

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Pomiary przepływów pulsujących metoda różnicową, nap. Inż. Romuald Dobrowolski.
 Badania nad wierceniem metali, nap. Inż. Jerzy Relwicz, st. asyst. Katedry Obróbki Metali Politechniki Lwowskiej.
 Zarys krytyczny własności technicznych czterech systemów towarowych hamulców automatycznych (dok.), nap. Inż. Aleksander Pawłowski.
 Przegląd pism technicznych.
 Bibliografia.

SOMMAIRE:

Mesures des débits pulsatifs au moyen de la méthode différentielle, par M. R. Dobrowolski, Ingénieur mécanicien.
 Recherches sur le perçage des métaux, par M. J. Relwicz, Ingénieur-mécanicien.
 Description critique des propriétés techniques des 4 systèmes de freins continus pour les trains des marchandises (suite et fin), par M. A. Pawłowski, Ingénieur-mécanicien.
 Revue documentaire.
 Bibliographie.

Pomiary przepływów pulsujących metoda różnicową^{*)}.

Napisał Inż. Romuald Dobrowolski.

- Treść: 1. Teoria metody różnicowej w zastosowaniu do przepływu trwałego i pulsującego.
 2. Trudności zastosowania metody różnicowej do przepływu pulsującego.
 3. Charakterystyczne stosunki dla poszczególnych wypadków przepływu pulsującego.
 4. Zasadnicze wnioski.

W pomiarach technicznych wydatków pary, cieczy lub gazów posługujemy się przeważnie metoda różnicową. Sposób ten opiera się na mierzeniu spiętrzenia ciśnienia, wywołanego przez zwężenie przewodu.

Od wielkości spiętrzenia ciśnienia przechodzimy do wielkości wydatku, posługując się r -niem Bernoulli'ego i doświadczalnym współczynnikiem przepływu α , ujmującym wpływ na szybkość przepływu tarcia, nierównomiernego rozkładu szybkości w przekroju, typu przyrządu spiętrzającego i manometru różnicowego oraz innych, mniej ważnych czynników.

Wyniki, otrzymywane na tej drodze w wypadkach mierzenia wydatków stałych lub zmieniających się powoli (zmiana obciążenia), są naogół zadowalające.

Inaczej przedstawia się sprawa przy mierzeniu wydatków przepływów pulsujących o dużej częstotliwości pulsacji.

Jak wykazuje doświadczenie, mierzenie tego rodzaju wydatków, nawet skutecznie stałych, nie daje się w należytej mierze opanować. Współczynnik przepływu α , wyznaczony dla przepływów spokojnych, nie może być stosowany do mierzenia przepływów pulsujących.

Duża ilość doświadczeń, wykonanych celem wyznaczenia współczynnika przepływu dla przepływów pulsujących, nie dała pożądanego wyniku, a to ze względu na to, że współczynnik ten, jak się

okazało, ulega pozornie zupełnie dowolnym, nie dającym się wytłumaczyć zmianom, zależnym bezwątpienia od częstości i charakteru pulsacji, jak też od typu manometru różnicowego, który w tym wypadku musi być automatycznie rejestrującym.

Jako wynik tych prac, wyłoniły się dwa kierunki, prowadzące do pokonania napotkanych trudności.

Jeden z nich, rezygnując z opanowania zjawiska przepływu pulsującego, proponuje umieszczenie pomiędzy przyrządem spiętrzającym a pulsującym odbiornikiem specjalnych aparatów uspakajających.

Aparaty takie, podobnie do powietrzników pomp tłokowych, mają zabezpieczać ciągły i prawie równomierny przepływ czynnika przez przyrząd spiętrzający.

Sposób ten rzeczywiście umożliwia dość dokładny pomiar wydatku, jak to wykazali Horace Judd i Donald Pheley na podstawie swych badań, przeprowadzonych w uniwersytecie w Ohio.

Proponowane jednak przez nich konstrukcje są zbyt duże i powodują znaczne straty ciepła i ciśnienia, nie mogą przeto zadowolić wymagań technika.

Drugi kierunek, dążąc do zbadania przyczyn wpływających na dziwne zachowanie się współczynnika przepływu, widzi je we właściwościach rejestrujących manometrów różnicowych.

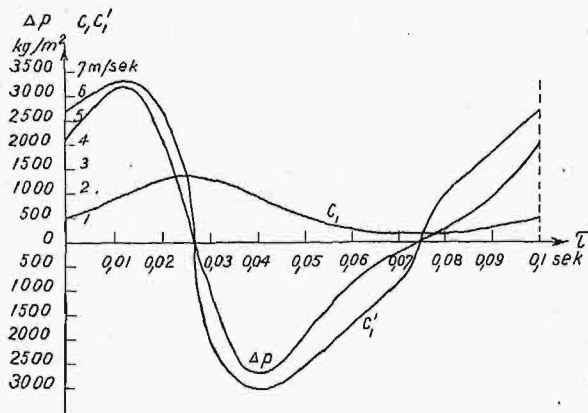
Badając zachowanie się różnych typów paromierzy automatycznych, dr.-inż. S. Kreuzer dochodzi do wniosku, że zasadnicza przyczyna wadli-

^{*)} Referat wygłoszony na IV-m Zjeździe Inż. Mechaników Polskich (w r. b.) w Warszawie.

wych wskazań polega na zbyt dużych oporach tarcia i bezwładności części ruchomych tych aparatów.

Z tego, w zasadzie zupełnie słusznego, spostrzeżenia Kreuzer wyciąga wniosek, że należy dążyć do budowania paromierzy bardzo czułych, o wysokiej częstotliwości drgań własnych.

Wniosek ten uzasadnia Kreuzer przez badanie paromierza membranowego, czyniącego zadość tym żądaniom i dającego wyniki względnie poprawne.



Rys. 1.

Należy tu jednak stwierdzić, że badane przez Kreuzera paromierze „Debro“ i „Gehre“ pracują na zasadzie różnicowej, zaś paromierz membranowy zupełnie się tą zasadą nie posługuje.

Budowa paromierzy typu różnicowego, pozbawionych względnie znacznego tarcia, a zwłaszcza bezwładności, jest konstrukcyjnie nieosiągalna. Poza tem należy się liczyć jeszcze w większym stopniu z bezwładnością strugi płynącego przez rurociąg czynnika ze względu na panujące tam szybkości ogromne w porównaniu z szybkościami ruchomych części paromierza.

W dalszych rozważaniach teoretycznych będziemy uwzględniać tylko bezwładność czynnika w rurociągu, zakładając, że posiadamy paromierz idealny, zupełnie pozbawiony tarcia i bezwładności, gdyż chodzi nam nie o ostateczne rozwiązanie teorii budowy paromierzy, lecz tylko o wskazanie zasadniczego kierunku, prowadzącego do opanowania zagadnienia.

Jak już wspominaliśmy, metoda różnicowa pomiarów wydatków opiera się na wzorze, wyprowadzonym z r-nia Bernoulli'ego, dotyczącego przepływu trwałego (niezmiennego w czasie). Jeżeli rozciągamy, jak to powszechnie się czyni, stosowalność tego wzoru na przyrząd zmienny w czasie, to tem samym robimy założenie, że chwilowa szybkość przepływu stale jest proporcjonalna do chwilowego pierwiastka kwadratowego ze spiętrzenia ciśnienia. Do takiego założenia jesteśmy uprawnieni w wypadku powolnej zmiany wydatku (zmiana obciążenia lub przyłączenie nowych odbiorników), gdyż wtenczas szybkość przepływu ma czas przystosować się do spiętrzenia ciśnienia.

Jeżeli zaś zmienność wydatku jest uwarunkowana okresowym działaniem odbiornika, przyczem długość okresu jest mała (zwykle ułamek sekundy), to wtenczas chwilowa szybkość przepływu nie odpowiada już więcej chwilowemu spiętrzeniu ciśnienia w myśl r-nia Bernoulli'ego. Musimy w tym

wypadku stosować nie r-nie Bernoulli'ego, lecz ogólniejsze równanie różniczkowe dla przepływu dowolnego, z którego wynika r-nie Bernoulli'ego, jako szczególny przypadek w wypadku stałego spiętrzenia ciśnienia.

Oznaczmy przez: F_1 — przekrój rury,
 γ — ciężar właściwy czynnika,
 c_1 — szybkość przepływu w rurze,
 c_2 — szybkość przepływu w przewężeniu,
 $\Delta p = (p_1 - p_2)$ — spiętrzenie ciśnienia,
 I — energię kinetyczną czynnika, zawartego w przyrządzie spiętrzającym.

Ogólne równanie różniczkowe dla dowolnego przepływu w formie pierwotnej napiszemy:

$$F_1 c_1 (p_1 - p_2) d\tau = \frac{F_1 c_1 \gamma}{2g} (c_2^2 - c_1^2) d\tau + dI. \quad [1]$$

Równaniu temu, po uproszczeniu, możemy nadać postać:

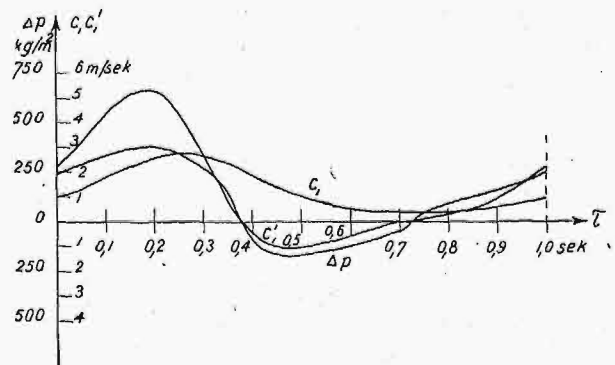
$$\frac{dc_1}{d\tau} + ac_1^2 = b\Delta p, \quad \dots \quad [2]$$

gdzie a i b są stałe współczynniki, zależne od ciężaru właściwego czynnika i kształtu przyrządu spiętrzającego, zaś c_1 i Δp są funkcjami czasu. W r-niu [1] dla uproszczenia nie uwzględniamy oporu tarcia, gdyż to nie zmienia istotnego charakteru zjawiska.

R-nia [2] nie można rozwiązać dla dowolnej funkcji Δp w postaci ogólnej. Musimy każdorazowo znać funkcję Δp , a to odrazu przesądza sprawę, że zależność pomiędzy c_1 i Δp każdorazowo ma inną postać, a więc nie będzie pierwiastkową, jak to wynikałoby z r-nia Bernoulli'ego dla $\Delta p = \text{const}$.

Jeżeli będziemy operować średnimi czasowymi wartościami dla c_1 i Δp , które oznaczymy przez \bar{c}_1 i $\bar{\Delta p}$, to z r-nia [2] otrzymamy, że:

$$\bar{c}_1^2 = \frac{b}{a} \bar{\Delta p} \quad \dots \quad [3]$$



Rys. 2.

Z równości tej nie wynika jednak, by

$$\bar{c}_1 = \sqrt{\frac{b}{a}} \sqrt{\bar{\Delta p}},$$

a ta właśnie równość jest brana za podstawę metody różnicowej pomiarów wydatków.

Dla wyprowadzenia prawidłowej zależności pomiędzy c_1 i Δp musimy w każdym poszczególnym wypadku rozwiązać równanie różniczkowe [2] i po otrzymaniu $\Delta p = f(\tau)$ i $c_1 = \varphi(\tau)$ wyrugować z tych równań τ . Otrzymamy wtenczas zależność w postaci $c_1 = \psi(\Delta p)$, z której normalnym trybem znajdziemy, że $c_1 = \psi(\Delta p)$.

Wszystkie istniejące obecnie paromierze rejestrujące, działające na zasadzie różnicowej, są budowane w ten sposób, że wychylenie wskazówki lub rysika jest proporcjonalne do $\sqrt{\Delta p}$, a jak wskazaliśmy wyżej, powinno ono być proporcjonalne do jakiejś innej funkcji $\psi(\Delta p)$. Ponieważ postać $\psi(\Delta p)$ jest zależna od charakteru i częstotliwości pulsacji, czyli jest różna dla poszczególnych przypadków, więc nic dziwnego, że współczynnik przepływu α , kryjąc w sobie różnicę $\psi(\Delta p)$ i $\sqrt{\Delta p}$, wykazuje przy badaniach niewytłumaczalną zmienność. Jako wniosek z powyższego wyniku, że zewnętrzna siła kierująca, działająca na ruchomą część paromierza, powinna być tak ukształtowana, by wychylenie wskazówki było proporcjonalne do $\psi(\Delta p)$, a nie do $\sqrt{\Delta p}$.

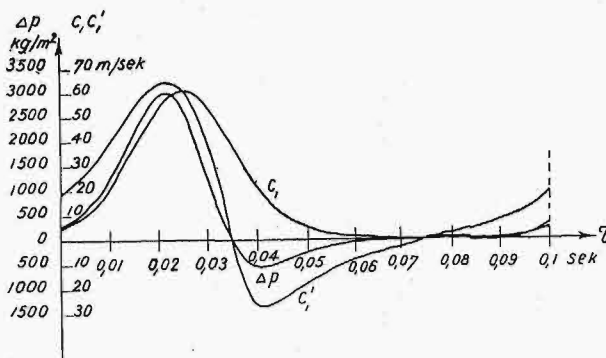
Sprawa ta przedstawia się jednak bardzo niepomyślnie. Po pierwsze dla tego, że $\psi(\Delta p)$ może być wyznaczona tylko w wyjątkowych wypadkach, po drugie zaś — paromierz dostosowany do mierzenia pewnego typu przepływu pulsującego nie nadawałby się do mierzenia innych przepływów.

Byłoby jednak wskazaniem przez odpowiednio pomyślane badania wypróbować możliwość wyznaczenia kształtu $\psi(\Delta p)$ na drodze doświadczalnej dla pewnych zbliżonych grup przepływów pulsujących, a to ze względu na duże zalety metody pomiarów różnicowych. W przeciwnym razie należałoby wyrzucić się stosowania tej metody do przepływów pulsujących.

Dla zilustrowania powyższych wywodów, przytaczamy dane, otrzymane na drodze obliczeń graficznych dla kilku charakterystycznych przypadków.

Rys. 1 przedstawia krzywe: $\Delta p = f(\tau)$ i odpowiadającą jej krzywą $c_1 = \varphi(\tau)$.

Na tym samym rysunku mamy krzywą c'_1 dla szybkości przepływu, obliczoną z krzywej dla Δp



Rys. 3.

na podstawie wzoru Bernoulli'ego. Rzeczywista średnia szybkość przepływu przez rurę wynosi: $c_1 = 1,25$ m/sek przy $c_{1max} = 2,72$ m/sek i $c_{1min} = 0,37$ m/sek. Częstotliwość = 10 okresów/sek. Średnia szybkość przepływu, obliczona z krzywej c'_1 , wynosi $\bar{c}'_1 = 0,3$ m/sek.

W danym przypadku płynie woda przez rurę Venturi. Średnica rury wynosi 100 mm, a przeżęnia — 80 mm. Długość stożka 250 mm.

Rys. 2 przedstawia te same krzywe dla przypadku różniącego się od poprzedniego tylko częstotliwością pulsacji. Ilość pulsacji wynosi tylko 1 na sekundę, a nie — jak poprzednio — 10. Rzeczywista średnia szybkość przepływu przez rurę, jak i poprzednio, wynosi $c_1 = 1,25$ m/sek, zaś $c'_1 = 0,86$ m/sek.

Z porównania tych dwóch przypadków widzimy, że częstość pulsacji wywiera duży wpływ na zależność pomiędzy spiętrzeniem ciśnienia a szybkością przepływu i że nie może być mowy o posiłkowaniu się w obu wypadkach tym samym wzorem.

Rys. 3 przedstawia krzywe Δp , c_1 i c'_1 dla pary wodnej wysokoprężnej o ciężarze właściwym 10 kg/m^3 , płynącej przez taką rurę Venturi, jak i w poprzednich przypadkach.

Ilość pulsacji na sekundę = 10.

