje jakby podział skrzyni ogniowej na część, w której wytwarzają się gazy palne na ruszcie, i drugą część, gdzie wokoło rusztu z cegieł ogniotrwałych następuje dokładne wymieszanie gazów z gorącym powietrzem. W drzwiczkach umieszcza się klapę ruchomą, otwierającą się do wnętrza skrzyni ogniowej, obciążoną przeciwwagą na pewnym ramieniu. Klapa ta służy do samoczynnej regulacji dopływu do paleniska powietrza wtórnego, służącego do spalania gazów palnych, wytworzonych na ruszcie. Mieszanina gazu z powietrzem wtórnym musi przepływać przez szpary, utworzone pomiędzy rurami oraz między rurami zewnętrznymi a ścianami bocznymi. Aby w okresach małego natężenia rusztu, w chwili gdy klapa w drzwiczkach jest zamknięta, dopływała również odpowiednia ilość powietrza, projektuje się nachylenie rusztu od środka paleniska ku bocznym ścianom w stosunku 1 : 10, przez co warstwa węgla na ruszcie będzie niejednostajnie gruba. Cieńsza warstwa spala się przy większym nadmiarze powietrza, zaś grubsza przy mniejszym.

(d. n.)

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

METALOZNAWSTWO.

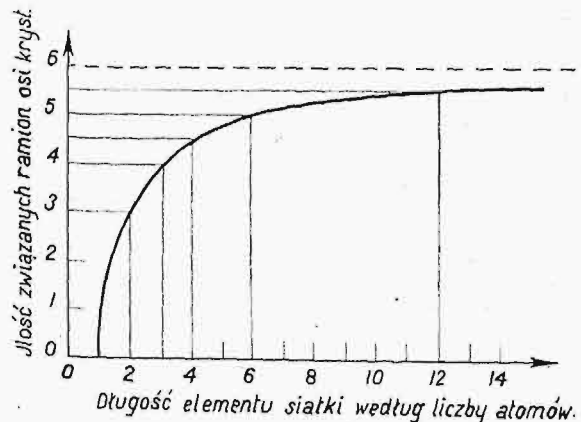
Ciężkie stopy, dające się ulepszać.

(Z wyjątkiem metali szlachetnych).

Z poznaniem faktu, że zdolność do ulepszania stopów aluminium wiąże się z przekroczeniem nasycenia roztworu stałego, rozwinięto teorię „krytycznej dyspersji”. Przyjęto za powód wzrostu wytrzymałości i twardości wydzielanie się bardzo drobnej fazy krystalicznej (por. W. Guertler. Zft. f. Metallkunde 22 (1930) zes. 3, str. 78/84).

G. Masing, nie wchodząc w krytykę teorii, stwierdza, że ułatwiła ona poszukiwania stopów, dających się ulepszać. Między innymi przyczyniła się teoria krytycznej dyspersji do poznania zjawisk, zachodzących podczas hartowania stali, i dopomogła do ustalenia faktu, że w martenzycie mamy do czynienia z żelazem α , co potwierdziły badania roentgenograficzne. Teoria ta doprowadziła też do stwierdzenia praktycznego, że wzrost twardości i wytrzymałości zachodzi zawsze tam, gdzie można się spodziewać drobno rozproszenia pewnej fazy. Obok wysokiej

wytrzymałości wymaga technika także i pewnej zdolności do odkształcenia się, tak że nie wszystkie ulepszone



Rys. 1.

stopy mogą znaleźć zastosowanie w technice. Np. stop żelaza z berylem daje się ulepszać, jednak walcowanie je-

go sprawia zbyt wielkie trudności, uniemożliwiając zastosowanie. Nasylenie roztworów stałych osiąga się przy mniejszych ilościach domieszek, o ile jest tych domieszek dużo. Tworzą one ze sobą często związki, zwłaszcza gdy mają między sobą większe powinowactwo, niż z rozpuszczalnikiem. W tym wypadku skutek ulepszenia jest większy niż w wypadku stopu podwójnego.

Heusler wykonał stopy miedzi z manganem i krzemem, lub aluminium. Stopy te osiągają dużą twardość po hartowaniu, trudno je jednak i przed hartowaniem obrabiać. Dużemu wzrostowi twardości towarzyszy nieznaczny wzrost wytrzymałości, jak to widać z tabeli 1.

TABELA 1.
Stopy Heuslera Cu — Al — Mn.

% Mn	% Al	Stan	Wytrzymałość kg/mm ²	Wydłużenie %	Twardość
5	9	miękki	74	15	170
5	9	hartow.	75	16	202
13	9	miękki	67	19	330
13	9	hartow.	96	1	570

Zjawisko niewspółmiernego wzrostu twardości i wytrzymałości obserwujemy w niektórych stopach ulepszających się, np. Cu-Fe. Stopy Corsona są bronzami krzemowymi z zawartością przedewszystkiem Cr, Co, Ni.

Tabela 2 podaje graniczne rozpuszczalności różnych pierwiastków w miedziowym roztworze stałym α w różnych temperaturach.

TABELA 2.

Rozpuszczalność różn. pierwiastków w różn. t-ach w miedziowym roztworze stałym α .

Składnik	1000° C	800° C	300° C	20° C
Cr	0,8	0,25	~ 0,07	—
Co	3,4	1,7	—	0,35
Si	—	6,8	3,0	2,0
Co ₂ Si	3,3	1,6	0,3	—
Ni ₃ Si	8,2	8,6	0,7	—

Stopy Corsona dają w stanie ulepszonym wytrzymałość 80 kg/mm², w stanie wyżarzonym — wydłużenie 50—70%. Wykres na rys. 1 podaje zmiany twardości stopu miedzi z 8% Ni₂ Si w zależności od czasu odpuszczania przy 550°

Z punktu widzenia praktyki, są najbardziej zajmującymi stopy miedzi z berylem. Obok wysokich własności wytrzymałościowych, jakie z metali daje tylko stal (tabela 3), posiadają brzozy berylowe dużą odporność na korozję i dużą przewodność elektryczną.

Miedź rozpuszcza w sobie żelazo w ilości ok. 3,5% w temperaturach bliskich topienia. Do 800° spada rozpuszczal-

ność na ok. 0,3% i w dalszym ciągu zmniejsza się, jednak nie tak gwałtownie. Hartując stopy Cu-Fe o 0,7% Fe, otrzymujemy wzrost twardości o 50%. Wytrzymałość przytem prawie nie wzrasta. Stopy Al-Zn również dają się ulepszać, przyczem w czasie odpuszczania twardość najpierw rośnie do pewnego maximum, poczem znów spada.

Małowęglista stal zahartowana przy 600° wykazuje po pewnym czasie odleżenia się w temperaturze pokojowej, lub 50° C, wzrost twardości o 80% i wytrzymałości o 40%.

Wszystkie zjawiska ulepszenia są do siebie w przebiegu podobne, mimo pewnych anomalii, i to właśnie wskazuje na pewne wspólne ich podłoże, na które wpływają cechy indywidualne pewnych stopów w sensie drobnych różnic, lecz bez zmiany ogólnego charakteru. (G. Masing, Z f. t. f. d. Metallkunde (22), 1930, zes. 3, str. 90, 94).

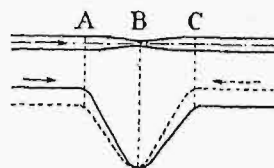
2 K-d

SAMOCHODY.

Sejsmograf — nowy przyrząd do badania drgań i wstrząsów.

