

MECHANIK

MIESIĘCZNIK ILUSTROWANY
POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI
ORGAN STOWARZYSZENIA MECHANIKÓW POLSKICH Z AMERYKI.

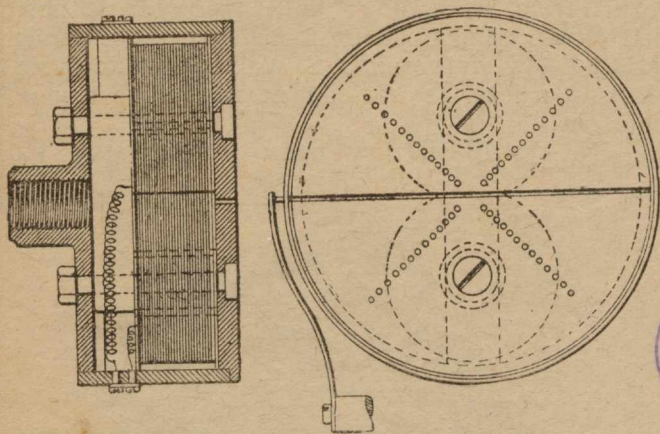
TREŚĆ: Uchwyty elektromagnetyczne. — Elektryczny napęd obrabiarek do metali. — Sprawdzanie twardości metali przy pomocy skleroskopu „Shore’a”. — Obrabiarki z Demobilu Wojskowego. — Charakterystyki obrabiarek. — Z warsztatów i pracowni. — Zrzeszenie Administracji Technicznej Warsztatów i Parowozowni Polskich Kolei Państwowych. — Szkoła Rzemieślniczo-Techniczna S. M. P. — Z działalności S. M. P. — Wolne posady. — Sprostowania.

Prof. E. T. GEISLER. Lwów

Uchwyty elektromagnetyczne.¹⁾

Pierwsze uchwyty elektromagnetyczne zjawily się przeszło 50 lat temu — wyprzedziły zatem znacznie powstanie t. zw. „dynamomaszyn“, służących do wytwarzania prądu elektrycznego. Jako źródło energii elektrycznej dla tych pierwszych uchwytów miały służyć ogniwa galwaniczne. Najwcześniejszy patent amerykański na uchwyt magnetyczny wydany został 15 kwietnia 1873 r. i opiewał na „ulepszenie uchwytu magnetycznego do tokarek i strugarek“ — musiały zatem istnieć przyrządy podobne, uprzednio już zbudowane; wiadomości o nich nie posiadamy jednak.

Na rys. 14 przedstawiony jest ów prototyp uchwytów magnetycznych: jest on typu o elektromagnesach niezależnych, posiada wszyskiego jeden elektromagnes w kształcie litery U, obydwa bieguny którego stanowią

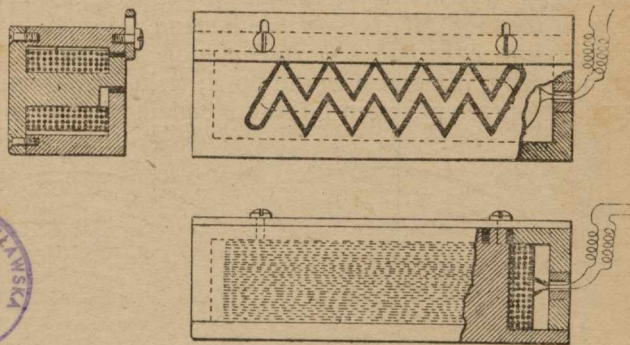


Rys. 14. Prototyp uchwytów magnetycznych.

powierzchnię roboczą. Tylne tarcza, naśrubowywana na wrzeciono robocze, zarówno jak i część zewnętrzna cylindryczna, nie są włączone do potoku magnetycznego, który zamyka swój obwód przez mocną beleczkę żelazną *b*, podtrzymującą rdzenie magnesów. Pierścienie kontaktowe uchwytu, wykonane z mosiądzu, umieszczone były na obwodzie uchwytu na warstwie izolującej; prąd był doprowadzany za pomocą kontaktów sprężynowych. Wynalazcy powyższego uchwytu przekonali się widać rychło, jak mały posiada on opór przeciwko bocznemu przesuwaniu przedmiotów zamocowanych: zaopatrzyli bowiem powierzchnię roboczą w dwa szeregi otworków, umieszczone względem siebie pod kątem prostym, w które to otworki miały być wstawiane lub wkrębowywane kołeczki lub śrubki, zadaniem których miało być „pomaganie w centrowaniu i utrzymywaniu przedmiotu na powierzchni roboczej uchwytu“.