Rzeczywista szybkość przepływu wynosi:

maksymalna $c_{1max} = 61$ m/sek

minimalna $c_{1min} = 0,41$ „

średnia $\bar{c}_1 = 16,42$ „

zaś obliczona ze wzoru Bernoulli'ego

$\bar{c}'_1 = 11,9$ m/sek.

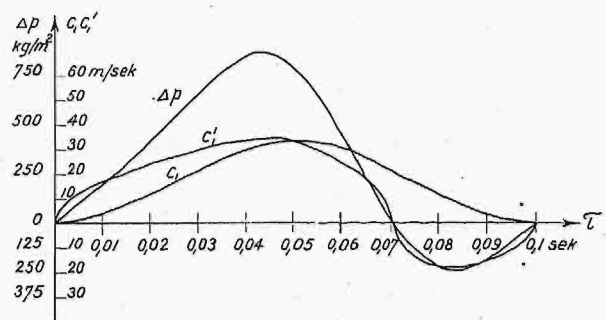
Rys. 4 przedstawia przypadek ten się tylko różniący od poprzedniego, że został zmieniony kształt pulsacji, z zachowaniem poprzedniej częstotliwości i rzeczywistej średniej szybkości przepływu $\bar{c}_1 = 16,42$ m/sek.

Z r-nia Bernoulli'ego otrzymujemy teraz, że $\bar{c}'_1 = 12,82$ m/sek.

Porównyując ten wynik z poprzednim, widzimy, że kształt pulsacji wywiera też znaczny wpływ na zależność pomiędzy c_1 i Δp .

Rys. 5 wykazuje wpływ stopnia przewężenia dyszy. W wypadku tym mamy, jak i na rys. 3, przepływ takiej samej pary z tą samą średnią szybkością $\bar{c}_1 = 16,42$ m/sek. Ilość pulsacji, jak i na rys. 3, 10 na sek.

Różnica polega tylko na tem, że dysza jest



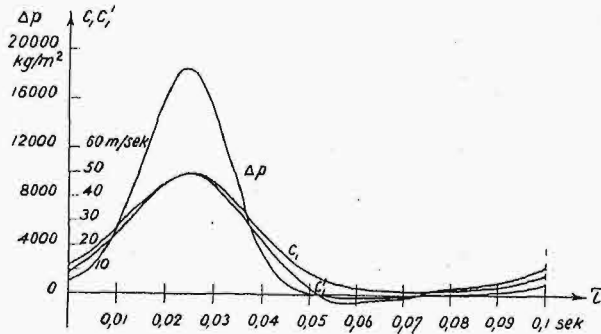
Rys. 4.

w większym stopniu przewężona. Średnica przeżęnia była poprzednio 80 mm, a teraz wynosi tylko 50 mm.

Szybkość przepływu obliczona z r-nia Bernoulli'ego wynosi $\bar{c}'_1 = 15,4$ m/sek, w wypadku 3-m zaś była: $\bar{c}'_1 = 11,9$ m/sek.

Widzimy więc, że stosowanie większych przewężeń prowadzi do zmniejszenia różnicy pomiędzy c_1 i c_1' , lecz zato pociąga za sobą zbyt duże zmiany spiętrzenia (w naszym wypadku do 2 at na 20 at prężności pary), co jest połączone z nie dającą się pominąć zmianą objętości.

Rys. 6—przedstawia przepływ powietrza o nadciśnieniu 0,7 at i ciężarze właściwym 2 kg/m^3 . Przepływ odbywa się przez rurę $\varnothing 600 \text{ mm}$ z przewężeniem 300 mm. Średnia rzeczywista szybkość



Rys. 5.

przepływu wynosi 15 m/sek . Pulsacje prędkości są minimalne: $\pm 1\%$, lecz częstotliwość ich wynosi 1 000 okresów na sekundę.

W wypadku tym, nie bacząc na wprost nieuchwytnie pulsacje, mały ciężar właściwy, małą szybkość przepływu i zastosowanie znacznego przewężenia, różnica pomiędzy $\bar{c}_1 = 15 \text{ m/sek}$ i $\bar{c}_1' = 14,1 \text{ m/sek}$ wynosi około 6%. W tym wypadku można jednak średnią szybkość przepływu obliczyć z dużą dokładnością ze ścisłego wzoru [3].

Ponieważ pulsacje szybkości c_1 są znikome, przeto możemy założyć, że:

$$(\bar{c}_1)^2 \doteq c_1^2 = \frac{b}{a} \Delta p,$$

a z tego mamy:

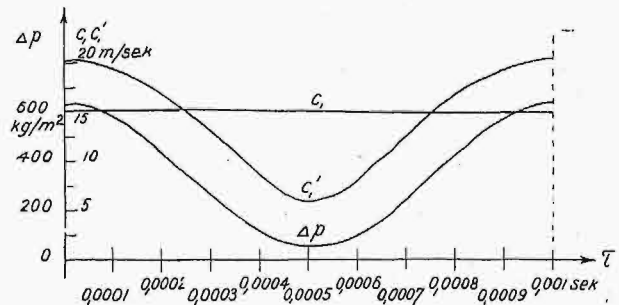
$$\bar{c}_1 = \sqrt{\frac{b}{a}} \sqrt{\Delta p}.$$

Widzimy więc, że w wypadku, gdy pulsacje szybkości przepływu są minimalne, a to zawsze ma miejsce przy bardzo wielkich częstotliwościach, średnia szybkość przepływu jest proporcjonalna do pierwiastka kwadratowego ze średniego spiętrzenia, a nie do średniego pierwiastka ze spiętrzenia, jak dla przepływu trwałego.

Dla takiego przypadku manometr różnicowy musi przeto wskazywać średnie spiętrzenie, co da się łatwo uzyskać przez zastosowanie manometru o dużej bezwładności.

Budowa czułych paromierzy o minimalnej bezwładności, ze wskazówką wychylającą się proporcjonalnie do pierwiastka kwadratowego ze spiętrzenia, byłaby tu wręcz niewskazana.

Z przytoczonych rozważań wynika, że budowa paromierzy o bardzo znacznej czułości nie tylko jest nieosiągalna, lecz często byłaby niepożądana, lub przynajmniej zupełnie zbędna, gdyż—jak widzieliśmy—nawet idealny paromierz przy posługiwaniu się metodą różnicową i równaniem Bernoulli'ego nie daje pożądaných wyników.



Rys. 6.

Wskazane byłoby natomiast, by szybkie okresowe pulsacje spiętrzenia ciśnienia były z reguły całkowicie dławione przez odpowiednie przymknięcie zaworów pomiędzy przyrządem spiętrzającym a manometrem różnicowym.

Wewnętrzna siła kierująca, działająca na ruchomą część paromierza, będzie wtenczas proporcjonalna do średniego czasowego spiętrzenia ciśnienia, zaś równoważąca ją zewnętrzna siła kierująca powinna być tak ukształtowana, by wychylenie rysika było proporcjonalne nie do pierwiastka kwadratowego ze spiętrzenia, lecz do rzeczywistej średniej szybkości przepływu. Odpowiednią zależność pomiędzy Δp i \bar{c}_1 należy wyznaczyć drogą doświadczalną dla zbliżonych grup przepływów pulsujących.

Paromierz, zbudowany w ten sposób, byłby dość prostej budowy, łatwy w obsłudze i niezawodny w działaniu.

Przy zastosowaniu wymiennych części, od których zależna jest zewnętrzna siła kierująca, ten sam paromierz mógłby być stosowany do pomiarów rozmaitych przepływów przez prostą zamianę odpowiedniej części.

Należy też zwrócić uwagę, że rozbieżność pomiędzy poszczególnymi pomiarami będzie tem mniejsza, im większy będziemy stosować stopień przewężenia dyszy i im ta dysza będzie krótsza. Ma się rozumieć, mała długość dyszy powinna być rzeczywiście mała, a nie pozornie tylko, jak to ma miejsce dla zwykłej kryzy. Wskazania te są szczególnie ważne dla przewodów o dużej średnicy, dla których dysze wypadają zwykle znacznej długości.

Badania nad wierceniem metali.

Napisał Inż. Jerzy Relwicz, st. asyst. Katedry Obróbki Metali Politechniki Lwowskiej.

Racjonalne wyzyskanie maszyn i narzędzi do obróbki metali skrawaniem wymaga ustalenia optymalnych warunków pracy dla danego typu obróbki. Znajomość tych warunków jest konieczna do konstrukcji obrabiarek, aby uniknąć marnotrawstwa materiałów lub osłabienia maszyny przez nieproporcjonalnie słabe ukształtowanie podrzędnego mechanizmu. Z drugiej strony, warsztat eksploatujący obrabiarkę powinien znać te warunki, aby zapobiec przeciążeniu, lub, co częściej zachodzi, niewyzyskaniu obrabiarki. Dla praktyki ujmuje się polecane warunki pracy (obroty, posuwy, głębokości skrawania, czasy i t. p.) w wykresy lub tablice — tak zwane charakterystyki, — przeznaczone już dla ściśle określonej obrabiarki. Tak do wykonania charakterystyk, jak do konstrukcji obrabiarek i narzędzi, musimy znać, prócz warunków wytrzymałościowych elementów obrabiarki, znanych z materiałoznawstwa i teorii elementów maszyn, także wielkości zaleconych szybkości i kątów skrawania, wielkości sił i t. p., występujących w danym sposobie obróbki. Wartości te znajdują się empirycznie, na podstawie długich doświadczeń na odpowiednio wyposażonych stacjach prób. Dla toczenia został już przeprowadzony szereg doświadczeń, i wartości, znalezione w tym dziale, są przynajmniej zgrubsza kompletne i sprawdzone, chociaż i tu zostaje jeszcze wiele do zrobienia. Dla strugania przyjmuje się te same wartości sił, co dla toczenia.

Znacznie gorzej przedstawia się sprawa z wierceniem i frezowaniem. Mechanizm tych dwóch sposobów obróbki jest znacznie bardziej złożony, a ilość i rozciągłość doświadczeń znacznie mniejsza — skutkiem czego wyniki dotychczas osiągnięte są rozbieżne i niepewne.

Poniżej omówimy wyniki doświadczeń, dotyczących wiercenia.

Sprawą konstrukcji wiertarek zajmuje się Schlessinger (Werkstattstechnik 1923, str. 421; także jako osobna odbitka „Die Bohrmaschine“, J. Springer, Berlin), podając zasady ich obliczania.

Ter O'Hanessian (Werkstattstechnik 1921, str. 241), na podstawie badań wiertarek ręcznych i słupowych, podaje, że sprawność ich wynosi przy małych szybkościach $\eta = 0,65$, przy większych $\eta = 0,75$.

Hensel (Der Betrieb 1921, str. 302), omawiając budowę wiertarek promieniowych, znajduje, że sprawność wiertarki, pędzonej pasem, wynosi, z powodu wielkiej ilości przekładni zębatych, tylko $\eta = 0,5$, podczas gdy maszyny z silnikiem elektrycznym wprost na suporcie wykazują $\eta = 0,75$.

Busch (Der Betrieb 1921, str. 306) udowadnia, że nie należy obciążać wiertarek stale największymi dopuszczalnymi posuwami i średnicami wiertła. Sprawność maszyny w górnej granicy wy-

zyskania jest mała, zaś zużycie mechanizmów duże.

Nad kwestją olei wiertniczych pracowali Schlessinger i Simon (Werkstattstechnik 1921, str. 140). Wiercili oni otwory w stali o wytrzymałości ok. 60 kg/mm^2 , stosując wiertła spiralne ze stali węglistej o $\phi 20,5 \text{ mm}$ oraz szybkości skrawania 26 i 19 m/min, posuwy 0,16 mm/obrót i 3,8 litrów cieczy chłodzącej na minutę.

Jako kryterjum dobroci cieczy chłodzącej przyjmowali ilość otworów określonej długości, wierconych jednym wiertłem aż do jego stępienia. Jako oznakę stępienia wiertła, przyjęto t. zw. kryterjum Schlessingera — nagły wzrost siły posuwowej, mierzony zapomocą specjalnego stołu mierzniczego, umieszczonego na wiertarce.

Wiercenia bez cieczy chłodzącej powodowały tak szybkie i silne zużycie wiertła, że zostały zaniechane.

Chłodzenie czystą wodą dało doskonałe wyniki, jednak silne rdzewienie maszyn i narzędzi zmusiło do zaprzestania tych prób.

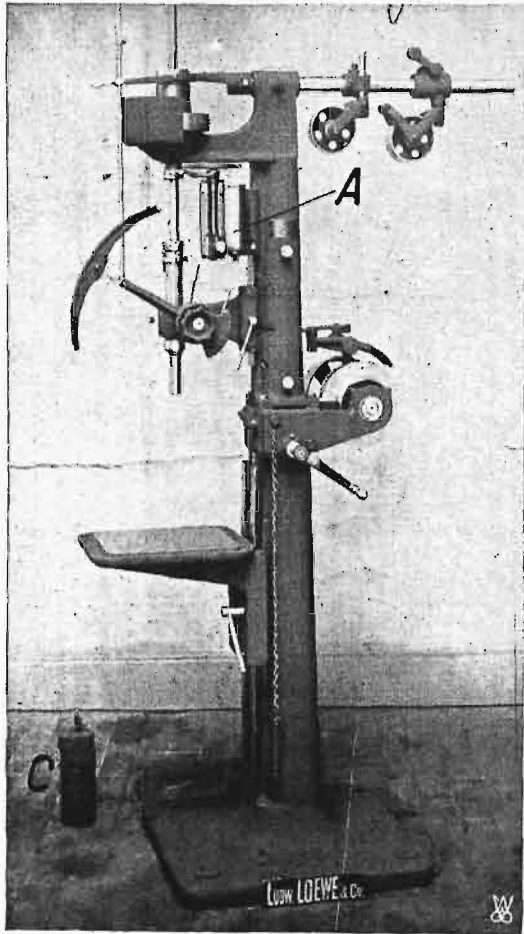
Chłodzenie wodą z dodatkiem 10% sody dało wyniki dobre. Czas pracy wiertła był krótszy, niż w wypadku użycia czystej wody, ale znacznie dłuższy, niż przy użyciu jakichkolwiek olei, tak wojennych, jak i przedwojennych; rdzewienie nie występowało.

Na podstawie tych badań oraz dalszych prób, dokonanych z rozmaitymi olejami wiertniczymi, autorzy dochodzą do wniosku, że działanie chłodzące cieczy polega tylko na zawartej w niej wodzie. Wszelkie dodatki oleju lub sody działanie to psują i powinny być stosowane tylko w takiej ilości, aby uniknąć rdzewienia maszyny i narzędzi.

Badania w kierunku wpływu smarowania prowadzili też Dempster Smith i Poliakoff (Werkstattstechnik 1911, str. 99 i 155). Próby były przeprowadzone wiertłem o $\phi 50,8 \text{ mm}$, z użyciem oleju, zmieszanego z wodą, w stosunku 1:50. Badano wpływ chłodzenia na wielkość momentu skręcającego wrzeczono i na siłę posuwową. Chłodzenie spowodowało zmniejszenie obu tych wartości, m. in. siły posuwowej o ok. 25%. Moment zmniejszył się przy obróbce stali miękkiej o około 26%, przy średniej — o ok. 37%, twardej — ok. 12%, przytem przy mniejszych posuwach wpływ chłodzenia był znacznie silniejszy, niż przy większych.

Kwestję obrabialności bada Kessner (Werkstattstechnik 1920, str. 633). Używa do tego celu wiertarki do badania obrabialności, typu przedstawionego na rysunku 1. Wiertło pod stałym obciążeniem (ciężarek C) zagłębia się w materiał, przyczem umieszczony na maszynie aparat A kreśli samoczynnie linję w układzie: rzędne — ilość obrotów, odcięte — głębokość wiercenia. Głębokość wiercenia, osiągnięta po 100 obrotach pod stałym naciskiem, charakteryzuje obrabialność ma-

terjału. Kessner zaznacza, że cyfra ta jest wartością względną, zależną od warunków pracy. W praktyce znajduje się jej wartość w ten sposób, że wierci się otwory w materiale badanym i w ma-



Rys. 1.
Wiertarka do badania obrabialności.

terjale „normalnym”; dopiero cyfra wynikająca z porównania tych dwóch prób daje wartość, charakteryzującą dany materiał. Jako metal porównawczy, proponuje autor miedź elektrolityczną, walcowaną i wyżarzona, ze względu na jednostajność wyników, uzyskanych podczas jej wiercenia, ewentualnie tombak (Cu + Zn).