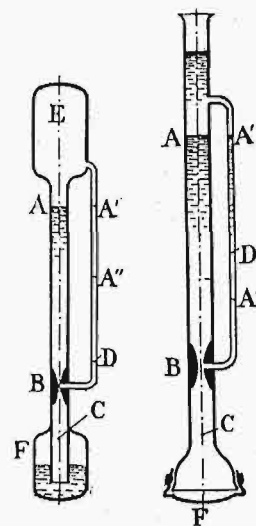
Działanie sejsmografu opiera się na znanych własnościach przepływu cieczy przez zwężenie. Jeżeli mianowicie ciecz przepływa przez rurkę ABC (rys. 1), ze zwężeniem w B, w którymkolwiek kierunku, to w B powstaje minimum ciśnienia (rys. 2). Spadek więc ciśnienia w B może być wskaźnikiem, wzgl. miernikiem przepływu przemiennego cieczy, tak jak wskazania przyrządu elektrodynamicznego stanowią miernik przemiennego prądu elektrycznego.

W najprostszym wykonaniu przyrządu jest on połączony z przedmiotem, którego drgania mają być mierzone, i ma wygląd, jak na rys. 3. Słup cieczy utrzymuje się w równowadze (w stanie spoczynku) i tworzy masę bezwładną.



Rys. 1 i 2.

Rurka ze zwężeniem i przebieg ciśnienia w niej podczas przepływu cieczy.



Rys. 3 i 4.

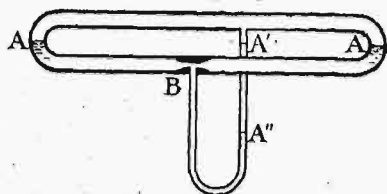
Schemat przyrządu w dwu różnych wykonaniach: do mierzenia drgań gwałtowniejszych (rys. 3) oraz do drgań łagodniejszych — o dwu cieczach (rys. 4).

Z chwili, gdy się zaczynają drgania przyrządu, następuje przemienny przepływ cieczy przez zwężenie i spadek ciśnie-

TABELA 3.

Stopy	Granica sprężystości			Granica plastyczności (0,2%)			Wytrzymał. na rozciąganie			Wydłużenie			Wytrzymałość na zginanie		
	hartowane	ulepszone	miękkie	hartowane	ulepszone	miękkie	hartowane	ulepszone	miękkie	hartowane	ulepszone	miękkie	hartowane	ulepszone	miękkie
2% Be 98% Cu	6,2	25,0	12,8	11,0	78,0	22,3	51,3	87,2	55,5	46,0	4,0	22,0	45,0	163,7	—
2,5% Be, 975% Cu	5,0	45,9	21,4	15,7	128,0	31,1	48,9	135,0	66,3	52,0	0,8	21,0	60,7	216,7	—
3% Be, 97% Cu	9,1	54,2	—	20,0	133,8	32,0	55,6	150,3	67,8	24,6	1,0	23,6	88,5	231,5	—

nia (np. $A'A''$), mierzony zapomocą rurki manometrycznej D . Przyrząd taki nadaje się do mierzenia drgań dość gwałtownych. Jeżeli chodzi o wstrząśnienia łagodniejsze, to powiększa się czułość przyrządu przez nadanie mu postaci uwidocznionej na rys. 4. Tu mamy 2 ciecze, nie mieszające się ze sobą, przyczem ciecz lżejsza zapełnia przestrzeń ponad



Rys. 5. Schemat przyrządu do pomiaru składowej poziomej amplitudy drgań.

poziomem cieczy cięższej i sięga powyżej wylotu rurki manometrycznej, zaś zbiornik górny odpada. Różnica gęstości cieczy użytych w przyrządzie określa przesunięcie się dolnego słupka cieczy w bocznej rurce manometrycznej, a zarazem i czułość przyrządu. Łatwo dobrać tak gęstość cieczy, że czułość wzrośnie 10-krotnie w stos. do ustroju wedł. rys. 3.

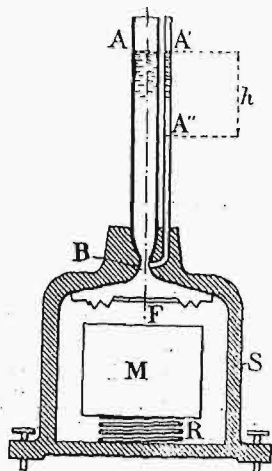
Do badania spólrzędnej poziomej drgań służy przyrząd wedł. rys. 5, oparty na tejże zasadzie.

Przyrząd jak na rys. 3 nadaje się do samochodów ciężarowych o oponach pełnych. Przy ustawieniu go na autobusie, przy jeździe drogą gładko wybrukowaną kostką drzewną, spadek słupka cieczy wynosił 5 do 10 mm; gdy jezdnia jest gorzej brukowana, sięgają wskazania przyrządu 20 mm, a przy złym bruku 50 do 60 mm. Ustrój wedł. rys. 4 wskazywał, przy użyciu go na samochodzie do brze resorowanym, o oponach balonowych — 20 do 120 mm. Tak

więc użycie opisanego przyrządu pozwala bądź na zbadanie wpływu napełnienia opon, regulacji, amortyzatorów i t. d., przy jeździe tą samą drogą, bądź na wyjaśnienie krytycznej szybkości jazdy oraz na klasyfikację jakości dróg, przy jeździe różnymi drogami. Nadto, zmniejszając czułość przyrządu, można go użyć do pomiarów drgań części niezawieszonych pojazdu (np. mostu tylnego).

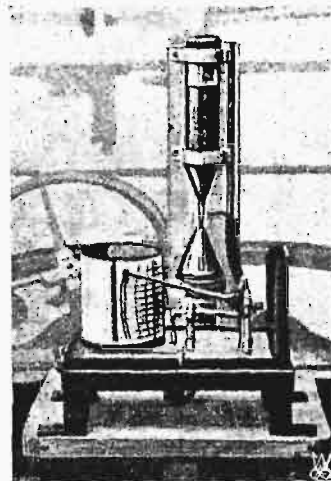
Zwiększenie czułości wymaga zwiększenia masy, a więc i wysokości słupka cieczy. Temu staje na przeszkodzie brak miejsca na samochodzie. Zastosowano tedy większą masę metaliczną, w postaci ciężkiego klocka, nadającego swój ruch cieczy za pośrednictwem membrany (rys. 6). Tu ciecz nie odegra roli masy bezwładnej, lecz jeno transformatora energii.

Wskazania przyrządu zgadzają się z wrażeniami pod względem komfortu, doznawanymi przez jadącego. Wynalazcy proponują tedy operowanie pewnym charakterystycznym dla danej drogi (danego pojazdu) „spółczynnikiem kom-



Rys. 6. Inna postać przyrządu o metalowej masie (M) ulegającej drganiom, przenoszonym przez ciecz na membranę (F).
 B — zwężenie; A — rurka manometryczna;
 $A'' - A'$ — wahania słupka cieczy.

fortu", ustalonym nie subiektywnie, lecz obiektywnie przez przyrząd.



Rys. 7. Widok sejsmografu na samochodzie wraz z manometrem samopiszącym.

Rys. 7 uwidacznia wygląd przyrządu o masie ok. 620 g, połączonego z manometrem samopiszącym, a przeznaczonego bądź do porównywania ze sobą dwu pojazdów, bądź do oceny stanu szosy. (Petit, Recherches et Inventions, 1930, zes. 2).