Opisany przyrząd pozostał jednak zabawką naukową i, oczywiście, szerszego zastosowania znaleźć nie

mógł. Znaczenia praktycznego nabiera dopiero po latach z górą dwudziestu, dzięki pracom amerykańsina O. S. Walkera (czytaj: Uokera), który w r. 1896 otrzymał patent na uchwyt, przedstawiony na rys. 15. Porównując powierzchnie robocze uchwytów Walkera oraz poprzedniego — widzimy odrazu zasadniczą różnicę, jaka wyraża się w odgraniczeniu od siebie biegunów linją łamaną u Walkera, zamiast linii prostej (średnicy), jaka miała miejsce w uchwycie z r. 1873. Odmienny jest też typ uchwytu Walkera: jest on typu jednoma-gnesowego, o jednej cewce; kadłub uchwytu jest włączony do obwodu magnetycznego. Rdzeń magnesu jest odlany w jednej sztuce z podstawą, na którą nakłada się skrzynka bez jednego dna, a w drugim posiadająca szczelinę zygzakowatą, w którą wchodzi odpowiednio ukształtowany koniec rdzenia. Wąziutka przestrzeń do-koła tych części zostaje zalana metalem niemagnetycz-



Rys. 15. Pierwszy uchwyt O.S. Walkera, opatentowany w r. 1896

nym (ołowiem lub babbitem). Podstawa i skrzynka są z mocowane ze sobą za pomocą śrub o łbach zatopionych.

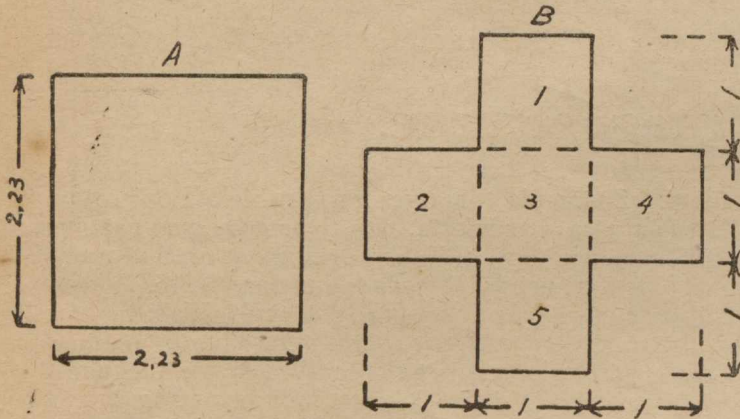
Główną zasługą Walkera, którego można słusznie nazwać „ojcem“ uchwytów magnetycznych, było zrozumienie, że magnes przeciwstawia mały opór przesuwaniu bocznemu przedmiotu, znajdującego się na powierzchni jego biegunów, o ile przytem przesuwanie to nie dąży do zmniejszenia liczby linii sił, przechodzących z biegunów do przedmiotu²⁾. Walker zauważył na podstawie licznych swych doświadczeń, że im linja, rozgraniczająca dwa bieguny różnoimienne, jest więcej łamana, t. j. im więcej razy przedmiot, leżący na powierzchni

¹⁾ Opracowane według szeregu artykułów i monografii E. Sheldona, p. „American Machinist“, r. 1921, t. 54, № 4 i następne. Początek art. por. *Mechanik* № 3, 1922, str. 68—71 oraz № 6 str. 151—154.

²⁾ patrz *Mechanik* № 3, str. 70, r. 1922.

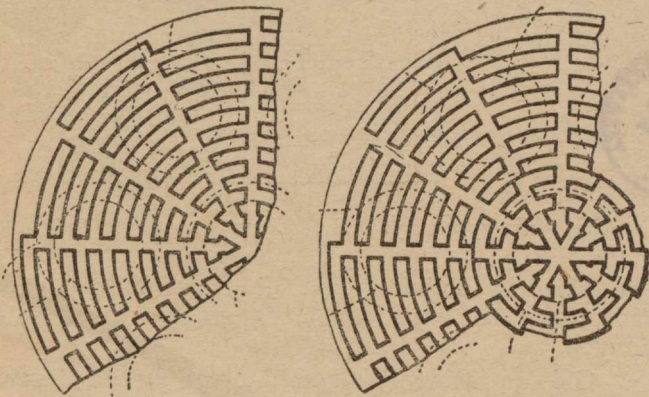
roboczej uchwytu, musi przekraczać tę linię graniczną, tem trudniej jest przesunąć przedmiot w kierunku bocznym; w ten sposób Walker odkrył znaczenie i ważność t. zw. „krawędzi magnetycznej“.