W wyniku porównania cyfr głębokości wiercenia i twardości materiałów, badanej próbą Martens-Heyna (nacisk kulą), dochodzi autor do potwierdzenia dawniejszego twierdzenia Heyn-Kessnera, że w razie równej twardości trudniej obrabialny jest materiał ciągliwszy. Tłumaczy to tem, że w materiale kruchym wiór odkrusza się i odpada, w ciągliwym zaś wiór zostaje spęczony i musi być odsuwany przez nóż, co wymaga dodatkowej energii.

Dalej stwierdza, że żeliwo jest tem łatwiej obrabialne, im więcej węgla jest wydzielonego w postaci grafitu.

Stal (w granicach 0,1 do 0,6% C) ma być tem łatwiej obrabialna, im więcej zawiera węgla; obrabialność jej ma być proporcjonalna do twardości Brinella. Wnioski te obalił później Patkay.

Na; wynikach badań Kessnera opiera się K u m m e r (Maschinenbau 1925, str. 829). Bada-

on jakość wiertel spiralnych zapomocą aparatury, podobnej do użytej przez Kessnera. Wierci mianowicie każdem wiertłem 15 otworów o głębokości 10 mm w stali o twardości 110—135 jedn. Brinella (opierając się na twierdzeniu, że obrabialność stali jest proporcjonalna do twardości) i bada zmniejszenie się posuwu przy stałej sile posuwowej.

Badania te wykazały dla wiertel ze stali szybko tnącej przeciętny spadek posuwu ok. 0%, dla wiertel ze stali węglistej — ok. 0,5%.

Badania były przeprowadzone na wiertłach o średnicy 1—5 mm. Siły posuwowe i odpowiadające im posuwu uzupełniły dobrze dane, otrzymane przez Schlesingera, które omówimy później.

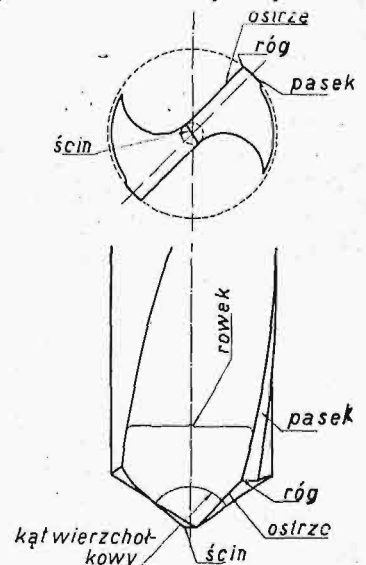
Także Schlesinger (Werkstattstechnik 1927, str. 605) zaleca do badania obrabialności próbę wiercenia z użyciem wiertła spiralnego, pod warunkiem poprawnego zahartowania wiertła na całej długości i poprawnego zaszlifowania ostrzy. Uważa ją za korzystniejszą od próby toczenia, ze względu na prostsze urządzenie oraz ze względu na to, że nóż tokarski zmienia swoją wytrzymałość w sposób niejednostajny wskutek zaszlifowywania i wreszcie ze względu na to, że nóż musi być hartowany w warsztacie, a więc mamy mniejszą gwarancję jednostajności zahartowania, niż gdy to czyni — jak w wiertłach spiralnych — fabryka.

Patkay (Werkstattstechnik 1928, str. 679 i 1929, str. 3 i 33) przeprowadził badania nad stępieniem wiertel podczas wiercenia stali Siemens-Martina i 4 gatunków stali chromoniklowej (z tego 2 gatunki cementacyjne). Chwilę stępienia wiertła stwierdza wedle kryterjum Schlesingera — wzrostem siły posuwowej. Wzrost momentu uważa za mało miarodajny, ponieważ może być wynikiem zacięcia wióra.

Warunki pracy były następujące: wiercenia dokonywano na prasie wiertniczej Wesselmanna, wiertłem \varnothing 22 mm, chłodzonym przez 4 l/min oleju wiertniczego. Wiercono szereg otworów, głębokości 44 mm każdy, stosując szybkości skrawania od krytycznej (stępienie po wywierceniu jednego otworu) w dół. Posuwu używane wynosiły 0,2, 0,3 i 0,4 mm.

Stwierdził on następujące formy stępienia wiertła:

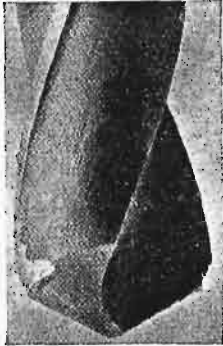
najbardziej „prawidłową” formą jest stępienie na „rogu” wiertła (rys. 2), w punkcie zetknięcia się ostrza z paskiem (rys. 3). Występuje ona przy dużych szybkościach wiercenia. Przy mniejszych szybkościach, w granicach używanych w praktyce, występuje głównie stępienie paska



Rys. 2.
Nazwy części wiertła spiralnego.

(rys. 4 i 5), zaznaczające się dźwięczeniem wiertła, poczem następuje wyżarcie paska, wiertło staje się stożkowe, zaciera w otworze i zostaje zniszczone na całej głębokości otworu.

Przy szybkościach pośrednich występują oba rodzaje stępienia. Okazuje się przytem, że stępienie paska występuje już na znacznie mniejszych głębokościach wiercenia, niż stępienie na rogu; wynika z tego, że stępienie paska jest stępieniem przedwczesnem. Ponieważ przytem stępienie paska niszczy wiertło na znacznej długości (rys. 6), przeto Patkay proponuje zaszlifowanie paska. Próby z takimi wiertłami dawały tylko czyste stępienie rogów. Głębokość wiercenia zwiększała się przy bardzo dużych szybkościach wiercenia 6—9-krotnie, zaś przy nieco mniejszych szybkościach wzrost trwałości wiertła był tak wielki, że



Rys. 3.
Wiertło stępione na rogu.

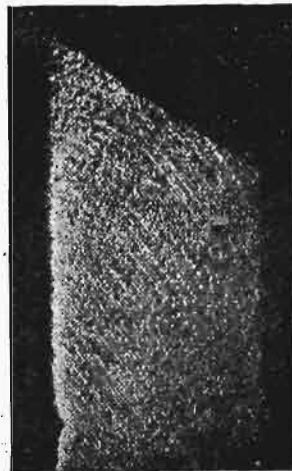
przerwano doświadczenia przed osiągnięciem stępienia. Wobec tego Patkay proponuje, aby zaszlifowanie paska skutecznie od razu podczas wyrobu wiertła.

Stępienie ścinu (rys. 7) występuje bardzo rzadko — tylko jeśli wiertło było źle hartowane (rdzeń miększy) lub w razie wiercenia już bardzo skróconem wiertłem bez zaostrenia ścinu (ścin bliżej osady jest grubszy). W normalnych warunkach ścin stępią się powoli w czasie trwania wiercenia, co jednak nie wpływa na sprawność pracy wiertła.

W materiałach ciągliwych (stalach cementacyjnych) zdarzał się podczas wiercenia wiertłami



Rys. 4.



Rys. 5.

Rys. 4—5. Ostry i stępiony pasek wiertła w 15-krotnem powiększeniu.

o normalnem pochyleniu przeważnie inny rodzaj zniszczenia wiertła. Mianowicie wiór w takich materiałach nie tworzy, jak w materiałach twardych, krótkich spirali, lecz wychodzi w długich, bardzo

(8-krotnie!) spęczonych wstęgach, które zażerają powierzchnię rowka, zacinają się i, o ile wiercenie nie zostanie natychmiast przerwane, powodują złamanie wiertła.

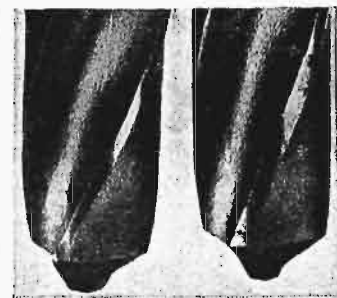
Na podstawie tych doświadczeń wyznaczył Patkay krzywe stępienia wiertła w zależności od szybkości skrawania i głębokości wiercenia, aż do stępienia. Krzywe mają przebieg hyperboliczny; każda z nich odpowiada określonemu materiałowi i posuwowi. Część ich posiada 2 gałęzie: jedną, leżącą w zakresie większych szybkości skrawania i odpowiadającą stępieniu wiertła na rogu, drugą — w zakresie mniejszych szybkości skrawania, dającą stępienie paska.

Wykres zawiera proste różnych posuwów, których punkty przecięcia z odpowiednimi krzywami dają szybkość skrawania, przy której wiertło tępi się w ciągu 10 minut. Tak małe czasy trwania wiertła tłumaczą się tem, że celem skrócenia czasu doświadczeń używano bardzo wielkich szybkości wiercenia.

Dalsze próby Patkay'a dotyczą wiertel skreconych nienormalnie; bada mianowicie wiertła o kącie pochylenia spirali do osi 15° — 40° i stwierdza, że siła osiowa i moment maleją ze wzrostem tego kąta (a więc ze zmniejszeniem kąta skrawania) do pewnej granicy, poczem pozostają mniej więcej stałe. Kąt, odpowiadający tej granicy, jest najkorzystniejszym kątem zwinięcia dla danego materiału. Jak wykazały badania mikrograficzne, także spęczenie wióra (a więc i zużycie mocy) spada aż do tego kąta.

Kątami 34° — 40° można było łatwo wiercić stale cementacyjne, które wiertłami normalnymi były prawie nieobrabilne. Wobec tych kątów dawały one wiór zwinięty w krótkie loki i zajmowały w szeregu obrabialności miejsce, odpowiadające ich wytrzymałości i twardości.

Na podstawie tych wyników dochodzi Patkay do wniosku — odpowiadającego zresztą wynikom badań nad toczeniem, — że każdy materiał powinien być wiercony wiertłem o odpowiednio dobranym kącie. Ponieważ trzymanie na składzie wielkiej ilości wiertel o różnych kątach byłoby trudne, przeto

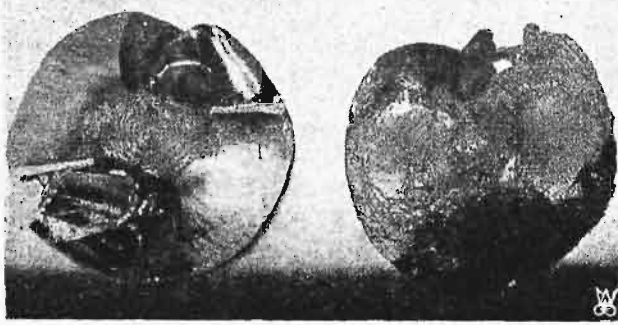


Rys. 6.

Lewe wiertło — stępione na rogu, prawe — na pasku (widać znaczną długość stępienia wiertła).

Patkay proponuje użycie wiertel o kącie pochylenia do osi 40° i zaszlifowanie ich na każdorazowo właściwy bardziej stromy kąt. Takie wiertło przedstawia rysunek 8.

Przechodząc do badań Kessnera, stwierdza Patkay, że wnioski Kessnera o wroście obrabialności żeliwa ze wzrostem ilości wydzielonego grafitu, oraz stali — ze wzrostem zawartości węgla są błędne i wynikały stąd, że Kessner pracował wiertłem piórkowym, identycznym dla wszystkich materia-



Rys. 7.
Stępienie ścinu wiertła.

łów, którego kąt skrawania wynosił 90° — 110° na obwodzie, a do 160° w środku wiertła. W tych warunkach byłyby stale cementacyjne wogóle nieobrabialne, mimo swojej miękkości, ponieważ powodują one natychmiastowe łamanie się wiertła już przy kącie skrawania 75° . Na podstawie powyższego dochodzi Patkay do wniosku, że metoda badania obrabialności, stosowana przez Kessnera, jest dopuszczalna, ale tylko w razie użycia wiertel o kącie skrawania, odpowiadającym danemu materiałowi.

Dalsze badania Patkay dotyczyły mechanizmu skrawania. Zapomocą zdjęć mikrofotograficznych stwierdził on, że przed ostrzem wiertła powstaje wiór wstępny (Vorspan), silnie utwardzony, który osłania ostrze, toruje mu drogę i po którym spływa wiór. Wiór wstępny po chwili odrywa się i spływa po czole ostrza, szlifując je i ścierając.

Mikrofotograficzne zdjęcia wióra ze stali cementacyjnej okazały, że przy szybkości wiercenia 20 m/min wiór był spęczony (t. zn. grubszy od nastawionej głębokości skrawania) 1,6 razy. Przy szybkości 70 m/min spęczenie było już 7—8-krotne. Ponieważ odgięcie grubszego wióra wymaga więcej siły, więc też materiały miękkie wykazują przy większych szybkościach wzrost oporu skrawania. W materiałach twardszych (stal S. M.) spęczenie ze wzrostem szybkości jest małe, tak że siły skrawania są prawie niezależne od szybkości.

Sachsenberg (Maschinenbau 1928, str. 905) bada wpływ kąta skrawania wiertel. Używa w tym celu wiertarki z aparaturą rejestrującą wartości momentów i posuwów, przyczem momenty mierzy wielkością skręcenia pręta torsyjnego, a naciski pionowe wielkością ugięcia belki, opartej na dwu podporach. Wielkości te mierzy zapomocą zmiany pojemności kondensatora i drogą elektryczną przenosi na urządzenie samopiszące. Wierci stal zlewną, żeliwo i mosiądz wiertłami o średnicy 70 mm, z użyciem chłodzenia. Stosuje obroty 25, 40 i 50 obr./min, stwierdza jednak, że różnica wyników przy różnych obrotach jest tak mała, iż można ją pominąć.

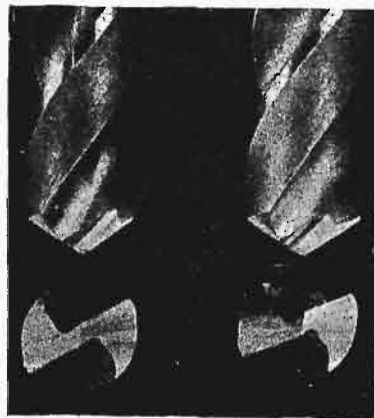
Bada wiertła o pochyleniu spirali do osi od 45° do 0° . Wielkości otrzymanych sił dla różnych kątów i posuwów podaje w postaci wykresu przestrzennego. Wykresy te wykazują w momentach lub siłach osiowych minima, które odpowiadają najkorzystniejszemu kątowi skrawania. Późniejszy ponowny wzrost sił przy malejącym kącie skrawania możnaby wytłumaczyć na podstawie zdjęć kinematograficznych przebiegu wiercenia, podanych przez Sachsenberga, które wykazują tarcie wióra o ściany rowka w zbyt gęsto zwiniętem wiertle.

W rezultacie znajduje Sachsenberg następujące kąty pochylenia do osi, jako najkorzystniejsze dla poszczególnych materiałów: dla stali 30° (zgodnie z wynikami Patkay), dla żeliwa 45° , dla mosiądzu $22,5^{\circ}$. (Normalnie kąt ten wynosi ok. 24° — 30°).

Wpływ kąta skrawania przy wierceniu t. zw. metali lekkich omawia Vogelsang (Werkstattstechnik 1927, str. 621) w artykule o narzędziach do skrawania tych metali. Do badań nad wierceniem używa wiertel o średnicy 10 mm i stołu wiertniczego systemu Kurreina ze sprężystemi, skręcanymi prętami. Zdejmując wykresy sił, momentów i mocy, znajduje dla skleronu, elektronu, siłuminu i glinu minimum przy kącie nachylenia spirali do osi ok. 40° . Mniejsze kąty powodują zacięcie i złamanie wiertła, przy większych — rowek staje się zbyt wąski, kręty i długi, wiór zaczyna się w nim.