TECHNIKA SANITARNA.

Mechaniczne oczyszczanie płaskich osadników do wód ściekowych.

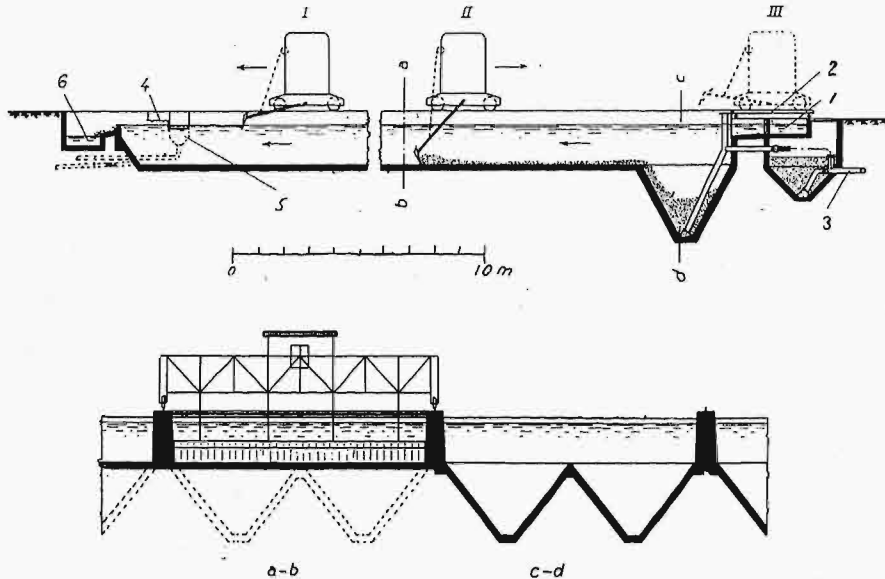
Osadniki płaskie do klarowania wód ściekowych, chociaż działają z efektem do 85%, mają tę wadę, że osiadający na dnie namuł pozostaje wciąż w styczności ze świeżo napływającymi ściekami. Ponieważ namuł dość szybko ulega gniciu, zaraża, szczególnie gdy zbierze się go znaczniejsza ilość, dopływającą wodę, która zaczyna również gnić, a stąd powstają dotkliwie dające się czuć zapachy w okolicy osadników. Dalszą wadą tych osadników jest okoliczność, że usunięcie zebranego w dolnej ich części namułu jest



Rys. 1. Ręczne usuwanie namułu z dna osadnika.

połączone z dużymi trudnościami. Działanie osadnika musi być w tym celu wstrzymane, osadnik opróżniony ze ścieków, a następnie dopiero spycha się namuł ręcznie zapomo-

cą dużych grac (rys. 1) do jednego końca osadnika, skąd już drogą pneumatyczną przedostaje się na miejsce, przeznaczone do wysuszania. Tego rodzaju osadniki zbudowano przed 40 laty w Lipsku. Przed przystąpieniem do rozszerzenia urządzeń oczyszczających ścieki w tym mieście zbudowano dwie oczyszczalnie próbne. Jedną — do oczyszczania 3000 m³/24h, składającą się z dwu studzien emszerskich, filtrów biologicznych zraszanych, zapełnionych żużlem, z rozpryskiwaczami obrotowymi. Druga — na taką samą ilość



Rys. 2. Osadniki do klarowania ścieków w Lipsku:

1 — dopływ ścieków; 2 — platforma do przesuwania pomostu w poprzek osadników; 3 — przewód ssący do namułu; 4 — kładka; 5 — zbiornik do namułu spienionego; 6 — odpływ ścieków.

ścieków — składa się również z dwu głębokich studzien emszerskich, a mają być jeszcze wybudowane filtry biologiczne, i, w razie potrzeby, osadniki z czynnym osadem. Ponieważ przy miejscowych warunkach (obfitość wód gruntowych) głębokie studnie kosztują bardzo drogo, przed przystąpieniem do rozszerzenia urządzeń klarujących głównej oczyszczalni postanowiono przeprowadzić próby z klarowaniem ścieków w osadnikach płaskich z mechanicznym usuwaniem zbierającego się w nich namułu. W tym celu zbudowano 4 osadniki betonowe o przekroju prostokątnym, 10 m szerokości i 2,2 głębokości wody (rys. 2). Długość osadników, dostosowana do wymiarów placu, jakim rozporządzano, wynosi 50 do 60 m. Na podłużnych ścianach osadników są ułożone szyny, po których może się przesunąć pomost poprzeczny. W środku pomostu znajduje się budka z umieszczonymi w niej silnikami do przesuwania pomostu i innych celów. Pod pomostem są zawieszane 4 obracające się ramiona, do których jest przymocowana graca (rys. 3) 0,9 m wysokości. Gracę można opuszczać lub podnosić, posiłkując się silnikiem, znajdującym się w budce. Przy najniższym położeniu graca dochodzi do dna osadnika, na którym są ułożone trzy szyny. Graca jest obita z boków i na dole pasami gumowymi i przylega szczelnie do ścian i dna osadnika.

Graca służy do dwu czynności: 1) przesuwania warstwy piennej namułu, tworzącej się na powierzchni wody, do deski przegrodowej, umieszczonej przed końcem odpływu ścieków (rys. 2, I), skąd dalej usuwa się ją ręcznie do lekkowatego zbiornika, oddzielonego od osadnika zasuwą drewnianą; 2) ściągnięcia namułu, osadzonego w dolnej części osadnika, do wgłębienia w kształcie odwróconego ostrosłupa, zajmującego się przy wlewie ścieków (rys. 2, II).

Od strony dopływu ścieków do czterech położonych koło siebie osadników znajduje się platforma na kółkach (rys. 2, III), za której pomocą może być przesunięty do każdego osadnika pomost z budką i gracą i wszystkie osadniki są obsługiwane jednym aparatem.

Jako zalety tego urządzenia, można wymienić:

1. Ścieki w czasie przepływu przez osadnik nie są mieszane.

2. Namuł pływający i namuł denny usuwa się za pomocą jednego przyrządu. Jeżeli usuwanie namułu odbywa się raz na dzień, nie występują zjawiska gnicia.

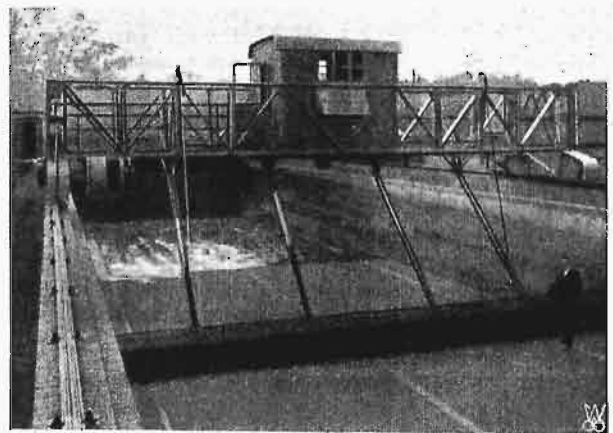
3. Ponieważ ruch gracy po dnie odbywa się bardzo powoli, namuł nie jest mączony. Z tego powodu nie trzeba zatrzymywać dopływu ścieków podczas oczyszczania osadnika.

4. Do czterech osadników potrzebny jest tylko jeden aparat; możnaby nim obsłużyć i więcej osadników, gdyż oczyszczanie jednego z nich trwa 50—60 minut. Zużycie prądu jest małe — 1 ½ KM.