Przyjrzyjmy się wykresowi z rys. 16: obydwie kontury *A* i *B* obejmują tę samą powierzchnię — po 5 cm^2 (gdyż $2,23 \times 2,23 = \infty 5$). Jednak długość linii konturu nie jest jednakowa: w wypadku *A* wynosi $4 \times 2,23 = 8,92\text{ cm}$, czyli mniej, niż 9 cm , w wypadku *B*: 12 cm . Jeżeli przypuścimy, że są to powierzchnie biegunów



Rys. 16. Zwiększenie długości „krawędzi magnetycznej“.

magnetycznych o jednakowym stopniu nasycenia, t. j. o jednakowej liczbie linii sił na jednostkę powierzchni — to ich siły przyciągania w kierunku prostopadłym do powierzchni będą ściśle jednakowe. Stosownie do tego, gdyby opór przeciwko przesunięciom bocznym był zależny tylko od siły tarcia — obie powierzchnie wywołałyby jednakowy skutek. Jednakże łatwo zrozumieć, że przesuwanie boczne przedmiotu po powierzchni *B* będzie znacznie silniej zmieniać potok magnetyczny, niż przesuwanie po *A*; wskutek tego opór przeciwko przesunięciom bocznym będzie większy w *B*.

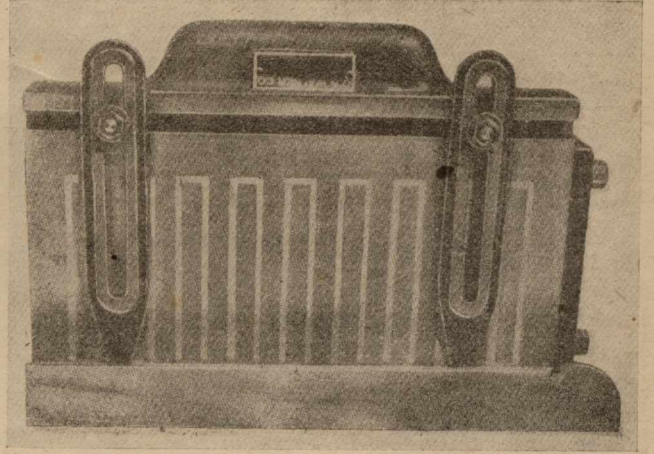


Rys. 17. Powierzchnie robocze uchwytów magnetycznych współczesnych.

Im przedmioty zamocowywane są mniejsze, tem ważniejsze jest, by linie rozgraniczające bieguny były więcej łamane. To też następne wykonania poszły w tym kierunku — stwarzając na powierzchni roboczej istne labirynty (rys. 17).

Po tym pierwszym wynalazku Walkera zaczynają w mniej lub więcej krótkich odstępach zjawiać się coraz to nowsze pomysły; zbyt wiele zajęłoby miejsca wymienienie choćby najważniejszych. Wspomnieć tylko należy, że pewną trudność przedstawiało dostateczne uszczelnienie uchwytów przeciwko przenikaniu wody

do wnętrza ich, co jest nader szkodliwe ze względu na zgubny wpływ wilgoci na izolację cewek, których zwoje przewodzą silne prądy; uszkodzenie izolacji łatwo prowadzi do krótkiego spięcia i zniszczenia cewki, lub choćby tylko, w mniej ciężkim przypadku, powoduje bardzo niemiłe dla pracownika „uderzenia“ wskutek prądów t. zw. „wałsających“ się, jakie przenikają do kadłuba uchwytu. W roku 1913 sposób uszczelnienia uchwytu staje się poraz pierwszy przedmiotem patentu,

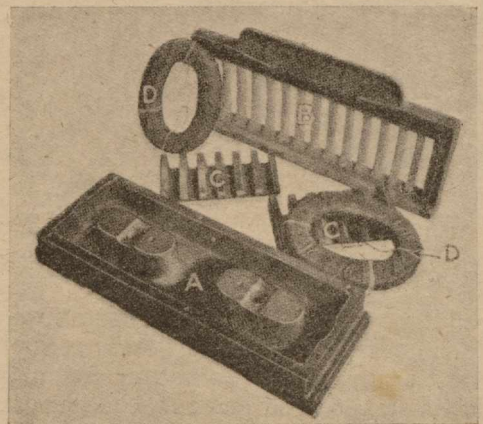


Rys. 18. Współczesny uchwyt prostokątny O. S. Walker Co.

ale już i przedtem zwracano na tę stronę sprawy baczną uwagę.

W celu dokładniejszego zaznajomienia się z budową i działaniem uchwytów elektromagnetycznych, rozpatrzmy szczegółowo kilka typowych (z pośród dziesiątków odmian, jakie istnieją obecnie). Zaczniemy od uchwytów wytwórni O. S. Walker Co, której się to słusznie należy ze względu na zasługi na tem polu położone.