Najkorzystniejszy kąt wierzchołka podaje wedle doświadczenia warsztatu dla siłuminu i glinu 140° , dla elektronu i skleronu 100° . Badania nie dały możliwości sprawdzenia tych danych, ze względu na znaczną rozbieżność wyników poszczególnych prób.

Co do szybkości skrawania, znalazł Vogel-sang spadek sił i momentów ze wzrostem szybko-



Rys. 8.
Zaszlifowane wiertło „uniwersalne”.

ści skrawania, co nie zgadza się z wynikami badań Patkay'a. Vogelsang poleca szybkości wiercenia metali lekkich do 300 m/min; jego badania sięgają jednak tylko do 120 m/min.

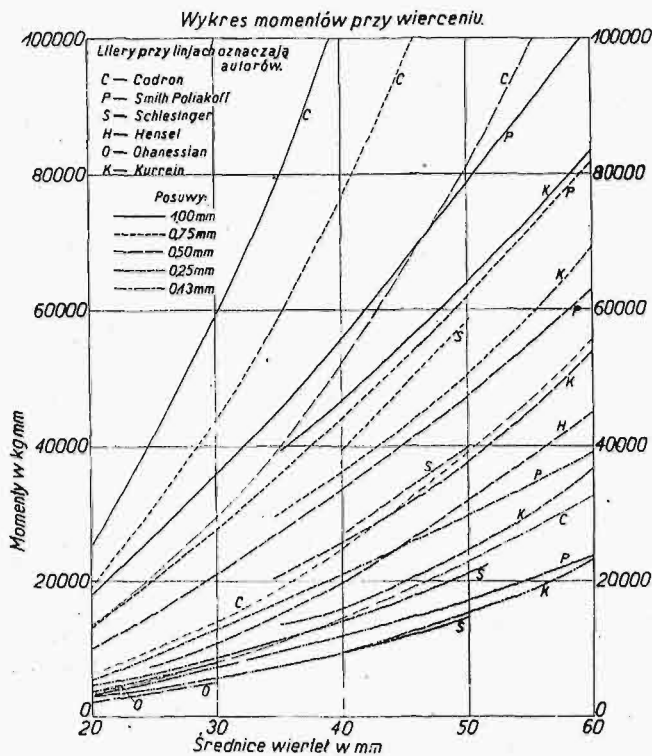
Wreszcie wspomina o rozwiertakach. Rozwiertaki zwykłe są dla metali lekkich nieużyteczne, gniotą i wrywają materiał. Rozwiertaki do metali lekkich muszą mieć odpowiednio małe ką-

ty skrawania. Ponadto zaleca silne zwiniecie spiralne rozwiertaka, przeciwnie do kierunku obrotu, gdyż wtedy rozwiertak nie drga i nie zahacza.

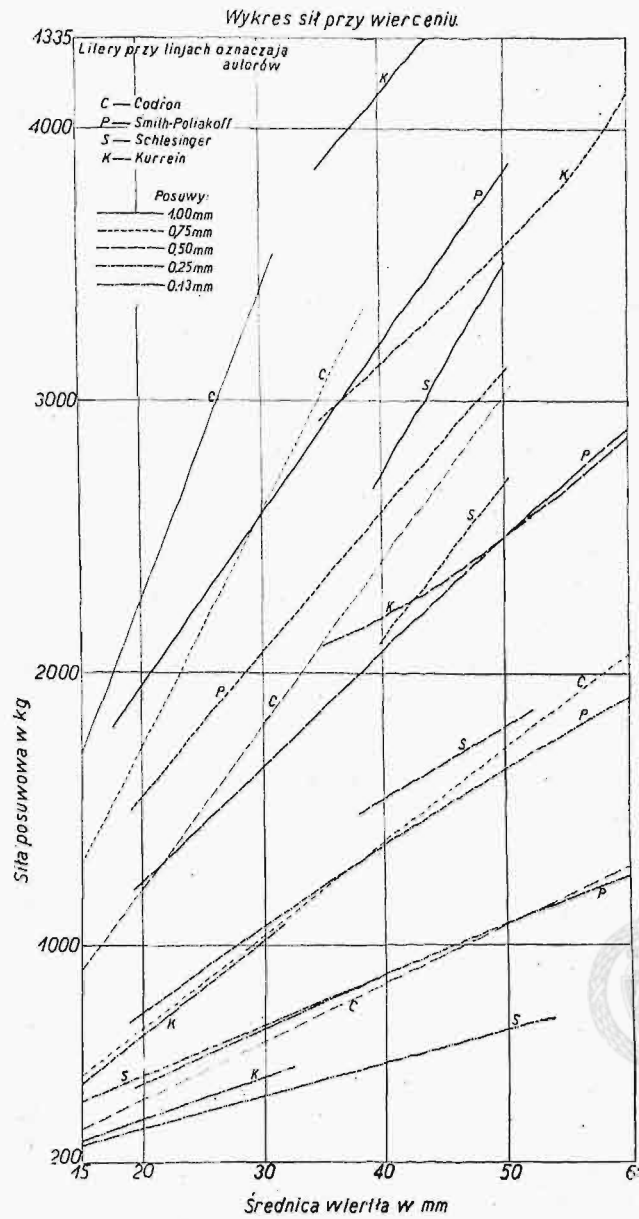
Häusler (Maschinenbau 1925, str. 819) omawia konstrukcję i wyrób wiertel spiralnych. Jest zdania, że wiertła prasowane są korzystniejsze od frezowanych i podaje następujące ich zalety:

1) Znacznie większa wytrzymałość, szczególnie na skręcanie, skutkiem dobrego przerobienia (drobnoziarnistości) materiału, zwłaszcza w środku wiertła.

2) Z tego samego powodu zmniejszone rozkręcanie się wiertła podczas wiercenia (z którym to



Wykres I.



Wykres II.

zjawiskiem związane jest powiększenie średnicy i tarcia), a więc zmniejszony rozchód mocy.

3) Oszczędność materiału.

4) Tańszy wyrób — czas wyrobu wiertła frezowanego wynosi wedle autora od 15 min (\varnothing 30 mm) do 480 min (\varnothing 100 mm), zaś wiertel prasowanych o tych średnicach — tylko 4—6 minut.

W dalszym ciągu omawia wyniki badań nad wiertłami z zaokrąglonym ściem. Stwierdza, że dają one większe głębokości wiercenia w jednostce czasu pod stałym obciążeniem. Wreszcie podkreśla, że zwiniecie spiralne wiertła służy tylko do stworzenia poprawnych kątów skrawania, ale nie ma znaczenia w odprowadzaniu wióra, który odchodzi równie dobrze przy rowkach prostych.

Kurrein (Werkstattstechnik 1927, str. 612) przeprowadza próby nad wpływem ściem, rogu i bada rozkład sił wzdłuż właściwego ostrza. Stwierdza przytem, że właściwy opór skrawania (t. zn.

opór na jednostkę przekroju wióra) maleje ze wzrostem przekroju wióra (ze wzrostem posuwu przy stałej średnicy) hiperbolicznie, przyczem linie oporu skrawania i twardości Brinella przecinają się na linii Klopstocka, analogicznie jak przy toczeniu.

Poza tem stwierdza, że dla tego samego przekroju wióra mniejsze wiertła dają większe opory skrawania. Motywuje to tem, że im bliżej ściem, tem gorszy staje się kąt skrawania, co w małych wiertłach silniej się zaznacza.

Bardziej jednak, niż siły na ostrzu, interesują nas, ze względu na budowę i eksploatację wiertarek, siły posuwowe i momenty, występujące przy wierceniu. Poniżej omówimy badania, które dążyły do wyjaśnienia tego zagadnienia. Wyniki ich zebrane są w wykresach I i II.

(d. n.)

Zarys krytyczny własności technicznych czterech systemów towarowych hamulców automatycznych^{*)}

Napisał Inż. Aleksander Pawłowski.

III. HAMULEC DROLSHAMMER'a.

Konstrukcja i działanie.

Opis hamulca Drolshammer'a i doświadczeń międzynarodowych nad nim znajduje się w jednotomowym dziele, wydanym przez „Union Internationale des Chemins de Fer” (V Commission), pod tytułem „Rapport de la Sous-Commission des freins continus pour les trains des marchandises. Résultat des essais du frein Drolshammer”. Bern 1928”.

Hamulcem inżyniera norweskiego Drolshammer'a zajęli się głównie inżynierowie szwajcarscy z inż. Weisssem na czele. Inż. Weiss brał udział w badaniach międzynarodowych nad tym systemem¹⁾ i Szwajcaria jemu zawdzięcza wybór tego systemu, pomimo, że w ciągu długiego czasu większość inżynierów szwajcarskich opierała się temu systemowi. Wskutek doświadczeń warsztatowych i z kilkoma wagonami w pociągach, Dyrekcja Związkowych Kolei Szwajcarskich zarządziła zaopatrzenie w ten hamulec całego próbnego pociągu. Wyniki doświadczeń przeszły oczekiwania i następstwem tego było wniesienie do U. I. C., przez Dyrekcję tych kolei, propozycji poddania systemu Drols. zbadaniu międzynarodowemu. Owocem tych badań, dokonych w r. 1927 i 1928, była decyzja U. I. C. uznania systemu Drols. za równorzędny z West. i K. Kn. Akcja ta miała do zwalczania energiczną propagandę firmy K. Kn. Towarzystwo Akcyjne Adolph Saurer (w Arbon), które posiadało licencję K. Kn. na Szwajcarję, wystąpiło z ostrą filipiką przeciwko hamulcowi Drolshammer'a na korzyść K. Kn., w postaci Memorandum, skierowanego do Dyrekcji Szwajcarskich Kolei Związkowych. Pomimo to Rada Zarządzająca tych Kolei, na posiedzeniu 28 listopada 1928 roku w Belinzone, jednogłośnie zatwierdziła wniosek Generalnej Dyrekcji o wprowadzeniu systemu Drols. na kolejach szwajcarskich.

Sieć tych kolei liczy 19 000 wagonów towarowych, z których 15 000 w r. 1929 nie posiadało ani hamulców, ani rurek przelotowych. Koleje szwajcarskie kupiły patent Drols. dla całej Szwajcarji, t. j. dla kolei związkowych i prywatnych, z prawem wykonywania zamówień gdziekolwiek się im podoba.

Po tej porażce w Szwajcarji firma K. Kn. kupiła patent Drolshammer'a na cały świat, i obecnie nikt bez pośrednictwa Towarzystwa K. Kn. patentu tego nie dostanie. W tem położeniu są Włochy, które na początku r. 1929 przychyliły się do systemu Drolshammer'a, lecz dotychczas ostatecznej decyzji nie powzięły.

*) Dokończenie do str. 682 w zesz. 37 z r. b.

1) Przy badaniu hamulców syst. Drolshammera w Międzynarodowej Podkomisji przewodniczył Włoch.

Zastugą inż. Weiss'a jest to, że uwolnił Szwajcarję od systemu K. Kn. pomimo polityczno-społecznej łączności Szwajcarji z Niemcami. W tym wypadku mamy do czynienia ze znanym zmysłem praktycznym Szwajcarów.

Przy zastosowaniu zaworu rozrządzającego (trójzaworu) Drolshammer'a (Funktionsventil, Distributeur) mogą być użyte normalne cylindry hamulcowe Westinghouse'a, co stanowi ogromne uproszczenie w porównaniu z systemem K. Kn. Dla wagonów o ładowności 15 tonn i mniejszej potrzebny jest w systemie Drolsh. tylko jeden cylinder.

Inż. dr. Zehnder-Sporry, dyrektor kolei „Montreux Oberland Bernois” i kierownik „Technische Kommission des Verbandes Schweiz. Transportanstalten”, w swoim odczycie, wygłoszonym w tym Związku 20 lutego 1929 r., mówi: „Różnica między hamulcem Drols. z jednej strony, a West. i K. Kn. z drugiej, polega na tem, że działanie pierwszego opiera się na zmianach ciśnienia w przewodzie głównym, cylindrze hamulcowym i skrzynce suwakowej, podczas kiedy w dwóch ostatnich hamulcach — na zmianach ciśnienia w przewodzie głównym i w zbiorniku zapasowym” (z odpowiednią warcją u K. Kn.). „Hamulec Drols.” mówi dalej inż. Zehnder, działa w obu kierunkach stopniowo, na całej długości hamowania, podczas kiedy hamulec K. Kn. tylko na 63% zakresu hamowania. Podaję tu rysunki (rys. 11) zaworu rozrządzającego systemu Drolshammera, wzięte z referatu inż. Maxa Weiss'a, wydrukowanego w 92 tomie czasopisma „Schweizerische Bauzeitung” p. t. „Güterzug-Luftbremse”.

Hamulec Drols., równie jak hamulec West. i Božić'a, jest jednokomorowy, to znaczy, że hamowanie odbywa się zapomocą ciśnienia powietrza tylko z jednej strony tłoka cylindra hamulcowego. Maximum ciśnienia w cylindrze hamulcowym osiąga się przez obniżenie ciśnienia normalnego w przewodzie głównym (5 atm) o 1,4 atm. Uruchomienie jednego cylindra, albo też i drugiego, do hamowania ładunku, odbywa się zapomocą zaworu rozrządzającego. Maximum nacisku hamulca następuje wtedy, kiedy ciśnienie w przewodzie głównym zrówna się z ciśnieniem w cylindrze hamulcowym. Ciśnienie tłoka hamulcowego jest niezależne od jego skoku.

Hamulec Drolshammer'a nie wyczerpuje się, a to dlatego, że:

- 1) W razie nieszczelności cylindra hamulcowego, tłoka, albo zaworu rozdzielczego, — straty powietrza są uzupełniane automatycznie przez zawór rozdzielczy ze zbiornika pomocniczego.
- 2) W razie jeżeli dla tych przyczyn, albo z powodu nieszczelności zbiornika pomocniczego, ciśnienie w nim spadnie poniżej ciśnienia w

przewodzie głównym, to następuje zasilanie automatyczne zbiornika pomocniczego podczas hamowania.

- 3) Kiedy ciśnienie w cylindrze hamulcowym zmniejsza się, zbiornik pomocniczy jest zasilany w porę i do należytego stopnia ciśnienia. Gdy następuje zupełne odhamowanie, choćby najszybsze, to zbiornik pomocniczy jest tak szybko załadowywany z przewodu głównego, że ciśnienie w nim staje się pełne, nim nastąpi całkowite odhamowywanie. Odhamowywanie całkowite nie może nastąpić, dopóki ciśnienie w przewodzie głównym nie osiągnie tej miary, jaką miało przed hamowaniem.

Odpowiedni kurek „próżny”, czy „ładowny”, tak samo jak w innych systemach (z wyjątkiem Božić'a), daje możliwość hamowania ładunku i tary, lub też tylko tary, przyczem, zapomocą większej lub mniejszej średnicy kanału kurka można otrzymać czas napełniania i odhamowania w obu ramach jednakowy.

W tym, jak i w innych systemach, przewidziany jest sposób użycia wagonów towarowych również w pociągach osobowych.

Dla poznania słabych stron systemu Drolshammer'a, przytoczę krytykę konkurencyjną ze wspomnianego wyżej memorandum firmy Saurer (styczeń 1928):

„Prostota konstrukcji i wyrobu hamulca Drols. jest pozorna. Zawór rozdzielczy Drols. jest znacznie więcej złożony, niż K. Kn. Ogólna ilość poszczególnych części zaworu Drols. wynosi 120, podczas gdy u K. Kn. tylko 78. Organów składowych zaworu rozdzielczego, nie rozebranych na poszczególne części, liczy hamulec Drols. 44, a K. Kn. tylko 24”.

„Łatwiej jest dopasować i utrzymać w dobrym stanie suwak płaski, aniżeli okrągły. Właśnie Drols. ma tylko okrągłe suwaki i wentyle. W hamulcu Drols. trudniej jest zachować tolerancje przy montażu ponieważ części kadłuba mają połączenia uszczelnione skórą, która może napęcznieć i zmienić granice posuwu. W syst. K. Kn. skóry używa się tylko w miejscach mniej odpowiedzialnych. Przepisane najmniejsze otwory mają średnicę 1,1 mm, zaś u Drols. — połowę tego; są one trudne do wiercenia i łatwiej mogą się zatkać. Zastosowanie małych zaworów i tłoczek rozdzielczego z kołnierzem uszczelniającym skórzany uważane jest za niepożądane”.