5. Ponieważ wszystkie ruchome części znajdują się ponad powierzchnią ścieków, unika się przedwczesnego zużycia przyrządu; oprócz tego wszystkie części jego są dostępne.

6. Całe urządzenie może być dozorowane przez jedną osobę, zajęta przy czterech osadnikach trzy godziny dziennie.

7. Koszt budowy osadników płaskich wyniósł 150 000 marek, w czym koszt pomostu i urządzeń mechanicznych 20 000 marek. Ażeby zbudować głębokie studnie emszerskie do klarowania takiej samej ilości ścieków, wypadłoby wy-



Rys. 3. Mechaniczne usuwanie namułu z dna osadnika (opróżnionego ze ścieków).

dać wielokrotnie większą kwotę. Przy tem trzeba zaznaczyć, że osadniki płaskie, w opisany sposób oczyszczane, dają namuł świeży, zaś studnie głębokie — gnijący. (Technisches Gemeindeblatt. 1930 r., str. 301—304).

POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

T R E Ś Ć :

Racjonalizacja gospodarki energetycznej w Borysławskim zagłębiu naftowym, nap. Inż. W. Rosental. (Referat złożony na 2-gą Światową Konferencję Energetyczną, w Berlinie w r. 1930).

WARSZAWA

14 STYCZNIA

1931 R.

S O M M A I R E :

Rationalisation de l'utilisation de l'énergie dans le bassin pétrolier de Boryslaw en Pologne (à suivre), par M. W. Rosental. Rapport présenté à la 2-me Conférence Mondiale de l'Énergie, Berlin 1930.

Racjonalizacja gospodarki energetycznej w Borysławskim zagłębiu naftowym^{*)}

Napisał Inż. W. Rosental.

Występowanie złóż naftowych w Polsce, podobnie jak i w sąsiedniej Rumunii, wiąże się ściśle z Karpatami i ich Przedgórzem. Kopalnie ropy istnieją w Polsce w siedemdziesięciu kilku miejscowościach, rozciągających się na przestrzeni Podkarpacia od linii rzeki Dunajca aż po Bukowinę. Większość polskich złóż naftowych jest związana z fałdami, przeważnie o skomplikowanej budowie tektonicznej.

Zapasy ropy zawarte w złożach tych terenów naftowych, według przybliżonych obliczeń, wynoszą około 160 milionów tonn. Ogólna ilość ropy, wydobytej dotąd w Polsce od początku istnienia przemysłu naftowego, wynosi około 28 milionów tonn. Ponieważ w eksploatacji znajduje się tylko około 7% znanych stref naftowych, wydobyta dotąd w Polsce ropa stanowi niezawodnie małą część tych zasobów, które mogą jeszcze kryć się w ziemi.

Do najbogatszych pól naftowych zalicza się tak zwane Borysławskie Zagłębie Naftowe, obejmujące trzy miejscowości: Borysław, Tustanowice i Mraźnicę.

Obszary roponośne, wraz z rozmieszczeniem kopalń ropy i gazów ziemnych oraz rafinerji, pokazano na rys. 1.

Przemysł naftowy pod względem gospodarczym i technicznym dzieli się na trzy odrębne gałęzie:

a) kopalnictwo, do którego należy wydobycie ropy i gazów ziemnych; b) transport i magazynowanie ropy, wreszcie c) przeróbka rafinerijna ropy.

Przeróbczy przemysł naftowy, czyli rafinerje naftowe, ogniskują się głównie w oddalonym od Zagłębia o 12 km Drohobyczu. Wreszcie urządzenia transportowe łączą kopalnie ze zbiornikami magazynowymi, z rafinerjami oraz z odbieralniami kolejową.

Wydobywana z ziemi ropa spływa do odpowiednich zbiorników. W zbiornikach tych poddaje się ropę procesowi oczyszczania, czyli wydzielenia z niej odpadkowych stałych substancji i wody. Ropę odczyszczoną odtłacza się zapomocą sieci ropociągów do rafinerji, względnie innego miejsca przeznaczenia.

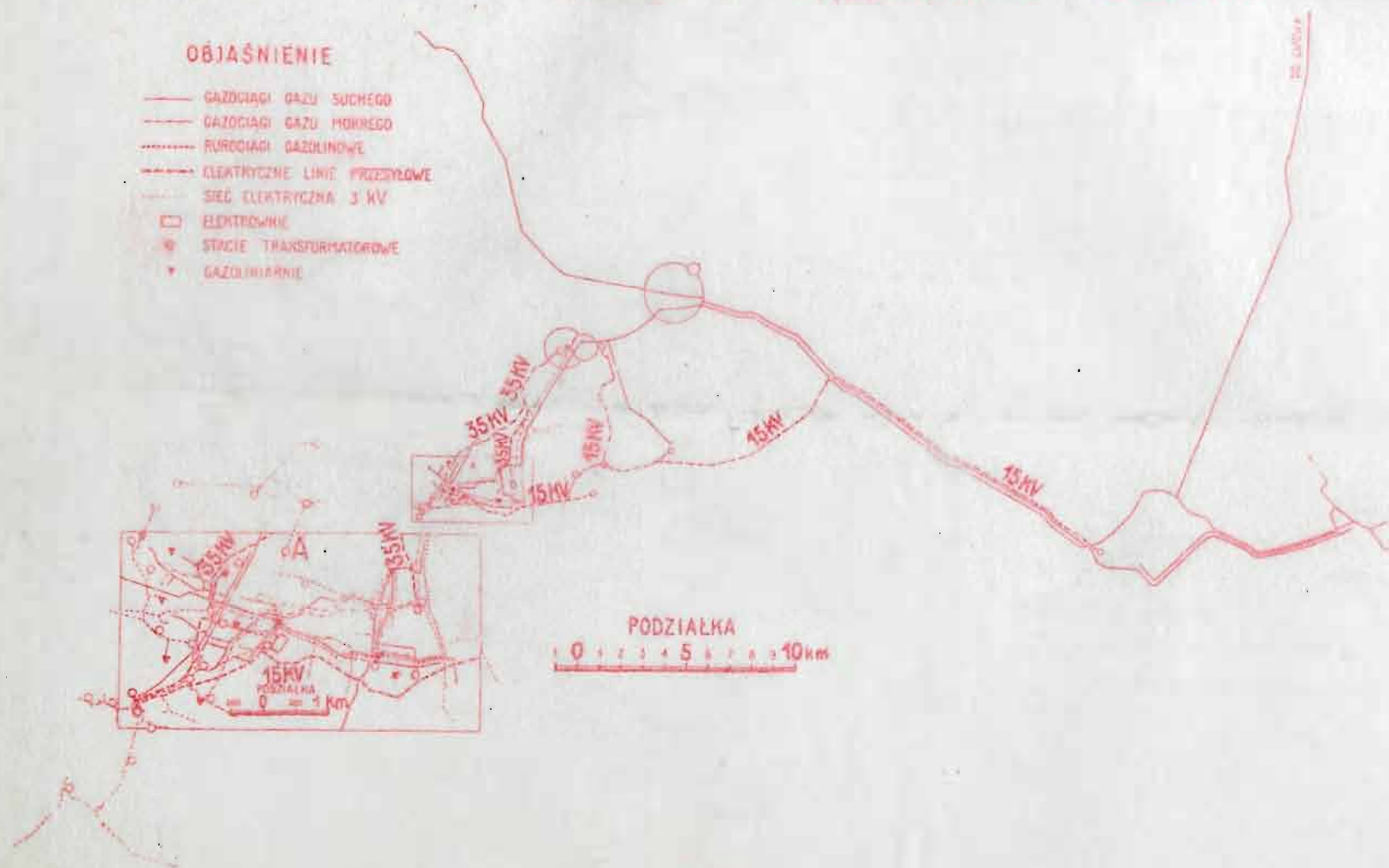
Ogólna zdolność przerobcza polskich rafinerji wynosi około 120 tysięcy cystern ropy rocznie. W ubiegłym roku czynnych było 27 rafinerji. Największa rafinerja w Polsce — Państwowa Fabryka Olejów Mineralnych „Polmin” w Drohobyczu jest własnością Państwa i posiada zdolność przerobczą około 25 tysięcy cystern ropy rocznie. Na terenie Drohobycza znajdują się jeszcze inne większe rafinerje o łącznej zdolności przerobu sięgającej również 25 tysięcy cystern rocznie. Niektóre z tych rafinerji posiadają swoje własne ropociągi i gazociągi.