Na rys. 18 widzimy uchwyt prostokątny, który



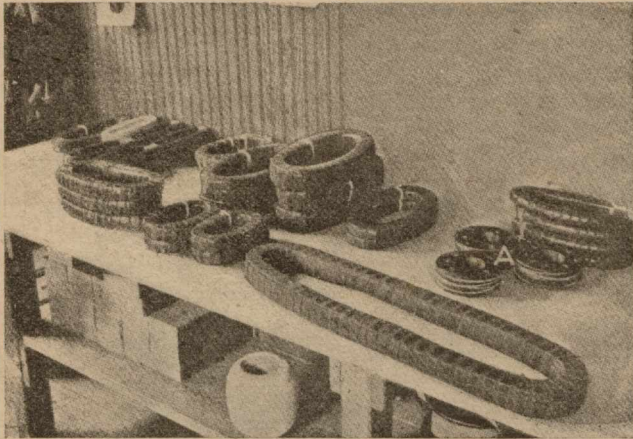
Rys. 19. Główne części składowe uchwytu prostokątnego O. S. Walker Co.

drogą licznych zmian i ulepszeń powstał z modelu, przedstawionego na rys. 15. Jedną z pierwszych zmian zasadzała się na odlewaniu kadłuba uchwytu wraz ze rdzeniem jako jednej całości (w jednej sztuce), oraz wykonywaniu górnej płyty roboczej (pokrywy skrzynki) w kształcie kraty czy rusztu, o otworach, odpowiadających zakończeniom rdzenia. Ten ustrój zasadniczy zachowany został do dnia dzisiejszego.

Rys. 19 przedstawia główne części uchwytu z rys. 18. Podstawa *A* kadłuba uchwytu, odlana z żelaza, posiada zamiast jednego rdzenia, któryby zajmo-

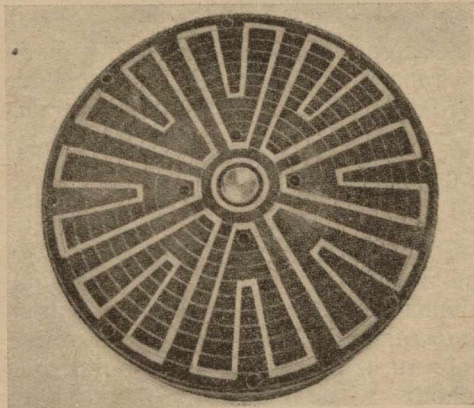
wał prawie całą jej długość, dwa występy oddzielne, na każdy z których zostaje nałożona oddzielna cewka *D*. To jednak nie zmienia typu uchwytu: obydwie cewki są tak umieszczone, że przepuszczają prąd elektryczny w tym samym kierunku, a więc otrzymuje się tylko jeden rdzeń rozdwojony i uchwyt jest typu jednoma-gnesowego.

Ruszt *B* oraz części *C* biegunu są wykonane z żelaza zlewne-go, gdyż materiał ten, jak wiemy (patrz wy-kres na rys. 9), posiada większą zdolność przepuszcza-



Rys. 20. Cewki do uchwytów O. S. Walker Co.

nia linii sił magnetycznych. Ruszt *B* posiada występ na obwodzie (od strony podstawy uchwytu), tak, że kiedy części *C* są ustawione na miejscu i przestrzeń wolna między *B* i *C* zalana miękkim metalem niemagne-tycznym, wszystkie te części tworzą jedną płaską płytę, o powierzchniach dolnej i górnej równoległych wzglę-dem siebie. Z punktu widzenia magnetycznego części *B* i *C*, oczywiście są odmienne, jako oddzielone od sie-bie we wszystkich punktach cieniutką warstwą metalu niemagnetycznego. Biegun jest wykonany w danym

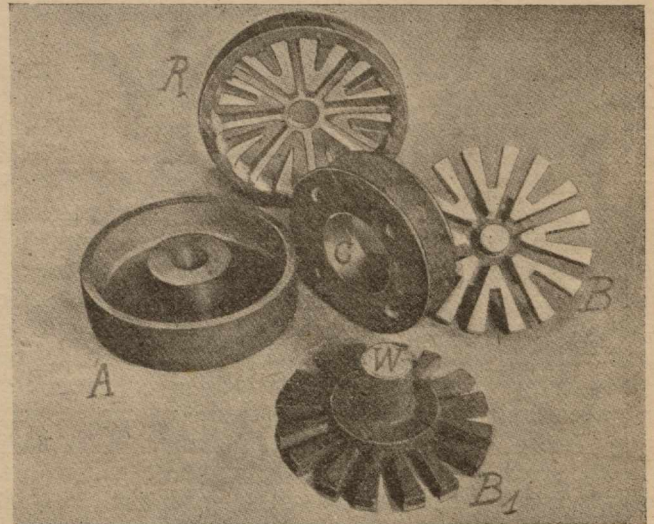


Rys. 21. Uchwyt wirujący O. S. Walker Co.

przykładzie z dwóch części *C* — ale to jedynie w celu łatwiejszego odlewu i obróbki.