„Utrzymanie w stanie sprawności, a więc czyszczenie i wymiana części w hamulcu Drols. jest niewątpliwie trudniejsza, niż w K. Kn.; bowiem w hamulcu K. Kn. dosyć jest odśrubować pokrywę trójzaworu i wyjąć tłoczek suwakowy oraz suwaki, podczas kiedy w systemie Drols. cały trójzawór trzeba rozebrać”.

„Niewyczerpalność hamulca Drols. nie jest bezwzględna i zależy od uszczelnienia zaworu rozdzielczego”.

„Użycie sprężyn w zaworach jest niebezpieczne. Sprężyny trzeba regulować”.

„Koszt wyrabiania hamulca Drolshammer'a będzie zwiększony z tego powodu, że niema fabryki, która posiada doświadczenie w wyrobie tego systemu. Zaś hamulec K. Kn. jest w ciągu szeregu lat wyrabiany serjami i fabryka jego posiada ustalone doświadczenie”.

Z powyższych uwag tylko jedna, mianowicie co do łatwiejszego rozbierania trójzaworu K. Kn., jest może słuszną; pozostałe uwagi nie mają znaczenia istotnego. Pomimo wzmianki o doświadczeniu fabryki K. Kn., autor tej krytyki nie mówi jednak, żeby wyrób hamulca K. Kn. był tańszy od wyrobu hamulca Drols. Zresztą każdy nowy system musi przejść przez okres doświadczenia w

jego fabrykacji, co nie przemawia na niekorzyść systemu.

Niezależnie od tej krytyki, Rada Związkowa Szwajcarji wydała 24 kwietnia 1929 r. rozporządzenie, mocą którego wagony towarowe kolei szwajcarskich mają być zaopatrzone w hamulce wyłącznie Drols., przyczem hamulcowych wagonów ma być 70%, a wszystkie mają mieć rury przelotowe. Roboty inwestycyjne zostały rozpoczęte w roku 1929, a mają być skończone przed końcem 1935 roku.

Sprawność i energia.

Główny inżynier kolei szwajcarskich, p. Weiss w Bernie wypowiedział w rozmowie ze mną zdanie, że system K. Kn., jako pomysł, był w swoim czasie genialny, lecz gdyby system Drols. zjawiał się 15 lat temu, to o systemie K. Kn. niktby obecnie nie mówił. Uwaga ta jest słuszna i wyznacza systemowi K. Kn. należyte miejsce.

Zdaniem inż. Weiss'a, hamulec Drols. jest prostszy w konstrukcji i tańszy od K. Kn., oprócz tego na szczególną uwagę zasługuje ta okoliczność, że przy ustawieniu hamulca Drols. na hamowanie ładunku, hamowanie działa od samego początku i przy wszelkich stopniach, podczas kiedy w hamulcu K. Kn. zahamowanie następuje dopiero przy całkowitem działaniu hamulca (a więc czasami za późno) i nie stopniowo.

Hamulec K. Kn. wymaga zawsze drugiego (różniczkowego) cylindra, który przeważnie służy do tego, żeby hamulec przy odhamowywaniu działał stopniowo.

Hamulec K. Kn., zdaniem inż. Weiss'a, jest znacznie bardziej skomplikowany, niż Drols., tak pod względem konstrukcji cylindrów i zaworu rozdzielczego, jak też układu drążkowego, ponieważ ma trzy dźwignie, podczas gdy inne systemy tylko dwie. Wszystkie systemy, prócz K. Kn., mają cylinder jednokomorowy. Trójzawór Drols. ma więcej części, niż K. Kn., lecz odlew i obróbka cylindra i zaworu rozdzielczego K. Kn. jest znacznie trudniejsza i droższa, niż u Drols. Zastosowanie sprężyn i zaworów poważnego ryzyka w obecnym stanie techniki nie przedstawia.

Z doświadczeń inż. Weiss'a widać, że przeciętne ciśnienie w cylindrze hamulcowym na długich spadkach, na całej długości pociągu, lepiej utrzymywało się w hamulcu Drols., niż w syst. West. i K. Kn. Ciśnienie w końcu pociągu, przy hamulcu K. Kn., okazało się mniejsze, niż w początku i środku. Pod tym względem hamulec West., zdaniem inż. Weiss'a, także ustępuje hamulcowi Drols. Stąd wynika, że system West. jest mniej odpowiedni dla krajów górzystych, takich jak Włochy i Szwajcarja, niż system Drols., który jest też dla nich znacznie lepszy, niż K. Kn.

Zdaje się przeto, że o ile dla krajów płaskich najbardziej odpowiedni jest system West., to dla górzystych — system Drolshammer'a.

Obecnie, kiedy Szwajcarja, Włochy i Czechosłowacja uchyliły się od zastosowania systemu K. Kn., można przypuszczać, że Austria pójdzie ich śladem. Tembardziej stosuje się to do Polski i Rumunji.

W artykule inż. M. Weiss'a, umieszczonym w tomie 92 czasopisma „Schweizerische Bauzeitung”,

który już cytowałem, ocena hamulca Drols. jest jak streszczona:

„1) Hamulec ten przy hamowaniu i odhamowaniu na całej rozciągłości hamowania tary i ładunku dobrze się reguluje i utrzymuje w cylindrze hamulcowym jednakowe ciśnienie.

2) Ciśnienie w cylindrze hamulcowym nie zależy od wielkości skoku tłoka, dlatego też hamowanie i nagrzewanie się obręczy kół jest w całym pociągu jednakowe.

3) Hamulec nie wyczerpuje się, ponieważ zbiornik pomocniczy zasila się wprost z głównego przewodu, i to nawet w czasie hamowania.

4) Małe straty ciśnienia w cylindrze hamulcowym są kompensowane ze zbiornika pomocniczego, a straty tego ostatniego — z głównego przewodu.

5) Hamulec ten wymaga małego spożycia powietrza sprężonego.

6) Jest dla każdego zrozumiały w konstrukcji i działaniu.

To też hamulec Drols. zapewnia całkowicie bezpieczeństwo ruchu na długich i ostrych spadkach i jest szczególnie na nich godny polecenia”.

IV. HAMULEC BOŻIC'a.

Konstrukcja, działanie, sprawność.

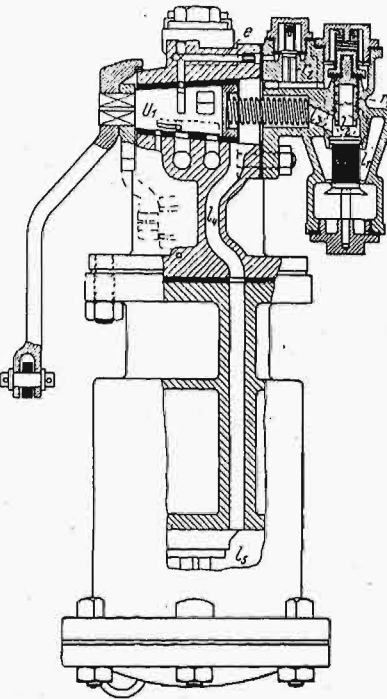
Do końca 1929 r. Komisja U. I. C. wydała tylko opisy wyników prób tego hamulca, bez szczegółowego opisu jego konstrukcji i bez wykresów i tablic.

Pierwsze sprawozdanie, datowane w sierpniu 1927 r., nosi tytuł: „U. I. C. V. Commission.

Rapport A de la Sous-Commission des freins continus pour les trains des marchandises. Résultat des essais du frein Božić exécutés en Yougoslavie, en avril — mai 1927”.

Ponieważ Božić następnie ulepszył swój hamulec, przeto w lipcu 1928 roku były ponowione doświadczenia, a wyniki ich są opisane w sprawozdaniu, zatytułowanym jak powyżej, lecz datowanym w sierpniu 1928 r. Na mocy tych sprawozdań, Komisja V w Paryżu, 29 października 1928 r., zdecydowała dopuścić hamulec Božić'a do użytku międzynarodowego, na równi z hamulcami Westinghouse'a, Kunze-Knorr'a i Drolshammer'a.

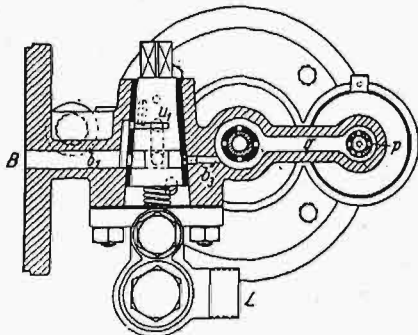
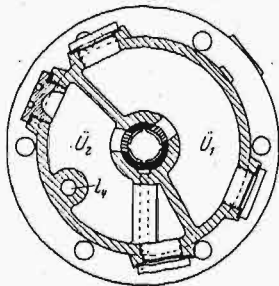
System Bož. ma więc swoją dosyć dawną przeszłość i, jako wynalazek słowiański, zasługiwał dawno na zbadanie przez techników polskich. Przyczyną braku większego zainteresowania się hamulcem Bož. były prawdopodobnie zmiany w jego konstrukcji. Pierwsze doświadczenia nad systemem Bož. były wyko-



Rys. 11.

Zawór rozrządczy hamulca Drolshammera.

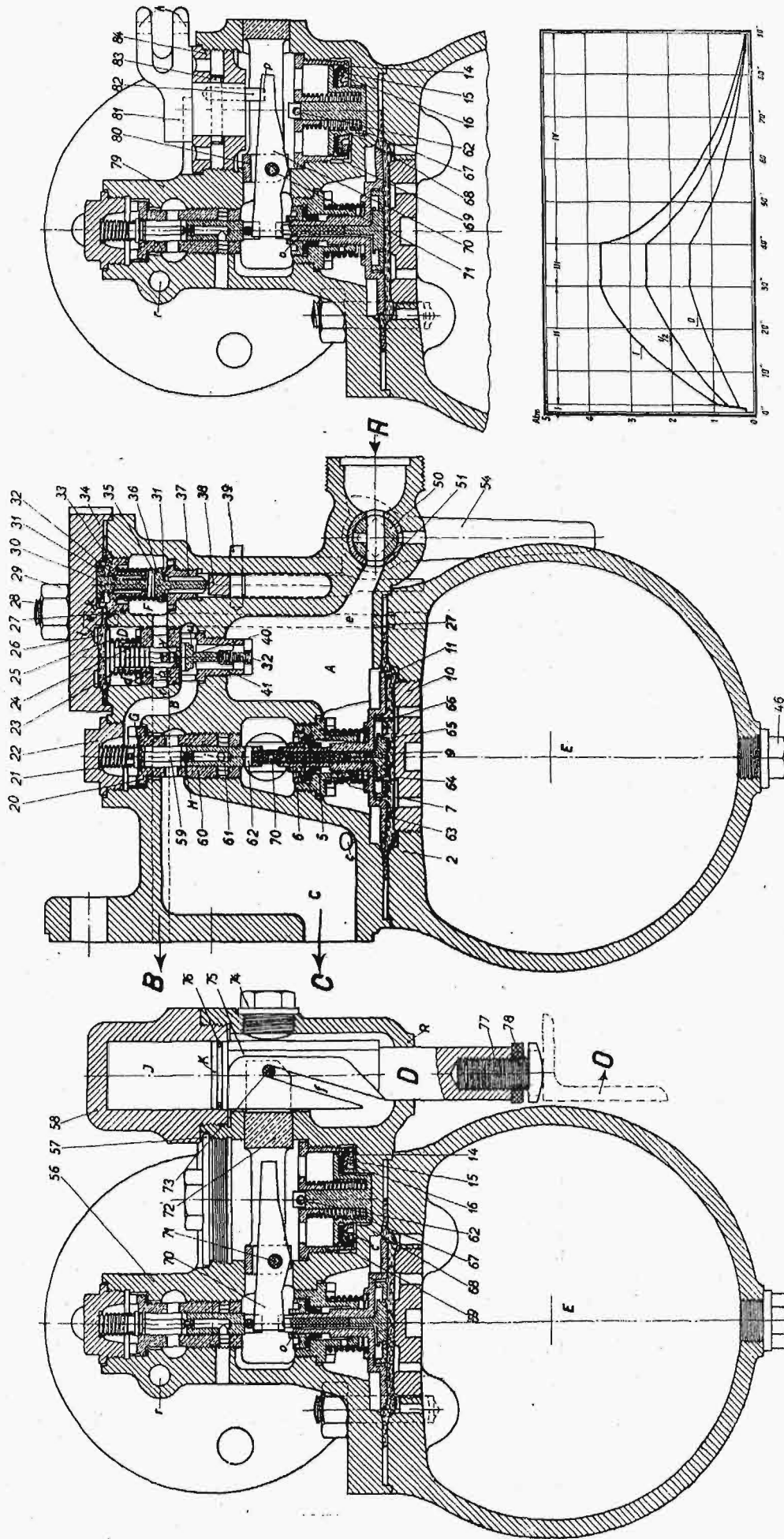
C Kanał do cylindra hamulcowego
B „ do zasadniczego z biornika powietrza
A „ do małego zbiornika powietrza, służącego tylko do hamowania ładunku.
I — położenie kurka zwrotnego na hamowanie tary
II — położenie kurka zwrotnego na hamowanie ładunku.



nane na kolejach serbskich w 1913 r., a następnie, w większych rozmiarach, odbyły się w r. 1920 i 1922. W roku 1922 koleje Jugosławii ostatecznie zdecydowały się wprowadzić ten system na swojej sieci i zamówiły w Niemczech 1 000 wagonów z hamulcem tego systemu. Krajowa fabryka, założona do jego wyrobu, zbankrutowała, ponieważ hamulec ten nie miał znaczenia międzynarodowego. Po wprowadzeniu dalszych ulepszeń, w celu dostosowania się do wymagań programu Berneńskiego, nastąpiły próby międzynarodowe, o których wyżej mówiłem, i nastąpiło uznanie systemu Božić'a jako międzynarodowego.

Zasadniczą właściwością syst. Bož. jest to, że posługuje się normalnym cylindrem hamulcowym systemu West. Konstrukcja zaś zaworu kierowniczego (trójzaworu) różni się znacznie od trójzaworu West. i umożliwia stopniowanie hamowania i odhamowywania.

Trójzawór Bož. jest znacznie mniej skomplikowany niż trójzawór K. Kn. i Drols, a jednak wypełnia wszystkie funkcje,



Rys. 12. Zawór kierowniczy hamulca Bożić a.

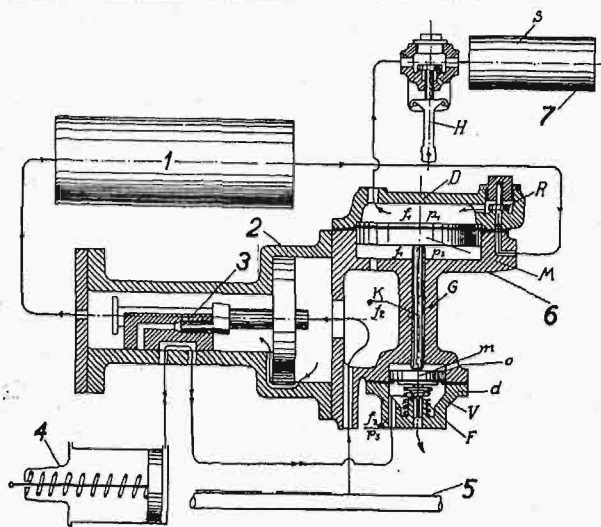
A—polączenie z przewodem głównym; B—polączenie z zbiornikiem powietrza; C—polączenie z cylindrem hamulcowym; D—trzczeń hamulcowym; O—przekrój drąga, który działa na trzpień.

jakimi się one szczytą.