Ropie naftowej towarzyszy zazwyczaj gaz ziemny. Gaz Zagłębia Borysławskiego posiada przeważającą część, bo 85 do 95% metanu (CH₄). W gazie ziemnym, wydobywającym się jed-

^{*)} Referat zgłoszony na II Światową Konferencję Energetyczną w r. 1930 w Berlinie.

BORYSŁAWSKIE ZAGŁĘBIE NAFTOWE

SCHEMAT SIECI GAZOWEJ I PRZEWODÓW ELEKTRYCZNYCH



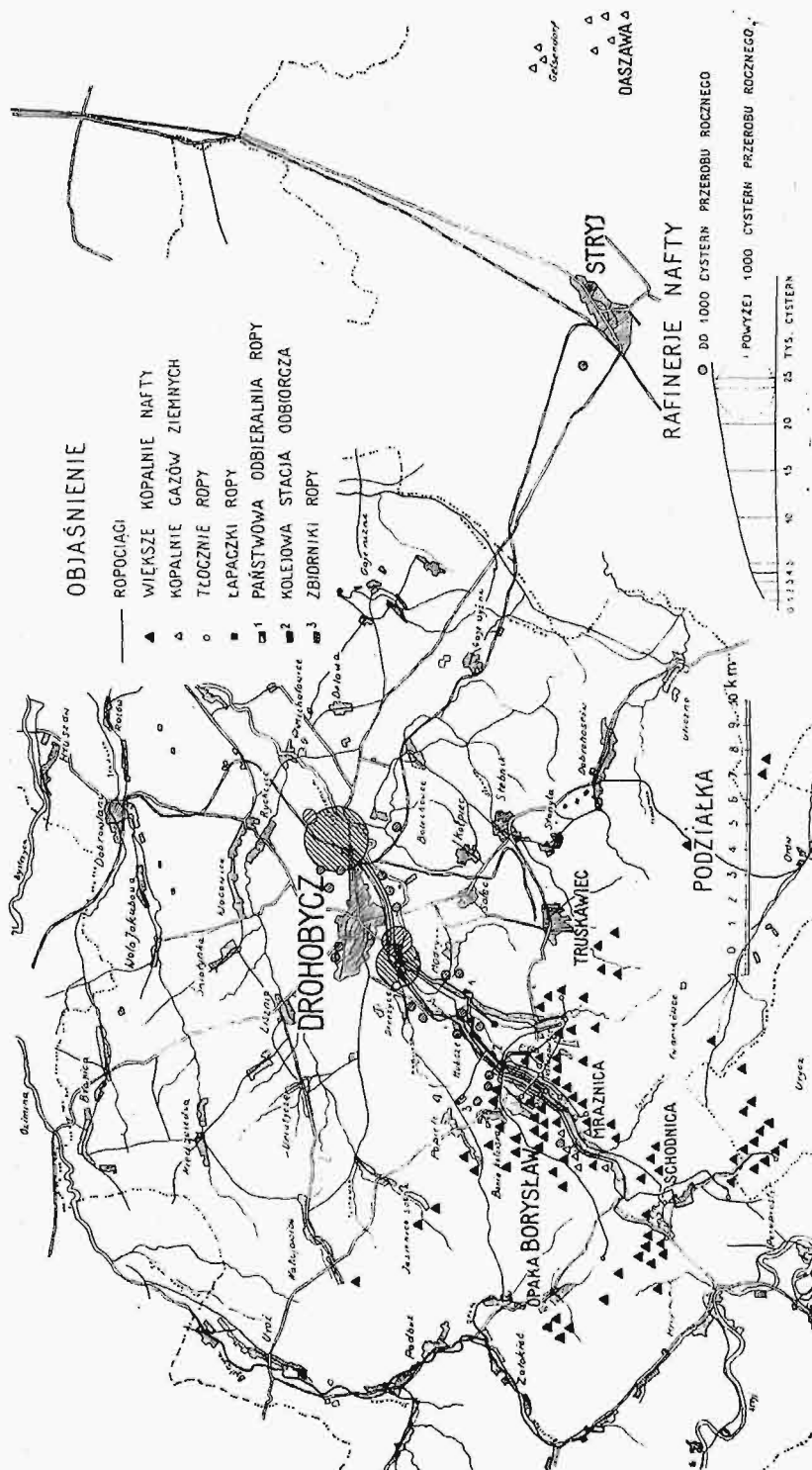
Rys. 2-a.

Zagłębia Borysławskiego w roku 1928 wyniosła 72% ogólnej produkcji polskiej.

Po stronie pasywów, obok ropy, użytecznie wykazanej, a więc przesłanej do rafinerji, widnieją pozycje zanieczyszczeń oraz opał.

ki poczynionym w metodach oczyszczania ulepszeniom i oszczednosciom, zdołano pozycję tę znacznie zredukować, przysparzając poważne ilości ropy czystej. Na rys. 4 krzywa (A) podaje przebieg wysokości zanieczyszczeń, licząc od roku 1922.

BORYSŁAWSKIE ZAGŁĘBIE NAFTOWE



Rys. 2.

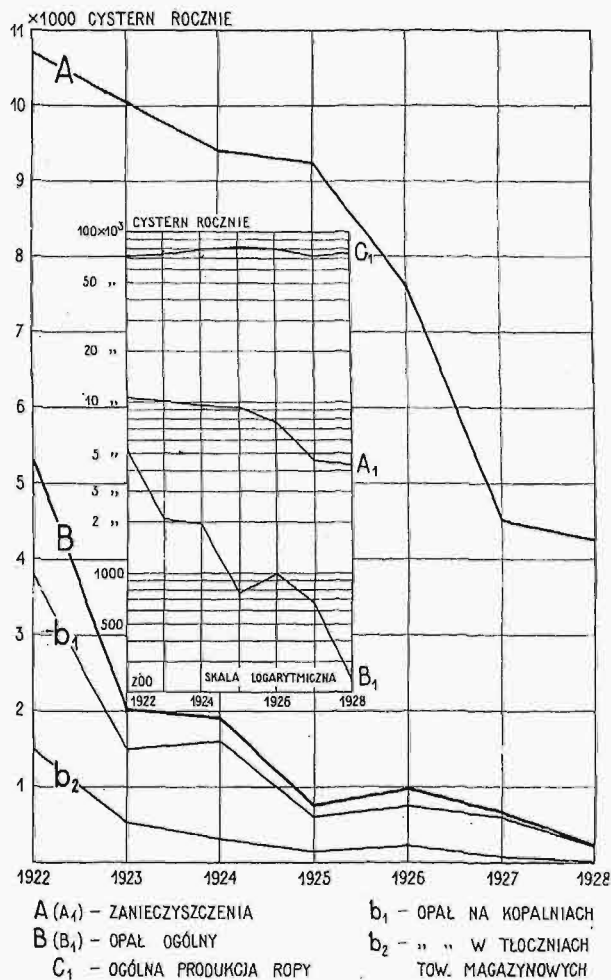
Zanieczyszczenie w roku 1928 wyniosło 3 379 cystern, czyli 5,4% całego wydobycia. W ciągu ostatniego dziesięciolecia w pozycji tej zachodzi bardzo poważna zmiana na lepsze. Jeszcze w roku 1920 zanieczyszczenie wynosiło około 15%. Dzie-