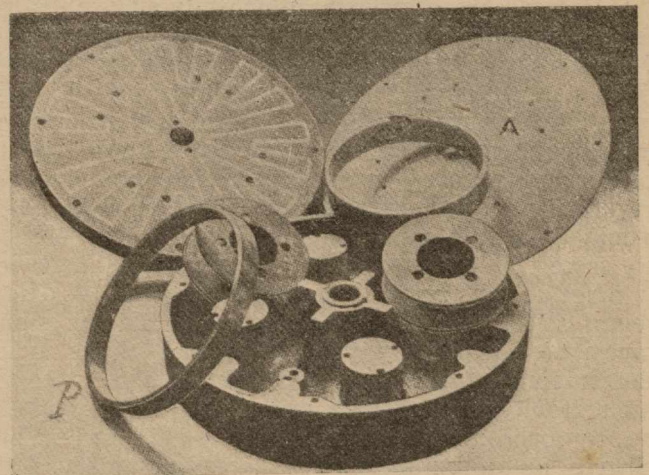
Na rys. 20 widzimy kilkanaście gotowych cewek, jakie są stosowane w uchwytach Walkera. Pierwsza długa, najbliższa prawego dolnego rogu rysunku, jest odmianą, jaka była używana dawniej, kiedy rdzeń nie był jeszcze dzielony na kilka części; pozostałe należą do uchwytów współczesnych. Trzy cewki okrągłe *A* są używane do uchwytów wirujących (rotacyjnych, okrąg-łych). Cewki te muszą być zwijane bardzo starannie,

równo i ściśle, by w danej przestrzeni pomieściła się określona (jakknajwiększa) długość drutu danego wy-miaru. Drut, idący na cewki, jest oczywiście izolowany; ale pomimo tego są one pogrążane, po zwinięciu, w ką-pieli wrzącego środka izolującego odpornego na wilgoć, w którym mokną aż do zupełnego przesylenia. Następnie są owijane taśmą bawełnianą i znów pogrążane w płynie izolującym.



Rys. 22. Główne części składowe małego uchwytu wirującego O. S. Walker Co.

Na rys. 21 przedstawiony jest uchwyt wirujący O. S. Walker Co, z r. 1920, zaś na rys. 22 główne części składowe małego, a na rys. 23 większego takiego uchwytu. Na rys. 22 widzimy, że użyta jest tylko jedna cewka *C* (część pośrodku rysunku), w której druty nawinięte są na cienką szpulę mosiężną (por. *A* z rys. 20). Szpula ta wchodzi na występ środkowy kadłuba *A* uchwytu, który wraz z występem *W* biegunu *B*, tworzy



Rys. 23. Cztero-rdzeniowy uchwyt O. S. Walker Co – rozebrany.

rdzeń elektromagnesu. Część *B*₁ znajdująca się na pierwszym planie rys. 22 jest zbędna i umieszczona została jedynie w celu pokazania drugiej strony biegunu *B*, (który na rysunku wysunięty jest najdalej ku stronie prawej).

Uchwyt z rys. 23 posiada budowę cokolwiek od-mienną. Posiada on 4 cewki (z których tylko 2 są poka-zane), oraz 4 rdzenie, które jednakże są biegunami jednoimiennymi. Biegun składa się albo z jednej części (jak *B* z rys. 22), lub też z kilku segmentów. Widoczne

na rys. 23 dwa pierścienie *P*, mosiężne, są pierścieniami kontaktowymi, umieszczonymi na tylnej powierzchni uchwytu i służącymi do doprowadzania prądu do cewek. Pierścienie te muszą być ściśle okrągłe, gładko obrobione, mocno osadzone w uchwycie i starannie izolowane, t. j. zabezpieczone od zetknięcia z jakąkolwiek częścią metalową uchwytu. Wspierają się one na korkach fibrowych, przez które przechodzą druty doprowadzające prąd do cewek i są umocowane w swym położeniu zapomocą zalania roztopioną siarką.

Jedną z trudności, z jakimi walczą wytwórcy uchwytów elektromagnetycznych, a mianowicie dostateczne zabezpieczenie przed przenikaniem wody do wnętrza uchwytu, została pokonana przez wytwórnice O. S. Walker Co w sposób następujący.

Uchwyt z rys. 23 przeznaczony jest dla szlifiarki o wrzecionie pionowym, a zatem będzie stale zalewany potokami cieczy chłodzącej. Ponieważ stal rusztu i bieguna nie łączy się z miękkim metalem izolującym—trudno jest dostatecznie uszczelnić płytę roboczą. Między kadłub uchwytu a płytą górną zostaje tedy włożony cienki krążek *A* z blachy cynowej (rys. 23), nie posiadający żadnych otworów, za wyjątkiem służących do przepuszczenia śrub z mocujących obie części, przy czym śruby te, oczywiście, zagłębiają się w metal odlewu. Krążek taki, okazuje się, zupełnie zabezpiecza od przeciekania, nawet w wypadku, gdyby płyta robocza, wskutek rzucania na nią ciężkich przedmiotów, straciła swą szczelność.