Trójzawór Boż daje możliwość regulowania ciśnienia w cylindrze hamulcowym proporcjonalnie do ładunku wagonu, w sposób zupełnie nowy, mianowicie za pomocą drąga przełącznikowego (O na rys. 12), którego jeden koniec ma stały punkt obrotu, związany z podwoziem, a drugi koniec spoczywa na maźnicy koła. W pobliżu punktu obrotu drąg działa na trzpień prowadnicy D i stawidła, które się znajdują w trójzaworze. W miarę osiadania pudła wagonu pod działaniem ładunku, trzpień, a za nim prowadnica i stawidło, regulują dostęp powietrza do funkcyjnej przestrzeni trójzaworu. Jest to pomysł pod względem teoretycznym najbardziej racjonalny. Urządzenie jest tak skonstruowane, że tolerancja skoku prowadnicy i stawidła znajduje się w granicach osiadania pudła wagonu, t. j. zmian, wynikających z zużycia resorów i obręczy kół, oraz wahań dynamicznych. Z tej strony, jak wskazują doświadczenia, system Boż nie wywołał zarzutu, że działa niepewnie.

W trójzaworze Boż są zastosowane 2 błony gumowe, grające rolę odpowiedzialną, na co była zwrócona uwaga Komisji U. I. C. Błony te są przedmiotem różnicy poglądów między zwolennikami

i przeciwnikami systemu Boż. Przeciwnicy przypominają, że na długo przed wojną, z powodu błon gumowych, były zaniechane systemy Sullerina i Lipkowskiego. Zwolennicy uważają, że w ciągu ubiegłych lat prawie 30, od czasu powstania wspomnianych systemów, wyroby gumowe zostały ulepszone i że doświadczenia nad błonami gumowymi w syst. Boż. w ciągu 15 lat ostatnich stwierdziły, że służą one dobrze. W parowozowni w Zagrzebiu jedna błona z czerwonej, a druga z szarej gumy, po 5 i 7-letnim użyciu, były jeszcze niezniszczone i zdadne do dalszego użytku. Jeżeli brak doświadczeń co do wytrzymałości ich na większe mrozy, to należy te doświadczenia wykonać. Jednak zdaje się, że w krajach środkowej i południowej Europy przeszkód z tej strony, przy obecnym stanie techniki, oczekiwać nie należy.



Rys. 13.

Zawór odłączający Rihosek'a - Leuchter'a.

W hamulcach West. i K. Kn. nie jest obojętny wpływ, jaki wywiera na skok tłoka cylindra hamulcowego — zużycie się klocków hamulcowych. W celu zrównoważenia tego wpływu, jest w tych systemach niezbędne zastosowanie przyrządu, który reguluje automatycznie odległość klocka hamulcowego od koła i ujednostajnia skok tłoka. Przyrząd taki nosi nazwę „regulatora hamowania”. Regulator taki, zastosowany w Szwecji i Niemczech do hamulca K. Kn., różni się w konstrukcji od przyrządu analogicznego, który stosuje Towarzystwo Westinghouse'a w swoim systemie, lecz różnice te nie mają znaczenia zasadniczego.

W systemie Bożic'a nie ma potrzeby stosowania jakiegokolwiek przyrządu regulującego, ponieważ ciśnienie w cylindrze hamującym jest niezależne od skoku tłoka.

Zastosowanie tego hamulca miało być w ciągu lata 1929 r. przyjęte na kolejach Czechosłowacji. Koleje czzechosłowackie miały w r. 1929 50 wagonów z Drols. i 100 wagonów z K. Kn., więc mają własne doświadczenie co do tych systemów. Uposażenie w hamulce Boż. trwać ma 6 lat. Zdaniem fachowców czeskich, koleje tamtejsze nie mogły przyjąć systemu West., ponieważ na głównych liniach mają spadki 0,019, po których wożą pociągi ładowne o wadze 1 400 do 1 500 tonn, a próżne pociągi w składzie 200 osi. Sądzą wszakże, że to zdanie nie wyczerpuje sprawy.

W hamulcu Boż. są małe wentyle i małe otwory, jak w Drols. Pomimo to Boż. i Drols. mają naogół prostszą niż K. Kn. konstrukcję trójzaworu, cylindrów i układu drążkowego.

W obszernym referacie o konstrukcji i działaniu hamulca Bożic'a, pióra inż. Ottona Goeschl'a (z firmy Škody w Pradze) znajduje się wyliczenie 15 punktów zalet systemu Boż. Wszystkie te punkty przedstawiają rzecz zgodnie z rzeczywistością. Najważniejsze są następujące: możliwość stopniowania przy hamowaniu i odhamowywaniu, niewyczerpalność, niezależność siły hamowania od skoku tłoka, automatyczne stosunkowanie energii hamowania do ładunku, a więc usunięcie potrzeby ustawiania dźwigni na „próżny” i „ładowny”.

Dodać należy, że gdyby dla czegokolwiek zastosowanie drąga przełącznikowego było uznane za nieodpowiednie, to może być zastosowana odmiana trójzaworu, z dźwignią do przestawiania na „próżny” lub „ładowny”.

V. ZAWÓR ODLUŹNIAJĄCY

RIHOSEK-LEUCHTER'a („Hardy Frères“).

Opis zaworu odłączającego Rihosek-Leuchter'a znajduje się w broszurze Dr. inż. Zehnder-Sporry, wydanej w Lozannie (Librairie F. Rouge et Co), pod tytułem „La question du frein pour les trains internationaux des marchandises”. Treść jej była przedmiotem odczytu autora w r. 1927.

Oprócz tego opis jego litografowany z tablicami otrzymałem od firmy Hardy et Co w Wiedniu, której ten zawór jest obecnie własnością i nosi nazwę zaworu „Hardy-Frères”, a nie wynalazców.

Podaję tu rysunek (Nr. 13) i schemat zastosowania zaworu według artykułu, umieszczonego w r. 1929 w czasopiśmie „Revue Universelle des Transports et des Communications”, a którego autorem jest wynalazca inż. Jan Rihosek.

Wynalazca, inż. Rihosek, profesor Politechniki Wiedeńskiej, miał w r. b. odczyt w Stowarzyszeniu Techników Polskich w Warszawie, pod tytułem „Jednokomorowe hamulce kolejowe o zgęszczonym powietrzu z zaworem odłączającym”, w którym dał szczegółowy opis konstrukcji i znaczenia zaworu.

W opisie tym autor wyklada, że hamulce Westinghouse'a i Knorr'a (nie Kunze Knorr'a) zostają przez dodanie zaworu odłączającego R. L. w sposób prosty i tani ulepszone, ponieważ zawór umożliwia stopniowe odhamowywanie i zapewnia niewyczerpalność hamulca. Zawór nadaje się do pociągów pospiesznych i osobowych, a szczególnie do towarowych.

Zawór Hardy'ego (Rihosek-Leuchter'a) jest bardzo prostej konstrukcji, nie zawiera sprężyn, lecz ma tłoki błonkowe.

Inż. Zehnder-Sporry był obecny przy doświadczeniach, dokonanych w maju 1926 r. i w lipcu 1927 r. na drogach włoskich i austriackich, i stwierdził, że połączenie zaworu R. L. z hamulcem Westinghouse'a Lu dało możliwość osiągnięcia doskonałego stopniowania przy hamowaniu i odhamowywaniu. Dlatego też w r. 1930 Dyrekcja Główna Kolei Austriackich przedsięwzięła

próby zastosowania zaworu do hamulców towarowych.

Wyżej mówiłem już o znaczeniu stopniowania odhamowywania w krajach płaskich; wiemy więc, że dla Polski poprawianie systemu West. Lu jest zbędne. Mówiłem też, że system West. Lu nie wywołuje obaw wyczerpywania się. Tu nadmienić należy, że zawór Rihosek-Leuchter'a może mieć jednak w Polsce znaczenie w tym wypadku, gdyby naprz. znaczna ilość wagonów polskich, wyposażonych w hamulce West. Lu, miała być kiedykolwiek wydzierżawiona Szwajcarii, lub Włochom, gdzie na długich i ostrych spadkach stopniowanie odhamowywania może mieć znaczenie i ze względów raczej teoretycznej niż praktycznej natury mogłoby być pożądane, żeby stopniowanie odbywało się identycznie z tem, jak się odbywa w systemie Drolshammer'a i Kunze-Knorr'a.

V. WNIOSKI.

W powyższym zarysie przedstawiłem krytycznie właściwości techniczne czterech systemów hamulców sprzężonych towarowych, uznanych za równouprawnione w ruchu międzynarodowym w Europie.

Oparłem się w tej sprawie na źródłach urzędowych, wydanych przez U. I. C., na literaturze technicznej, dostępnej dla wszystkich, i na dawniejszych już wyczerpanych drukach, a oprócz tego na poglądach najwybitniejszych znawców i działaczy w tym zakresie techniki, wypowiedzianych w ich niewydanych urzędowych memoriałach oraz udzielonych mi przez nich ustnie i pisemnie w czasie narad z nimi w okresie od maja 1929 r. do maja 1930 r. Do liczby tych znawców należą: we Francji inżynierowie Dúchatel, Wagner, Guillemin, Renevet; w Belgji — de Blicck, we Włoszech Mariani i Greppi; w Szwajcarii — Weiss i Zehnder-Sporry; w Czechosłowacji — Goeschl i Tasse; w Wiedniu — Engels; w Sztokholmie — Helge Forsman.

W Polsce, jak można wnosić z ujawnionych memoriałów i opinii organów urzędowych, oraz z dyskusyj publicznych na trzech odczytach, panuje niczem nieusprawiedliwiony brak znajomości sprawy i zupełny brak krytycznych, aktualnych, niezależnych poglądów.

Na mocy zebranych danych dochodzę do wniosków następujących:

1) Wybór systemu nie może się ograniczać żadną miarą do tezy o równouprawnieniu systemów przez U. I. C. i powinien być w danym państwie oparty na szeregu innych przesłanek.

2) W decyzji co do wyboru systemu powinny być uwzględnione nietylko względy akademickie, czyli teoretyczne, lecz również praktyczne, o ile te wypływają z doświadczenia i ze zdrowego sensu. Nie znaczy to, że systemy, które mają za sobą długoletnie doświadczenie praktyczne, mogą rościć sobie pretensje do pierwszeństwa w porównaniu z temi systemami, które jego nie mają. Przykład wyboru systemów Drolshammer'a i Bożica świadczy, że pewne państwa nie rządziły się wymaganiem, by system posiadał wieloletnie doświadczenie w służbie normalnej całej sieci danego kraju. Natomiast w Polsce był wysuwany

argument, że system Kunze-Knorr'a ma pierwszeństwo dlatego, że był zastosowany dawno i na szeroka skalę, podczas gdy inne systemy tego polecenia nie mają.

3) W ocenie teoretycznej i praktycznej każdego systemu powinna odgrywać decydującą rolę całość właściwości technicznych, a nie fragmenty właściwości danego systemu.

4) Oprócz właściwości technicznych, powinny być uwzględniane inne, jako to: inwestycyjne i eksploatacyjne, a także obrony kraju, polityczne, finansowe i gospodarczo-narodowe.

5) W wyborze systemu pod względem technicznym najważniejszą rolę gra wzgląd, o ile dany system odpowiada przeważającej na sieci danego kraju wielkości spadków, jaka jest przeciętna statystyczna ładowność wagonu towarowego, jaki jest stosunek wagonów obcokrajowych, znajdujących się stale w obiegu, do wagonów własnych i jakie są trudności konstrukcyjne wyrobu oraz utrzymania w sprawności danego systemu.

6) Jako systemy, posiadające pod względem teoretycznym najwięcej zalet i najmniej zarzutów dla krajów, mających na magistralach profil trudny, t. j. górskich (Włochy, Szwajcarya, Austria), na pierwszym miejscu stawiam system Drolshammer'a, na drugim Bożic'a, na trzecim — Westinghouse'a, na czwartym Kunze-Knorr'a. Pod względem praktycznym dla tych to krajów system Westinghouse'a nie ustępuje systemowi Drolshammer'a, a ze względu na prostotę konstrukcji i niezawodność działania jest wyższy od Bożic'a i Kunze-Knorr'a, bowiem stopniowanie odhamowywania jest w nim osiągalne, choć nie automatycznie, a energia hamowania jest wyższa, niż w systemie Kunze-Knorr'a.

7) Dla krajów płaskich, t. j. takich, w których spadki na przeważnej części sieci są niższe od 15⁰/₀₀, uważam system Westinghouse'a Lu za najbardziej właściwy pod każdym względem.

8) Ponieważ hamulec Westinghouse'a wyróżnia się z pomiędzy wszystkich czterech prostotą konstrukcji, co pociąga za sobą najmniejsze koszty inwestycyjne i utrzymania, oraz pewnością działania wszystkich organów, więc ta okoliczność, o znaczeniu gospodarczym i finansowym, grać powinna również rolę decydującą w wyborze systemu. Pod względem gospodarczo-finansowym obok systemu West. należy postawić tylko system Bożic'a. Jednak system West., jako wyrabiany i ulepszany w ciągu 60 lat, doświadczony i nie posiadający szczegółów konstrukcji niejasnych lub wątpliwych, — ma pierwszeństwo przed hamulcem Bożic'a.

9) Hamulec Bożic'a jest ulepszeniem nie całego systemu, lecz zaworu rozrządającego. Ulegał w ciągu 16 lat licznym zmianom i ulepszeniom i w obecnej formie swojej, jakkolwiek jest równouprawniony z pozostałymi trzema, nie może być uważany za równorzędny z Westinghouse'm dla krajów płaskich. W krajach górzystych jego prostota, łącznie ze zdolnością stopniowania odhamowywania, może skłonić do wyboru tego systemu, bowiem okoliczności te równoważą pewne ryzyko,

wynikające z braku wieloletniego doświadczenia. Tak się stało z wyborem w Czechach. W Polsce niema podstawy iść na takie ryzyko, i dlatego dla Polski system Westinghouse'a jest najbardziej wskazany.

10) Zawór odluźniający Hardy'ego daje możliwość osiągnięcia stopniowania odhamowywania przy zastosowaniu systemu Westinghouse'a Lu,

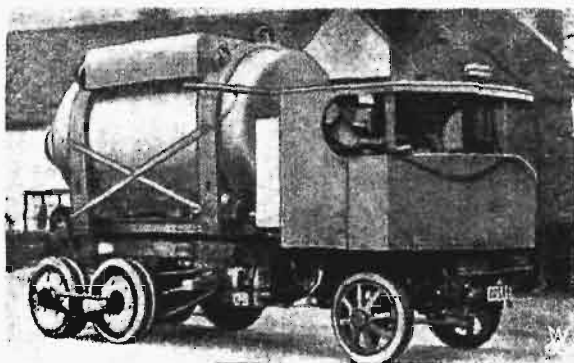
powinien więc być uważny za środek uzupełniający działanie tego systemu, o ile zachodzić może potrzeba teoretyczna, czy praktyczna, ciągłego stopniowania odhamowywania. Tej potrzeby w krajach płaskich wogóle, a w Polsce w szczególności niema, i trudno przewidywać, żeby mogła nastąpić, wobec czego zawór ten w Polsce nie ma przyszłości.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BUDOWNICTWO.

Wyrób i transport betonu na samochodach ciężarowych.

Już przed laty 10 rozpoczęto w Ameryce produkcję betonu w specjalnych fabrykach, skąd beton po wymieszaniu i zarobieniu wodą rozwożony jest na budowy, odległe nieraz o 20 km, w pudłach zmontowanych na samochodach.



Rys. 1. Betoniarka na samochodzie ciężarowym.

Ten sposób przewożenia okazał się o tyle niekorzystny, że w czasie jazdy następowało odsegregowywanie się poszczególnych składników betonu.

Skonstruowano więc nowy typ skrzyni do przewożenia, która zarazem jest betonierką.