Należy zauważyć, że z ogólnej liczby zanieczyszczeń około 95% przypada na okręg Drohobycki, a głównie na Zagłębie Borysławskie, oraz że zanieczyszczenia, wykazane w roku obecnym, stanowią substancje prawie zupełnie już bezwartościowe.

rabiać olej gazowy na benzynę. Ponadto niektóre rafinerie posiadają instalacje do wyrobu mydła mineralnego z parafiny, do wyrabiania różnorodnych wysokowartościowych olejów smarowych oraz do otrzymywania olejów o wysokich własnościach izolacyjnych dla potrzeb elektrotechniki.

W pierwszym okresie rozwoju kopalnictwa gaz ziemny uważany był za produkt uboczny, częstość niepożądaną, bo przyczyniający pewne kł-

ZANIECZYSZCZENIA I OPAŁ



Rys. 4.

poty i komplikujący prace wiertnicze, bądź wydobywcze.

Wykres obrotu gazem ziemnym w Polsce w roku 1928 przedstawia rys. 5. Dla możliwości porównań przyjęto tu skalę ropną, ustalając równoważnik cieplny — 1 m³ gazu ziemnego = 1 kg ropy naftowej = 10 000 Kal. Z wykresu widzimy, że wydobyć ogólnie gazu ziemnego na obszarze Rzeczypospolitej wynosiło 459 487 701 m³, co w równoważniku cieplnym stanowiło 49 134 cysterń ropy. W okręgu Drohobyckim otrzymano 38 220 cysterń, czyli 78%, z czego w Borysławskim Zagłębiu naftowym — 30 612 cysterń, względnie 62% ogólnego wydobyć. Wynika stąd, że zarówno w gospodarce gazowej, jak i w gospodarce ropowej Zagłębie Borysławskie stanowi podstawę przemysłu naftowego.

Na gaz ziemny poczęto zwracać coraz bacniejszą uwagę w miarę zmniejszania się nadmiaru ropy oraz wyczerpywania się zapasów, pochodzących z lat poprzednich. Przekonano się w niedługim czasie, że gaz ziemny przedstawia cenny środek opałowy, który może całkowicie pod tym względem zastąpić ropę, tembardziej, że cena jej na rynku europejskim coraz bardziej wzrastała. Jeszcze w roku 1920-ym niemal cała produkcja gazu ziemnego była użytkowana na opał, prowadzony bardzo rozrzutnie i nieekonomicznie, przyczem pokaźna ilość gazu uchodziła w powietrze. Jeszcze później ustalono, że gaz ziemny jest surowcem o wartościach nietylko opałowych, lecz że uważać go można za surowiec, który może być poddany dalszej przeróbce. Gaz ziemny przerabia się obecnie w specjalnych fabrykach zwanych gazoliniarniami, gdzie otrzymuje się z niego gazolinę, czyli płyn należący do najlżejszych gatunków benzyn. Produkcja gazoliny w roku 1928 wyniosła 3 185,5 cysterń, z czego na okręg Drohobycki przypada 2 893 cysterń (około 91%), a w tem prawie wszystko otrzymano w fabrykach Zagłębia Borysławskiego.

Wytwórczość gazoliny w roku ubiegłym w stosunku do otrzymanej ilości benzyny, wynoszącej 9 675 cysterń, wyniosła 33%, co musi mieć poważne znaczenie ze względu na stale wzrastające zużycie benzyny w kraju.

Odwiarty gazu ziemnego, który nie może być z tych lub innych względów obecnie użytkowany, zamykane są zapomocą odpowiednich głowic.

Zużycie gazu w gazoliniarniach wynosi około 1 600 cysterń, czyli 5,8% gazu rozporządzalnego.

Na wytwarzanie energii elektrycznej zużyto pokaźną ilość gazu, bo około 2 700 cysterń, czyli 9,8% całej rozporządzalnej ilości gazu. Prawie cała wytwórczość elektryczna idzie na potrzeby przemysłu naftowego, bądź na cele oświetlenia, względnie na potrzeby napędu elektrycznego. Należy zauważyć, że przed 8-miu laty zużycie energii elektrycznej w przemyśle naftowym ograniczało się głównie do potrzeb światła oraz że w najbliższym czasie można się spodziewać większego postępu w dziedzinie ogólnej elektryfikacji Zagłębia.

Reszta gazu, wynosząca 23 038 cysterń, a więc około 83% ogólnej ilości rozporządzalnej, zużywa się na potrzeby kopalń, rafinerij, tłoczni oraz innych zakładów i stanowi głównie opał kotłowy, częściowo zaś zużywa się do napędu silników gazowych.

Kopalnie naftowe na terenie Borysławskiego Zagłębia Naftowego zużywają znaczną ilość energii mechanicznej do napędu i pewną ilość ciepła do ogrzewania. Najwięcej energii potrzebują urządzenia wyciągowe i wiertnicze, mniej energii zużywa się na utrzymanie w ruchu urządzeń pomocniczych i ogrzewanie. Obecnie ok. 18% napędu zelektryfikowano, reszta prawie wyłącznie stosuje napęd parowy. Instalacja parowa w głównej swojej części normalnie składa się: z kotłowni, obsługującej zazwyczaj kilka najbliższych położonych szy-

bów, a oddalonej ze względów bezpieczeństwa o 40—50 m od poszczególnych otworów świdrowych, — z przewodów parowych, łączących kotłownię z poszczególnymi maszynami i urządzeniami grzejnymi, i wreszcie z maszyn parowych oraz urządzeń grzejnych. Każda z integralnych części tej instalacji, znajdując się w niekorzystnych warunkach, pracuje bardzo nieekonomicznie. Głównie jednak odbija się na całej instalacji nieekonomiczna praca kotła.

Według statystyki z roku 1928, w kopalniach ropy Zagłębia Borysławskiego znajdowało się 1 134 kotłów, o łącznej powierzchni ogrzewanej 54 682 m², w tem kotłów lokomobilowych 1 011. Przeciętnie na jeden kocioł przypada więc około 48 m² powierzchni ogrzewanej.

Na terenie Zagłębia używa się kotłów typu lokomobilowego, które pracują ze średnią sprawnością od 30 do 50%. Główną trudnością w racjonalnym prowadzeniu kotłowni jest brak odpowiedniej wody. Woda rzek miejscowych, z powodu zanieczyszczenia i wielkiej zawartości soli, do zasilania kotłów wcale się nie nadaje. Kotłownie miejscowe zaopatrują się w wodę zapomocą sieci wodociągów, prowadzących ją z okolic dalszych.