Oprócz podanych dwóch typów zasadniczych—uchwyty prostokątnych i wirujących, wykonywa wytwórnia O. S. Walker Co. i różne odmiany. Najważniejszą z nich, bardzo pożyteczną do strugania lub szlifowania przedmiotów o kształtach klinowych, są uchwyty pochylne. Różnią się od prostokątnych tylko tem, że kadłub uchwytu posiada dwa czopy, osadzone w łożyskach, przytwierdzanych do stołu, w których może być umocowany w dowolnym pochyleniu. Specjalny pierścien z podziałką na stopnie dopełnia urządzenia.

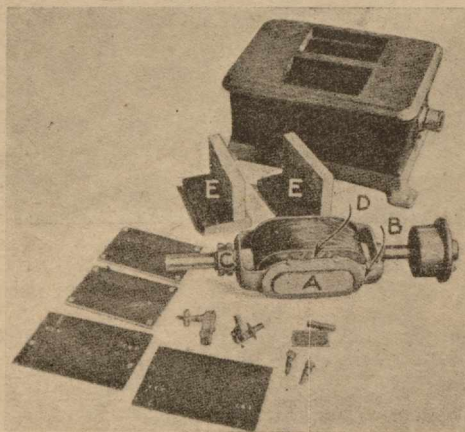
Rzeczą jest oczywiście, że uchwyty elektromagnetyczne znajdują bardzo szerokie zastosowanie w wytwórniach O. S. Walker Co. Jeden z ciekawszych szczegółów stanowi użycie uchwytu prostokątnego do zalewania metalem miękkim przestrzeni wolnej między rusztem i biegunem. W tym celu części te są układane na powierzchni roboczej uchwytu elektromagnetycznego, przykrytego jedynie arkuszem zwykłego papieru, gdzie zostają dokładnie ustawione względem siebie. Kiedy cały szereg takich par rusztów i biegunów jest ustawiony, przez uchwyt zostaje przepuszczony prąd—dzięki czemu części, leżące na uchwycie, zostają tak silnie przyciągnięte, że poruszyćby je można chyba tylko uderzeniami młota. W tym stanie zostają części te zalane roztopionym metalem; warstewka papieru wystarcza, by ochronić od uszkodzenia metal powierzchni uchwytu, na którym odbywa się zabieg powyższy.

Używając uchwyty elektromagnetyczne bardzo szybko zauważono—że przedmioty stalowe hartowane, jeżeli nawet bardzo krótki przeciąg czasu pozostawały w zetknięciu z uchwycem, zasilanym prądem—zatrzymywały magnetyzm na stałe. Była to bardzo nieprzyjemna okoliczność—gdyż przedmioty takie działały przyciągająco na wszelkie inne przedmioty z żelaza lub

stali; jeżeli to były naprz. narzędzia tnące lub miernice—bywały stale oblepione wiórkami, opiłkami i t. p., co stanowiło uciążliwą i przykrą przeszkodę w użyciu. Należało przedsięwziąć cokolwiek, by zło usunąć. Zauważono, że stały magnes mógł być pozbawiony swego magnetyzmu dzięki umieszczeniu go w obrębie działania zwoju, po którym przechodził prąd zmienny, przy czym stały magnes należało powoli usunąć z obrębu działania zwoju. Jaka jest przyczyna tego zjawiska—pozostaje kwestją dochodzeń; ale zostało ono wielokrotnie sprawdzone doświadczalnie i sposób ten był używany do odmagnesowywania zegarków.

Tam, gdzie niema prądu zmiennego, należy do odmagnesowywania przedmiotów stalowych hartowanych stosować po zdjęciu ich z elektromagnesu t. zw. „odmagnesowywacze“ (demagnetyzery).

Przykład takiego przyrządu, systemu Walkera, przedstawiony jest na rys. 24, rozebrany na części skła-



Rys. 24 Odmagnesowywacz O. S. Walker Co, rozebrany.

dowe. Zasada jego jest nader prosta. Elektromagnes o rdzeniu *A* osadzony zostaje w oprawce *B*, odlanej z mosiądzu, która ma dwa czopy na końcach, na których może wirować. Pierścienie kontaktowe *C* doprowadzają prąd do cewki elektromagnesu, nawiniętej na mosiężną szpulę *D*. Jeżeli przez cewkę puścimy prąd stały—rdzeń staje się elektromagnesem o stałych biegunach. Kątowniki *E* wykonane z szeregu płytek z cienkiej blachy z miękkiego żelaza (materiału najłatwiej tracącego magnetyzm) są tak ustawione w kadłubie przyrządu, że bieguny rdzenia *A* znajdują się naprzeciwko nich, możliwie blisko, jednak nie dotykając. Gdy prąd przechodzi przez cewkę, a os rdzenia leży poziomo, w kątownikach *E* zostaje wzbudzony magnetyzm, północny w jednym, a południowy w drugim. Gdy oprawka *B* wiruje—niema zmian w wirującym rdzeniu; ale magnetyzm w kątownikach *E* zmienia się dwukrotnie podczas każdego obrotu, w zależności od tego, jaki biegun rdzenia przechodzi w danej chwili przed kątownikiem. W ten sposób zostaje wzbudzony zmienny prąd magnetyczny, posiadający, wobec naprz. 1200 obrotów na minutę oprawki, 2400 zmian na minutę, czyli, jak mówią elektrotechnicy, 20 okresów na sekundę. Magnes stały, przyłożony do biegunów tego przyrządu, traci momentalnie swój magnetyzm.