Do skrzyni o pojemności 4 m³ nasypuje się kruszywo i cement; na pięć minut przed przybyciem na miejsce wlewa się do mieszanki wodę ze specjalnego zbiornika, umieszczonego powyżej skrzyni, i zapomocą przekładni od silnika samochodowego wprawia w ruch obrotowy skrzynię. Przy szybkości samochodu 32 km/g, liczba obrotów wynosi 10 na minutę. Napęd jest urządzony w ten sposób, że skrzynia może się obracać nawet w czasie wyładowywania, dzięki czemu ułatwione jest jej opróżnianie, jak również i oczyszczanie zapomocą prądu wody. (Engineering News-Record, str. 631, tom I. 1930 r.) Z.

MASZYNY PAROWE.

Postępy w budowie lokomobil.

Mimo iż lokomobila utraciła swe dawne stanowisko w technice silnikowej na korzyść wielkich turbin parowych w dużych zakładach, a na rzecz silnika spalinowego w rolnictwie, zwłaszcza w krajach niezasobnych w węgiel, nowe idee techniki cieplnej wprowadzają i w tym rodzaju silnika udoskonalenia, podnoszące jego wartość i zakres zastosowań.

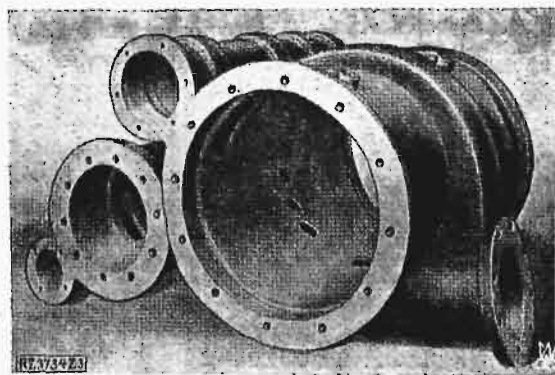
O tego rodzaju udoskonaleniach mówi K. Heilmann w artykule zamieszczonym w VDI-Zft. (1930, zes. 3, str. 65—

71), przytaczając wyniki swych badań nad nowszymi urządzeniami lokomobil na parę przegrzaną ze skraplaczem. W szczególności czynnikami udoskonalenia pod względem sprawności cieplnej lokomobilu stało się podwyższenie przegrzania i prężności pary ponad dawne granice 7—10 at do 15 i wyżej at, gdyż umożliwiło to wprowadzenie pracy z przeciwprężnością, wraz z zużytkowaniem pary odlotowej do celów grzejnych, i podniosło sprawność silnika.

Na podstawie szeregu badań starał się autor wyjaśnić wpływ poszczególnych czynników ustroju na sprawność maszyny, a w szczególności wpływ jednokrotnego i dwukrotnego przegrzania do 500°, wpływ większego rozprężania i podciśnienia, ustroju cylindra (np. wspólnych i osobnych kanałów dolotowych i wylotowych, budowy przelotowej przy rozprężaniu jednokrotnem i dwukrotnem i t. d.).

W wyniku tych badań, zatrzymano się na ustroju (rys. 1), przyjętym obecnie za wzorcowy (w firmie reprezentowanej przez autora, dla lokomobil o maszynie sprzężonej, w którym to ustroju cylinder wysokoprężny ma rozrząd zapomocą suwaka tłokowego, zaś niskoprężny jest ustroju przelotowego. Rys. 2 obrazuje jeden z ustrojów badanych.

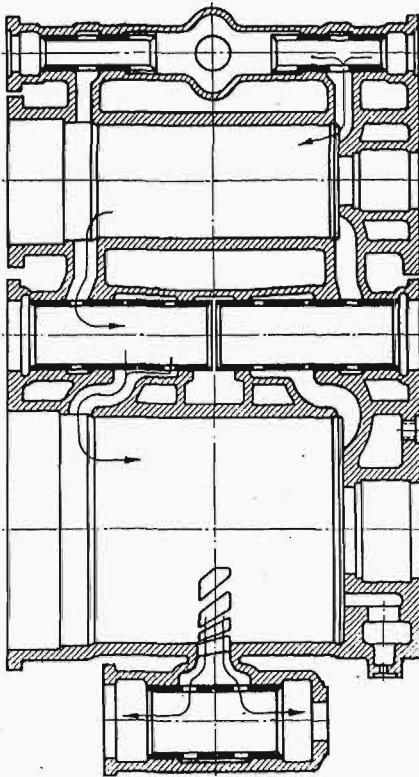
Badania tych ustrojów wykazały ich bardzo wysoką sprawność, gdyż przy 15 ata prężności dolotowej i temperaturze 340—350°C, podciśnieniu w skraplaczu 0,06—0,15 uzyskiwano przy mocy indyk. silnika ok. 300 KM rozchód pary 3,77—4,03 kg/KMi h, wzgl. rozchód ciepła 2830—3030 Kal/KMi h; sprawność mechaniczna wynosiła $\eta_{mech.} = 93,3 - 94,0\%$; rozchód węgla na 1 KM użyt. = ok. 0,43 kg/h.



Rys. 1. Ustrój lokomobilu sprzężonej o cylindrze wysokoprężnym z przemiennym przepływem pary i niskoprężnym — przelotowym.

Rozchód pary na KM i h spada linjowo wraz ze wzrostem podciśnienia, — co obrazuje załączony do artykułu wykres. Podwyższenie sprawności jest skutkiem głównie znacznego zmniejszenia szkodliwych powierzchni kanałów w cylindrze wysokoprężnym, zaś w cylindrze niskoprężnym — zmniejszenia wymiarów części wlotowych rozrządu pary.

Porównanie pracy lokomobilu przy różnych przeciwcisnieniach (od 1 do 5 ata) wykazało naturalnie, że sprawność termodynamiczna wzrasta wraz z przeciętnością, co



Rys. 2. Cylinder w. pr. o oddzielonych kanałach wlotowych i wylotowych. Cylinder n. pr. — o krótkim tłoku, przelotowy, z dodatkowym rozrządem wylotu. Przestrzeń szkodli. w cylindrze w. pr. 12,6% (przy kanałach wspólnych 6,23%); w cylindrze n. pr. — 5,19%.

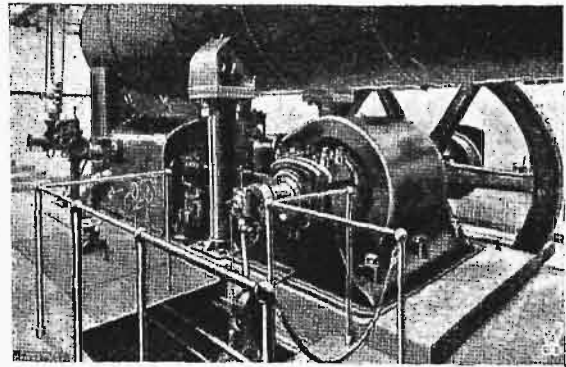
się wyrażało w liczbach następujących $\eta_i = 70,3 - 76,3\%$ przy 1 ata; 80,2—83,4% — przy 2 ata; do 85% przy 4 i 5 ata. Badania zaś dwukrotnego przegrzewania wykonane na lokomobilu 3-cylindrowej kondensacyjnej o prężności dolotowej 15 ata wykazały, że dwukrotne przegrzewanie nie opłaca się, dając w tych warunkach zbyt małe korzyści w stos. do wzrostu kosztu instalacji.

W wyniku tych wszystkich badań wnioskuje autor, że rozdział kanałów wlotowych i wylotowych w cylindrze wysokoprężnym nie daje dostatecznych korzyści, zaś przez zmniejszenie szkodliwych powierzchni kanałów osiąga się już maximum obecnych możliwości pod względem sprawności termodynamicznej przy małych już mocach; za najlepszy rozrząd uważa autor suwak tłokowy z regulatorem osiowym. Natomiast w cylindrze niskoprężnym korzystny jest rozrząd, jaki daje ustrój przelotowy, zaś rozrząd zwykły (przy przemiennym kierunku przepływu pary) jest odpowiedni (z punktu widzenia wysokiej sprawności) tylko przy bardzo wysokim przegrzaniu.

Przechodząc do szczegółów konstrukcyjnych, omawia dalej autor budowę ramy maszyny parowej i jej osadzenie na kotle lub pod kotłem (co jest szczególnie dogodnie, gdyż usuwa potrzebę budowy pomostu do obsługi maszyny, przez co ułatwia też obsługę, umożliwiając zarazem wyższe umieszczenie kotła, a więc usuwając potrzebę zagłębienia popielnika, a wreszcie udogadnia oparcie łożyska wału korbowego), dalej nadmienia, iż liczba obrotów maszyn lokomobilowych wzrosła obecnie do 235—300 na min przy silnikach jednocylindrowych oraz 175—280 obr./min — przy wielocylindrowych, sprzężonych lub posobnych. Jest to

również jednym z powodów podwyższenia sprawności silnika (mniejsze wahania temperatur ścianek cylindrów) oraz równomierności jego biegu.

Moc lokomobil budowanych obecnie wynosi do 800 KM (do 500 KM w jednym cylindrze, gdy niedawno sięgała tylko do 180 KM), prężność ogranicza się do 20 ata ze względu głównie na trudności oczyszczania wody zasilającej, wydajność koła lokomobilowego (zwykle o opłomkach wyciąganych) wynosi do 5,7 t/h.



Rys. 3. Ustawienie maszyny lokomobilowej (350 KM) pod kotłem.

Wkońcu porównywa autor silnik tłokowy z turbiną, zaznaczając zalety pierwszego, a m. in. nadmienia, iż przy przejściu od pracy z kondensacją do wolnego wydmuchu wzrasta rozchód pary w turbinie o ok. 100%, gdy w maszynie tłokowej tylko o ok. 40%. Sprawność termodynamiczna indyk. maszyn tłokowych wynosi w zakresie wysokiej prężności już przy małej mocy, zależnie od przeciwcisnienia, 80 do 85%, zaś turbin parowych, w tymże zakresie, przy mocy do 1000 KM — tylko 60%.

METALIZNAWSTWO.

Nowe badania stali wolframowej.

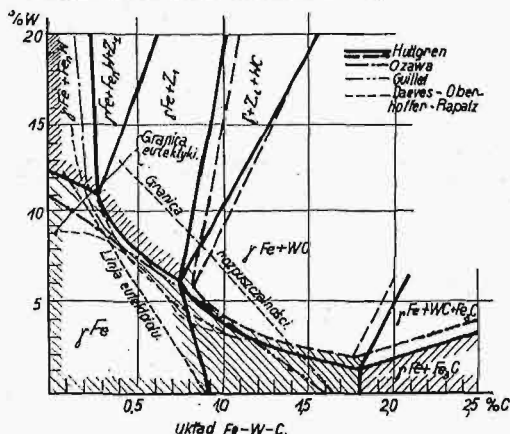
W obszernym wstępie rozprawy przytacza autor badania dotychczasowe stali wolframowej, podając wykaz literatury o stopach wolframu z żelazem i węglem, oraz wykresy układów. Do własnych badań użył autor czterech serji stopów o zawartości węgla około: 0,3, 0,7, 1,1 i 1,4% i o zawartości wolframu ok. 0,1, 5, 10, 15 i 20%. Próbkę otrzymano, kując bloki \varnothing 90 mm, odlane z zasadowego pieca elektrycznego, łukowego, na pręty przekroju kwadratowego o boku 20 mm. Oprócz tego wytopiono jedną serję o zawartości ok. 0,7% C w piecu kwaśnym, by zbadać wpływ krzemu na stal wolframową. Trzy dalsze serje stanowiły materiał badań stali o wysokiej zawartości węgla i wolframu oraz stali wolframowych z dodatkiem wanadu i chromu. Mikrostrukturę obserwował autor przed kuciem, po odkuciu, w stanie wyżarzonym i ulepszonym. Porównał też wyniki własne z wynikami prac Daevesa¹⁾, Hultgrena²⁾, Ozawy³⁾, Oberhoffera i Rapatza, stwierdzając ich zgodność z dużym przybliżeniem. Znany podział Guillet'a na stal o węglkach podwójnych i wolframową stal perlityczną okazał się o tyle nieścisłym, że obok węglków podwójnych występują także wolframki (Fe_2W) oraz węglík wolframu (WC).

¹⁾ St. u. E. 1924, str. 432.

²⁾ A. Hultgren: A metallographic study of tungsten steels, Londyn 1920.

³⁾ Science Rep. Tohoku Univ. 1917, str. 333.

Różnice wyników różnych autorów oceni czytelnik z wykresu rys. 1. Stopy o wyższych zawartościach wolframu i węgla, leżących ponad granicą rozpuszczalności, wykazywały jako odlew budowę ledeburytyczną, po przekrociu zaś — węglík podwójny, względnie węglík obok wolfram-



Rys. 1.

ku, stosownie do zakresów zaznaczonych na wykresie. Użyta przez Daevesa, Oberhoffera i Rapatz'a nazwa stali ledeburytycznej nie okazała się jednak o tyle ścisła, by móc ją uważać za podobną do eutektyki stali węglistych. Wyżarzanie, połączone z różnego rodzaju chłodzeniem, zmienia postać węglików. Szybsze chłodzenie stali o średnich lub wysokich zawartościach wolframu i węgla sprzyja tworzeniu się węglíka podwójnego. Długie żarzenie przy określonych temperaturach krytycznych, połączone z powolnym ochładzaniem, powoduje rozkład nietrwałego węglíka podwójnego, z równoczesnym wydzieleniem WC. Wę-

wyż niej istnieje już trwały węglík Z_1 , leży niżej, niż linja Oberhoffera, Daevesa i Rapatz'a, zgadza się z nią natomiast linja Ozawy i pierwotnie ustalona granica Daevesa i Oberhoffera¹⁾. W ogólności można rozróżnić mikroskopowo następujące składniki budowy: cementyt (Fe_3C), wolframek żelaza (Fe_2W), węglíki podwójne I i II (według Hultgrena węglíki Z_1 i Z_2) oraz węglík wolframu (WC). Gdy zawartość wolframu nie przekracza 0,3%, występuje wolframek, trawiący się pikrynianem sodowym na brunatno. Jest on w temperaturach odpuszczania w dość znacznym stopniu trwały. W stali o średniej lub wysokiej zawartości węgla i wolframu występują dwa węglíki podwójne. Jeden z nich, trwały, trawi się pikrynianem sodowym na brunatno i nie rozkłada się przy odpuszczaniu, drugi — nietrwały — przy odpowiednim ogrzaniu rozkłada się, wydzielając WC. Ten nietrwały węglík podwójny nie tylko się wytrawia, ale nawet pikrynian sodowy silnie go nagryza.

Badania dilatometryczne wykazały, że do ok. 0,3% W podnosi się temperatura A_3 stali małowęglistej wraz ze wzrostem zawartości wolframu. Przemiana odbywa się jednak słabiej, tak że przy zawartości 15% W trudno już ściśle określić temperaturę końca przemiany. Stale węgliste wykazują bardzo nieznaczne podniesienie temperatury A_{c_3} .

W ogólności obniża jednak wolfram Ar_1 i Ar_3 . Zawartość 15% W przy 1,4% C powoduje silny wzrost twardości przy normalizowaniu (hartowanie na powietrzu). Zawartość krzemu w stali wolframowej podnosi temperatury przemian. Stal o zawartości ok. 24% W wymaga stosunkowo wysokiej zawartości węgla dla uwydatnienia przemian i uzyskania odpowiedniego wzrostu twardości przy hartowaniu.