Kotły opala się gazem ziemnym. Ten sposób opalania kotłów kalkuluje się najtaniej, zwłaszcza wobec wysokich cen transportu i trudności w dowozie węgla na samym terenie. Gazu dostarcza zwykle obsługiwany otwór świdrowy, lub spółka gazowa.

Do napędu używa się jedno lub dwucylindrowe bliźniacze maszyny parowe, pracujące parą nasyconą o ciśnieniu 8—10 atm i bez kondensacji. W roku 1928 w kopalniach ropy Zagłębia znajdowało się 1 367 tłokowych maszyn parowych, o łącznej mocy instalowanej 71 758 KM, przyczem na jedną maszynę przypada przeciętnie około 52 KM.

tworzonej. Średnio w stosunku rocznym na urządzenia grzejne przypada 8 do 10% całej ilości paliwa, zużytego na opalanie kotłów.

Przytoczona charakterystyka urządzeń gospodarki cieplnej oraz miejscowych warunków pracy tych urządzeń wskazuje, że obecny system nie znosi daleko idącej, opłacającej się ekonomizacji, w danych warunkach, i wobec tego należy go zastąpić innym, bardziej doskonałym systemem.

W grę wchodzi dwa rodzaje silników: silniki spalinowe oraz silniki elektryczne.

Dotychczasowe doświadczenie przemysłu naftowego w Zagłębiu wskazuje, że silniki spalinowe ze względu na wielką zmienność warunków pracy, wydobywania i wiertnictwa, posiadają tylko szczytły zakres zastosowania w urządzeniach pomocniczych, jak wszelkiego rodzaju pompy, sprężarki, ekshaustory i t. d.

Silnik elektryczny znany jest ze swoich wartości technicznych w porównaniu z silnikami parowymi i spalinowymi już z obcych terenów naftowych — na Kaukazie i w Rumunji. Dotychczasowe doświadczenie, zdobyte w Zagłębiu Borysławskim w urządzeniach zelektryfikowanych, w zupełności potwierdziły tę jego wyższość.

Borysławskie Zagłębie Naftowe obejmuje jednolitą sieć przesyłowo-rozdziałową użyteczności publicznej na 15 kV oraz na ściślejszym terenie naftowym sieć rozdzielczą na 3 kV (rys. 2a). Sieć zasila w energję Elektrownia Okręgowa w Tustanowicach o mocy instalowanej 11 200 kW oraz wytwórczości rocznej 16,4 milionów kWh (1928). Elektrownia posiada zespoły kondensacyjne i korzysta z gazu ziemnego, jako paliwa.

Na terenie Zagłębia Borysławskiego, jak i w Drohobyczu, istnieje szereg elektrowni, służących do własnych potrzeb zakładów przemysłowych. Na największą uwagę zasługuje siłownia jednej z

Elektrownie	Ilość	Liczba prądnic	Moc silników KM	Moc prądnic kW	Roczna produkcja 1000 kWh
Okręg Drohobycz	54	95	25 207	16 406	26 892
W tem o mocy ponad 1 000 kW	2	6	20 030	13 652	18 767
„ „ „ „ 100 do 1 000 kW.	8	20	3 655	2 114	6 863
„ „ „ „ do 100 kW	44	60	1 522	642	1 262

Obok nieekonomicznie pracującego systemu napędu parowego, zużywa się na kopalniach wiele pary w urządzeniach grzejnych, przeznaczonych do podgrzewania (do 45° C), tężejącej, zwłaszcza w okresie chłódów, ropy i emulsji. Rozchód pary na urządzenia grzejne oblicza się w lecie na około 4%, w zimie na około 12% całej ilości pary wy-

rafinerji w Drohobyczu, gdzie energję wytwarza się w silnikach parowych, przeciwpłynnych, przyczem parę odlotową użytkuje się na potrzeby grzejne rafinerji. Otrzymałą energję, po częściowem zużytkowaniu na własne potrzeby rafinerji, przesyła się zapomocą linii dalekonośnej do Zagłębia, do własnych kopalń naftowych.

Z podanego zestawienia wytwórczych zakładów elektrycznych wynika, że ogólna wytwórczość elektryczna w Zagłębiu Borysławskim w roku 1927 wyniosła 26,892 miliona kWh przy 16 406 kW łącznej mocy instalowanej.

Korzyści, wynikające z przejścia napędu kopalń naftowych z parowego na elektryczny, polegają tak na wyższości technicznej silnika elektrycznego, jak i na możliwości korzystania z ener-

kowo urządzenia elektryczne, wyciągowe i wiertnicze.

Porównanie różnorodnych sposobów wytwarzania energii elektrycznej w ciepłych zakładach elektrycznych, prowadzone z myślą przewodnią najlepszego wyzyskania paliwa i najtańszych urządzeń inwestycyjnych, doprowadziło do ostatecznego wniosku, że elektryfikacja Zagłębia Borysławskiego przedstawi sumę najkorzystniejszych warunków w tym wypadku, gdy w ogólnym układzie elektrycznym znajdzie się również sposób wytwarzania energii elektrycznej, opartej na łącznym traktowaniu gospodarki cieplnej rafinerji i kopalń naftowych.

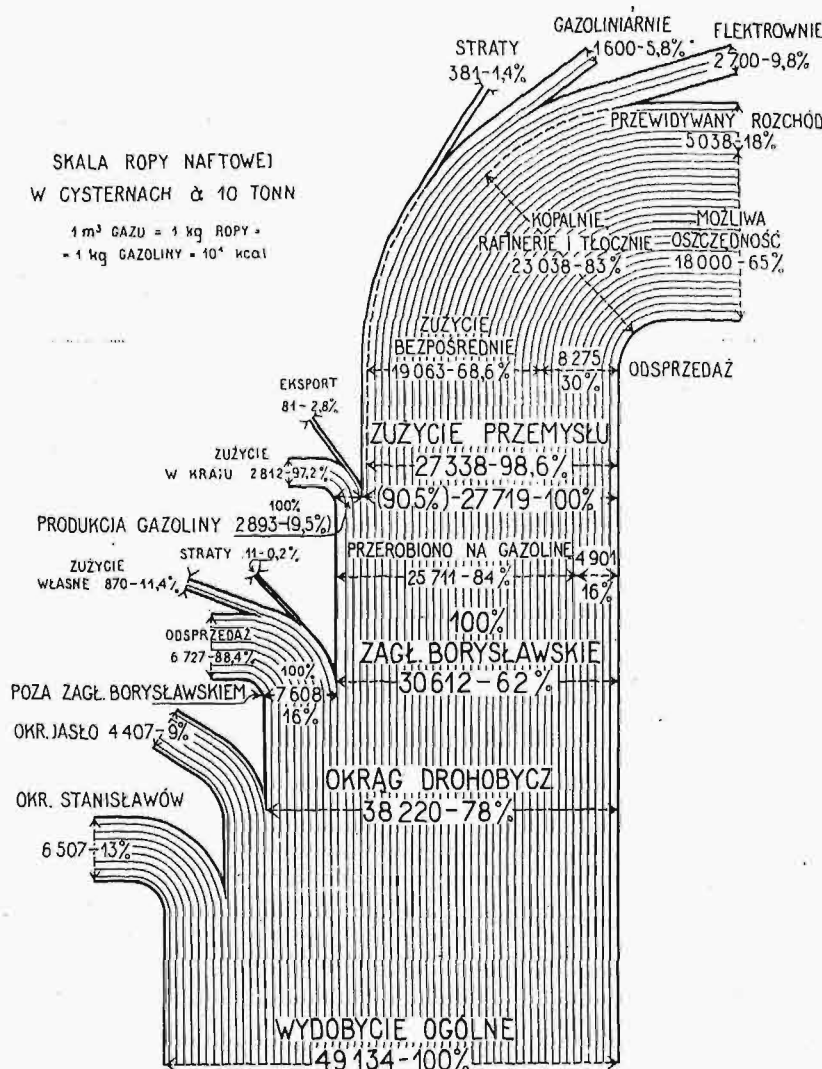
Rafinerje naftowe, nawet najlepiej pod względem technicznym urządzone, zużywają znaczne ilości pary przeznaczonej dla potrzeb fabrykacji. Zużycie to wynosi średnio około 2,5 kg pary grzejnej na kg ropy przerabianej. Parę tę produkuje się obecnie w niskoprężnych kotłach i następnie za pośrednictwem sieci przewodów parowych przesyła się do odbiorczych stacji w rafinerji na cele destylacji i ogrzewania.