(c. d. n.)

Prof. G. SOKOLNICKI, Lwów.

Elektryczny napęd obrabiarek do metali.¹⁾

Przykład najlepiej to wyjaśni:

Dajmy na to, że mamy do pędzenia sześć różnych obrabiarek w małym zakładzie mechanicznym, gdzie one rzadko kiedy pracują współcześnie, gdzie jednak szczególnie zależy na zaoszczędzeniu kosztów zakładowych. Niech każda z obrabiarek wymaga jednakowo (dla uproszczenia zadania) po 2 KM mocy. Mamy do wyboru: sprawić jeden motor 12-konny, pędnie i odpowiednio pasy kosztem ogólnym, (licząc w walucie przedwojennej) Mk. 1520, lub też 6 motorów osobnych 2-konnych, szczególnie wolno chodzących, a więc drogich, za to jednak dających regulować swą ilość obrotów w bardzo szerokich granicach, podobnież z pasami, tylko o połowę krótszemi, za Mk. 3720. Wygoda i możliwość regulacji przechylają szalę na stronę drugiego rozwiązania, ale różnica kosztu założenia w kwocie Mk. 2200 przemawia za pierwszym. Jeżeli przyjąć 15% na oprocentowanie i umorzenie kapitału zakładowego i odpis na odnowienie, to różnica powyższa stanowi oszczędność 330 Mk. rocznie. Porównanie całkowitych rocznych kosztów ruchu ma zadecydować o wyborze.

Pomijamy tu okoliczność, że jeden motor napędowy powinien być, ściśle biorąc, nieco większy niż 6 razy po 2 KM, skoro ma do pokrycia także straty na ruch pędni. Okoliczność to drobna, prawie że bez znaczenia, bo jak przekonamy się później, pędnia nie wymaga wiele więcej nad 0,5 KM mocy. Motor 12 konny może niemal trwale chodzić o tyle przeciążony. W danym wypadku jednak o trwale pełnym obciążeniu maszyn nie może być mowy. Przeciwnie, statystyka wykazuje, że motory w warsztatach ślusarsko-mechanicznych używane są z pełnym obciążeniem, najwyżej przez 300 g. w roku. Później rozpatrzmy wpływ powiększenia liczby godzin ruchu na wynik rachunku, tymczasem zaś przyjmujemy dla każdej z obrabiarek tę ilość godzin za czas jej „używania“.

Rzecz oczywista, że urządzenie nasze nie będzie pracowało przez 300 godzin rocznie z pełnym obciążeniem, aby przez pozostałe 2100 godzin obracać się luzem bez potrzeby. Cała rzecz w tem właśnie, że obrabiarki w tego rodzaju warsztatach rzadko kiedy pracują współcześnie, ale zawsze jedna lub druga jest czynna i napęd grupowy wymaga wówczas stałego ruchu motoru i pędni. Pociąga to za sobą naturalnie pracę z pewną średnią mocą, której wielkość jednak nie da się zgóry określić. Przez to właśnie decyzja staje się trudniejsza i wymaga zastosowania wyżej opisanego rachunku. Nie odbiegniemy w nim jednak wiele od rzeczywistości, jeżeli, obliczając straty, rozłożymy ruch rzeczywisty, 2400-godzinny, z średnią mocą, na 300 godzin ruchu z pełnym obciążeniem i 2100 g. ruchu luzem.

Projektujemy ustawienie wszystkich obrabiarek w jednym rzędzie, co 2 m²⁾. Pędnia ma mieć zatem wał 12 m długi, 50 mm gruby, 7 łożysk w odstępach co 2 m, 6 kół pasowych po 500 mm średnicy i 100 mm szerokości, ważących po 22 kg do napędu obrabiarek i jedno koło, odbierające napęd z motoru, o średnicy 1000 mm i szerokości 150 mm, ważące 80 kg. Koła pędzące przyjmujemy osadzone w odstępach dwu metrowych i odda-

leniu po 500 mm od łożysk. Koło pędzone — mniej więcej po środku pędni, w takim samym odstępnie 500 mm od środkowego łożyska. Pędnia ma robić 300 obrotów na minutę.

$$\text{Moc } 12 \text{ KM} = 12 \times 75 = 900 \text{ mkg/sek.}$$

Chyżość pasa przenoszącego tę moc z motoru.