Wyniki hartowania były następujące:

Serja o zawartości C	Wartości charakterystyczne	Hartowana	Zawartość wolframu %					
			0	1	5	10	15	20
0,3% C	Najwyższa twardość B temp. hartow.	w oleju	311 1200 ^o	311 1250 ^o	425 1050 ^o	343 1150 ^o	401 1250	321 1200
0,3% C	Najwyższa twardość B temp. hartow.	w wodzie	447 880 ^o	495 900 ^o	506 900 ^o	290 880 ^o	262 900 ^o	212 820—900 ^o
0,7% C	Najwyższa twardość B temp. hartow.	w oleju	305 950 ^o	712 850 ^o	627 1000 ^o	653 1000 ^o	627 1000	627 1100 ^o —1308 ^o
0,7% C 0,5—0,9% Si	Najwyższa twardość B temp. hartow.	w oleju	305 950 ^o	552 850 ^o	630 1000 ^o	534 1000 ^o	500 1000 ^o	510 1100 ^o —1300 ^o
1,1% C	Najwyższa twardość B temp. hartow.	w oleju	578 1250 ^o	555 1250 ^o	601 950 ^o	601 1050 ^o	601 1050 ^o	653 1050 ^o
1,4%	Najwyższa twardość B temp. temp.	w oleju	534 900 ^o	534 800 ^o	601 850 ^o	682 800 ^o	712—750 do 950 ^o	712—750 do 1100 ^o

glik podwójny odgrywa podobną rolę jak cementyt w układzie Fe—C, przyczem WC jest analogiem grafitu. Nieznaczny dodatek chromu hamuje już wydzielenie się WC. Wykres Hultgrena odpowiada równowadze tuż poniżej temperatury końca krzepnięcia. Linja eutektyoidalna jest hypotetyczna. Linja eutektyki, ustalona przez Hultgrena (po-

Wysokowolframowa stal hartuje się przy niskich temperaturach, mając przytem duży zakres temperatur, w których można ją hartować z dobrym wynikiem. Zawartość krzemu obniża hartowność. Badania wykazały, że

¹⁾ St. u. E. 1920, str. 1515.

hartowność nie zanika, gdy podnosimy zawartość wolframu, pod warunkiem, że równocześnie zwiększymy zawartość węgla w stali, i to na każdy procent wolframu 0,07% C. Stal o 26,4% W i 1,9% C wykazała po zahartowaniu przy 1000° C w oleju twardość 780 kg/mm², przytem była jeszcze dobrze kujna.

Mimo to, że dotychczasowa literatura podaje za niską zawartość węgla, jako granicę kujności wysokowolframowych stali, trzeba się liczyć z tem, że zwiększenie zawartości węgla sprowadza obniżenie kujności. Wielka twardość wysokowęglistych stali wolframowych nasunęła myśl użycia ich na noże do obróbki odlewów utwardzanych. Próby przeprowadzone nożami ze stali o 1,4% C i 20% W wykazały, że można toczyć walec o wytrzymałości 180 kg/mm² z szybkością 4 m/min, przy posuwie 0,2 mm i grubości wióra 2,5 mm, przez 1½ godziny. Dodatek 0,6—0,7% Cr poprawia jeszcze własności noża. Ponieważ odpuszczanie przy 350°C sprowadza znaczny spadek twardości, nie można użyć tego rodzaju stali, jako szybko tnącej. Mimo to możnaby ją z powodzeniem zastosować do toczenia twardych tworzyw z niewielką szybkością (Archiv für das Eisenhüttenwesen, 1929/30, str. 61).

K-d K-d.

OKRĘTOWNICTWO.

Budowa okrętów w r. 1929.

W r. ub. wypuściły stocznie całego świata 1012 okrętów o pojemności łącznie 2 793 210 t. reg. br. Liczby te przewyższają znacznie dane z ostatnich lat ubiegłych. W podziale na kraje, wytwórczość ta przedstawia się jak następuje:

	Wypuszcz. ze stoczni w r. 1929	Pojemność t. reg. br.
Anglja	489	1 522 623
Niemcy	85	249 077
Holandja	77	186 517
Japonja	40	164 457
St. Zjedn.	63	126 063
Danja	34	111 496
Szwecja	29	107 246
Francja	16	81 607
Włochy	32	71 497

Tak więc, przypada na W. Brytanię 54,5% wszystkich okrętów, wypuszczonych ze stoczni świata w r. 1929. (Engineering, 7 lutego 1930, str. 166).

TECHNIKA CIEPLNA.

Wytwarzanie energii i ciepła.

Autor referuje w odczycie, wygłoszonym w Stow. Inż. Cywilnych w Paryżu, o interesującym wypadku połączenia wytwarzania energii i ciepła grzejnego w jednej z silowni przemysłowych. Nowa ta instalacja mieści w tkalni i farbiarni Desurmont w Tourcoing. Posiada ona 3 kotły stromorurkowe o wydajności 10 do 15 t/h przy 30 at i 350° oraz turboprądnicę o mocy 1500 kW, dającą do 15 t/h pary pobieranej przy 6 ata i do 1,5 t/h pary o prężności 0,4 ata.

Para pobierana o prężności 6 ata służy do ogrzewania kotła dystylacyjnego, dającego parę o ciśnieniu 3 ata do procesów prowadzonych w farbiarni.

Przy rozwijaniu 1500 kW mocy prądnicy i pobieraniu 15 000 kg/h pary 6 ata oraz 1100 kg/h pary 0,4 ata, ciepło doprowadzane do kotłów pod postacią węgla dzieli się w sposób następujący:

na energię elektryczną przetwarza się	8,2%
„ parę o ciśnieniu 6 ata	8,8 „
„ „ „ 3 „	47,8 „
„ wodę o temperaturze 65°	2,2 „
„ straty	3,3 „

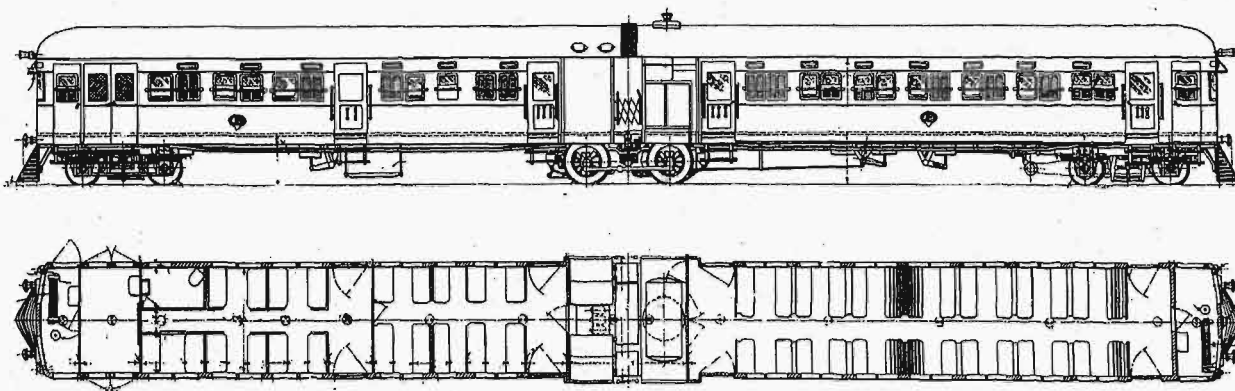
Razem 100,0 %.

Zatem wytwarzanie energii pochłania 2 770 Kal/kWh, w odniesieniu do mocy na zaciskach i do węgla spalonego (P. Mensier. Génie Civil, 12 kwietnia r. b., str. 366/7).

WAGONY KOLEJOWE.

Nowe wagony parowe Egipskich kolei państwowych.

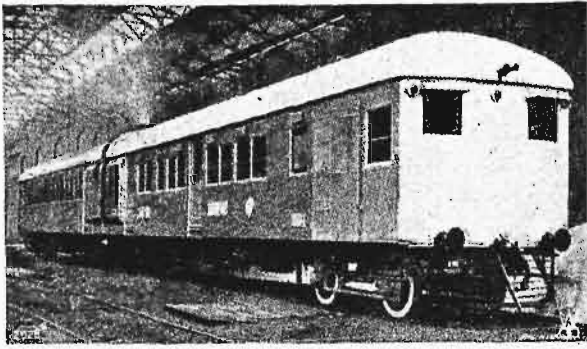
Egipskie koleje państwowe wyposażone zostały niedawno w większą ilość pociągów, złożonych ze zdwojonych wagonów o napędzie parowym, umieszczonych na 3-ch wózkach dwuosioowych: dwu — przy końcach zespołu i jednego w środku, na którym opierają się oba zwrócone ku sobie końce wagonów. Wspólny ten dla dwu wagonów wózek środkowy niesie kocioł i maszynę parową. Na obu końcowych (czołowych) pomostach urządzone są stanowiska dla maszynisty, prowadzącego taki pociąg, na pomoście zaś przerzuconym pomiędzy obydwoma wagonami — ponad wózkiem środkowym — mieści się stanowisko palacza.



Rys. 1. Wagon parowy Egipskich kolei państwowych. Rzuty pionowy i poziomy.

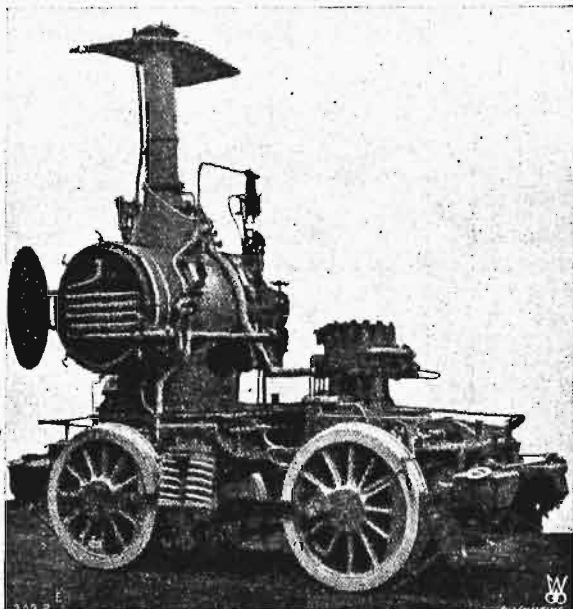
Z lewej strony (w planie) widać przedział bagażowy, a dalej przedziały: II-ej klasy na 16 osób i III-ej klasy — na 25 osób. W części środkowej — po obu stronach przejścia — miejsca na węgiel i wodę, dalej stoi kocioł i maszyna parowa. Prawa część stanowi przedział III-ej klasy o 70 miejscach. Rozstaw osi wózka: 2,1 m; odległość między środkami wózków sąsiednich: 12,7 m; skrajnych: 25,5 m; długość między zderzakami: 30 m.

Maszyna parowa, przenosząca napęd za pośrednictwem przekładni zębatej, umieszczonej na osi ślepej w wózku środkowym, posiada 3 cylindry pionowe obustronnego działania



Rys. 2. Widok zdwojonego wagonu parowego.

o średnicy 125 mm i skoku 200 mm. Moc jej wynosi 150 KM przy 60 km/h szybkości jazdy. Kocioł (leżący) ma 12,3 m³ powierzchni ogrzewanej; wytwarza parę o ciśnieniu 20 at i temperaturze przegrzania 340° C.



Rys. 3. Wózek środkowy (napędowy) z kotłem i maszyną parową

Pociąg składający się z takiego podwójnego wagonu, przy nacisku 15 tonn na oś, rozwija na dłuższych odcinkach szlaku średnią szybkość ok. 80 km/h, zaś największą ok. 95 km/h. (Engineering, 30 maja r. b. str. 716/17).

Bibliografia.

Les sources de l'énergie calorifique et le chauffage industriel. Emilio D a m o u r. Librairie Polytechnique Ch. Béranger. Tom. I. Paris et Liège 1930.

Książka ta zupełnie widocznie napisana została w celu przypomnienia lub nauczania inżynierów-praktyków, — na których barkach spoczywa utrzymanie racjonalnego pod względem cieplnym ruchu w zakładach metalurgicznych, a którzy w codziennej pracy przemysłowej stracili kontakt z naukami ścisłymi, — zasad współczesnej termodynamiki i termochemii w zastosowaniu do technicznych procesów cieplnych.

W pierwszym tomie, który się właśnie ukazał, umieszczony został zbiór tych wszystkich zasad naukowych, które są podstawą do zrozumienia i pogłębienia zjawisk wy-

wiązywania i przemiany energii w metalurgii, ceramice, przemyśle ściśle chemicznym i wogóle we wszelkich paleńskich i palnikach.

Autor rozpoczyna więc od omówienia podstaw techniki cieplnej i zasady zachowania energii, praw termodynamiki, termochemii i termofizyki, w odniesieniu do zjawiska palenia się, wspominając również o zjawiskach elektrycznych, występujących we współczesnych piecach elektrycznych, — wszystko w ścisłym związku z zastosowaniem technicznym. Obszernie omawia autor spalanie niezupełne, ze szczególnym uwzględnieniem równowagi termochemicznej w generatorach gazu, podając przy tem uproszczoną ich teorię. Specjalny rozdział poświęca autor analizie temperatury z obliczeniem jej wysokości i omówieniem zjawisk ubocznych, zachodzących przy bardzo wysokich temperaturach, oraz studjom nad płomieniem. Wreszcie, przystępując do omówienia sprawności palenisk przemysłowych, autor rozpatruje spalanie techniczne bezpośrednie, rekuperację i paleniska gazowe, kończąc całość przytoczeniem opisu metod kontroli spalania i zestawiania bilansów cieplnych.

Książka ta posiada bogaty materiał, przy nader jasnym wykładzie, obficie ilustrowanym liczbowo i przykładami, a mając na celu, jak to zaznaczyłem na wstępie, dostarczenie sposobności do zaznajomienia się ze współczesnymi zasadami teorii zjawisk, zachodzących w najrozmaitszych formach spalania, dobrze spełnia to zadanie.

Prof. B. Stefanowski.

Normalizacja żurawia kombinowanego. Opr. Sekcja Nauk. Org. Stowarzyszenia Polskich Inż. Przem. Naftowego. Wyd. czasop. „Przemysł Naftowy”, Lwów, 1930.

Praca ta rozwiązuje w całości zagadnienie racjonalizacji i normalizacji urządzeń żurawia kombinowanego linowo-żerdziowego, jedno z najbardziej aktualnych zagadnień polskiej techniki wiertniczej w dobie obecnej. We wstępie porusza program prac Podkomisji Żurawi Wiertniczych Komisji Mechanicznej Przemysłu Naftowego, wchodzącej w skład Polskiego Komitetu Normalizacyjnego w Warszawie, oraz środki i sposoby przeprowadzenia prac wstępnych, jak dokonanie zdjęć i pomiarów, krytyczne zanalizowanie zebranych danych, wysnucie wniosków, wprowadzenie usprawnień, a w końcu ustabilizowanie ich, czyli znormalizowanie.

W II-iej części omawia kwestję napędu urządzeń do wiercenia i czynności pomocniczych, uwzględniając napęd parowy, elektryczny i parowy, jako rezerwowo przy napędzie elektrycznym. Po rzeczowym rozpatrzeniu tych zagadnień, wymienia konkretne wnioski.

Dalsze części pracy traktują oddzielnie urządzenie do wywoływania uderzeń, uwzględniając wpływ przeniesień i stopnie niejednostajności biegu silnika na skutek wiercenia, jako też postęp wiercenia przy użyciu szarpacza i żerdzi, oraz wady i zalety popuszczadła śrubowego i łańcuchowego, oddzielnie zaś urządzenia do łyżkowania i rurowania. Rozstrzygnięto tu takie zagadnienia: który napęd jest ekonomiczniejszy: pasowy czy linowy, najkorzystniejsza średnica i długości użyteczne bębnow, wyzyskanie mocy silników, łyżkowanie z wyciągu, czy z żurawia, oraz sprawę urządzenia do rurowania kanadyjskiego i pensylwańskiego.

Cenne uwagi mieszczą się w dziale VII i VIII, zawierających krytyki i kosztorysy istniejących żurawi.

Na podstawie tych dociekań przystąpiono w następnych rozdziałach do omówienia samej racjonalizacji przekładni, uwzględniając podwyższenie sprawności i skrócenie czasu, jako najważniejszego czynnika produkcji, a w końcu przedstawiono projekt żurawia normalnego i zaleconego.

Charakterystyką żurawia znormalizowanego jest odmienny układ od obecnych, powstały przez urządzenie napędu od strony przeciwnej niż dotychczas. Podniesiono również zalety proponowanego żurawia w stosunku do obecnych i obliczono oszczędności, jakie można uzyskać przy jego zastosowaniu.

Całość stanowi cenny dorobek dla przemysłu naftowego, jest to bowiem pierwsza u nas publikacja tego rodzaju, i, jako taka, znajdzie się niezawodnie w ręku każdego wiertnika.