W kopalniach naftowych używa się do napędu wysokoprężną parę maszynową, w rafinerjach zaś do celów destylacji i ogrzewania potrzebna jest niskoprężna para grzejna. Wynika stąd, że urządzenia te uzupełniają się wzajemnie i że w dogodnych warunkach przestrzeni i czasu mogą być połączone w szereg

a para może w nich kolejno wykonać pracę potrzebną.

Według tej koncepcji, kotły i maszyny parowe przeniesione niejako zostają z kopalń do rafinerji i w rezultacie praca połączonych urządzeń przedstawia się schematycznie w sposób, pokazany na rys. 6. Według tego schematu, ropa i gaz ziemny

BILANS OBROTU GAZU ZIEMNEGO 1928



Rys. 5.

gi, wytwarzanej w wielkich, ekonomicznych siłowniach centralnych.

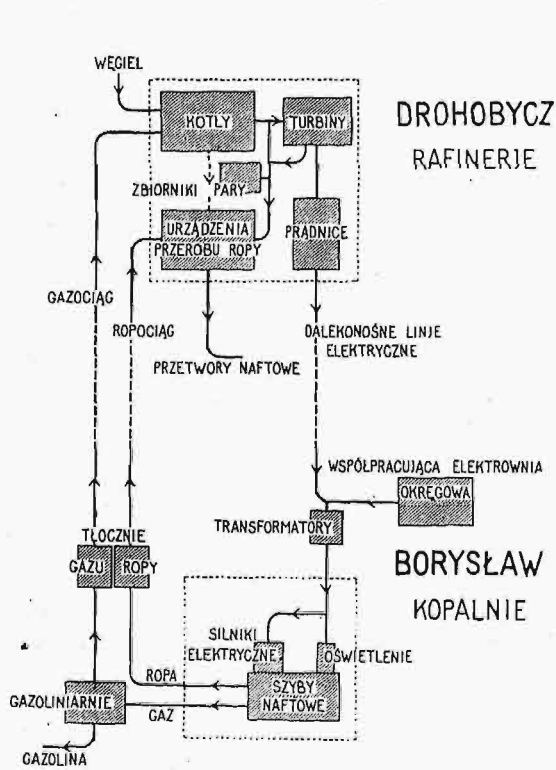
Oszczędności, wynikające stąd, można ocenić na około 80% oszczędności na opale, 80% — na wodzie, 98% — na smarach i 15% na obsłudze. Korzyści te przeciwważają się w znacznej mierze kosztami kapitału, potrzebnego na drogę stosun-

przesyłane są zapomocą przewodów rurowych z kopalń w Borystawiu do rafinerji w Drohobyczu. Tutaj para, wytwarzana w kotłach wysokopręż-

w korzystnych warunkach pracy, zapewniających jaknajlepsze wyzyskanie ciepła, zawartego w paliwie, a przytem z pominięciem strat, związanych z

WSPÓLPRACA ENERGETYCZNA RAFINERYJ I KOPALŃ

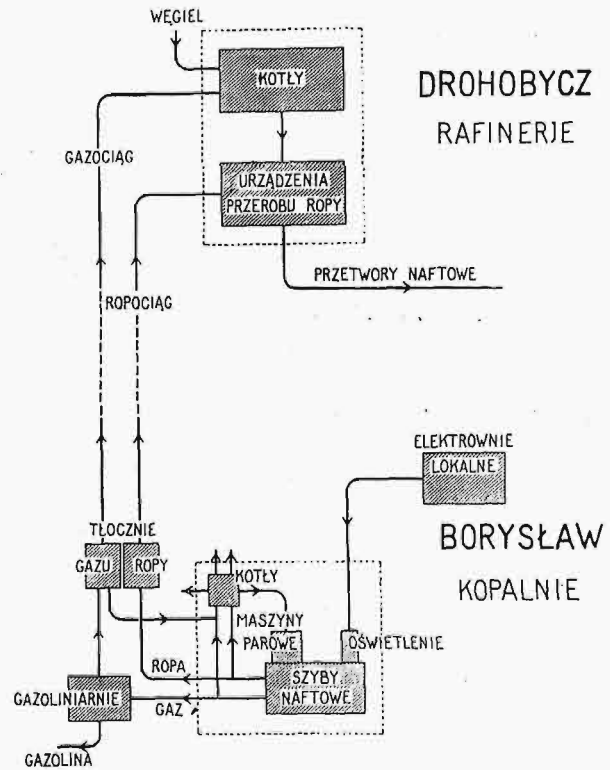
PROJEKTOWANY UKŁAD EKONOMICZNY



Rys. 6.

WSPÓLPRACA ENERGETYCZNA RAFINERYJ I KOPALŃ

UKŁAD ISTNIEJĄCY



Rys. 7.

nych, wykonywa najpierw pracę mechaniczną w napędowych silnikach parowych, a następnie przechodzi do stacji grzejnych na potrzeby procesu rafineryjnego. Napędowe silniki parowe są połączone w zespoły maszynowe z prądnicami, w celu wytwarzania energii elektrycznej, a otrzymana energia elektryczna zasila w Borystawiu zapomocą linii dalekonośnej silniki elektryczne, wykonywające pracę mechaniczną w kopalniach.

Rys. 7 przedstawia obecny układ pracy niezależnej — siłowni, rafinerji i kopalń naftowych. Porównanie rysunków 6 i 7 daje możność zauważenia różnic pomiędzy systemem projektowanym, a obecnie istniejącym.

Skoncentrowanie wytwarzania energii elektrycznej w siłowniach przy rafinerjach odbywa się

kondensacją (rys. 8). Należy też zauważyć, że w danym wypadku na cele wytwarzania ciepła i siły pracuje wspólna instalacja kotłowa, która rozmiarami swemi niewiele przewyższa pierwotną instalację kotłową rafinerji, przy zastosowaniu kotłów na wysokie ciśnienie oraz szeregu pomocniczych urządzeń ekonomizacyjnych.

Już na podstawie tych ogólnych rozważań wyciągnąć można wniosek, że tak właśnie rozumianej elektryfikacji Zagłębia przypadnie w udziale odegrać rolę najdoskonalszej, najbardziej oszczędnościowej metody gospodarki cieplnej, i że pod tym względem elektryfikację uważać można za najwyższy stopień rozwoju tej gospodarki na terenie Zagłębia.

(d. n.).