$$v = \frac{1 \cdot \pi \cdot 300}{60} = 15,7 \text{ m/sek.}$$

$$\text{Siła pociągowa } P = \frac{900}{15,7} = 57,5 \text{ kg}$$

Nacisk na wał pędni w miejscu osadzenia koła wyniesie zatem:

$$\text{przy ruchu z obciążeniem: } 3P = 172,5 \text{ kg}$$

$$\text{przy ruchu luzem: } 2P = 115 \text{ kg.}$$

Moc przenoszona na każdą z obrabiarek

$$2 \text{ KM} = 2 \times 75 = 150 \text{ mkg/sek.}$$

Chyżość pasa, przenoszącego tę moc na obrabiarkę

$$v_1 = \frac{0,5 \cdot \pi \cdot 300}{60} = 7,85 \text{ m/sek.}$$

$$\text{Siła pociągowa } P_1 = \frac{150}{7,85} = 19,1 \text{ kg}$$

Nacisk na wał pędni w miejscach osadzenia kół pędzących wyniesie zatem:

$$\text{przy ruchu z obciążeniem: } 3P_1 = 57,3 \text{ kg}$$

$$\text{przy ruchu luzem: } 2P_1 = 38,2 \text{ kg.}$$

Rozkład sił, działających w kierunku prostopadłym do osi pędni (jeżeli założymy mniej więcej prostopadle przeniesienie zarówno z motoru na pędnię, jakoteż z pędni na obrabiarki) będzie teraz następujący:

1) Pośrodku między każdymi dwoma łożyskami siła ciężkości 2 m wału, okrągło 30 kg.

2) W miejscu osadzenia koła pędzonego — jego ciężar więcej nacisk pochodzący z ciągnięcia pasa:

$$\text{przy ruchu z obciążeniem: } 80 + 172,5 = 252,5 \text{ kg}$$

$$\text{przy ruchu luzem: } 80 + 115 = 195 \text{ kg.}$$

3) W miejscach osadzenia kół pędzących — ich ciężar zwiększony o nacisk, pochodzący z ciśnienia pasów:

$$\text{przy ruchu z obciążeniem: } 22 + 57,3 = 79,3 \text{ kg}$$

$$\text{przy ruchu luzem: } 22 + 38,2 = 60,2 \text{ kg.}$$

Pomijamy mało interesujące w danym razie obliczenie momentów i ciśnień na poszczególne łożyska i stwierdzamy tylko, że suma tych ciśnień wynosi:

$$\text{przy ruchu z obciążeniem: } 34,8 + 109,3 + 109,3 + 298,8 + 172,4 + 109,3 + 74,5 = 908,4 \text{ kg}$$

$$\text{przy ruchu luzem: } 30,5 + 90,6 + 90,6 + 233,9 + 139,4 + 90,6 + 60,1 = 735 \text{ kg.}$$

Przy chyżości obwodowej wałka

$$v_2 = \frac{0,05 \cdot \pi \cdot 300}{60} = 0,785 \text{ m/sek.}$$

i współczynnika tarcia

$$\mu_1 = 0,06^3),$$

praca stracona na tarcie w łożyskach wyniesie:

przy ruchu z obciążeniem:

$$908,4 \cdot 0,06 \cdot 0,785 = 42,7 \text{ mkg/sek.}$$

$$= 42,7 \times 9,81 = 420 \text{ Wsek./sek.}$$

$$= 0,42 \text{ kWg/godz.}$$

¹⁾ por. *Mechanik* 1922, № 6, str. 144—146.

²⁾ Niektóre dane i częściowo sposób liczenia zaczerpnięty z pracy R. Jacobi'ego „Elektromotorische Antriebe“.

³⁾ Hütte, wyd. 22, tom I, str. 249.

przy ruchu luzem:

$$\begin{aligned} 735 \cdot 0,06 \cdot 0,785 &= 34,5 \text{ mkg/sek.} \\ &= 34,5 \times 9,81 = 338 \text{ Wsek./sek.} \\ &= 0,338 \text{ kWg/godz.} \end{aligned}$$

Do powyższych strat tarcia w łożyskach dodajemy straty na dwukrotne przeniesienie pasowe (spowodowane zginaniem, ślizganiem się i tarciami pasów) średnio 4% od całkowitej mocy 12 KM czyli 8,832 kW:

przy ruchu z obciążeniem $0,04 \cdot 8,832 = 0,35 \text{ kW}$
i 1% przy ruchu luzem $= 0,088 \text{ kW}$.

Łączne straty na godzinę wyniosą przeto:

przy ruchu z obciążeniem:

$$0,42 + 0,35 = 0,77 \text{ kWg/godz.}$$

przy ruchu luzem:

$$0,338 + 0,088 = 0,43 \text{ kWg/godz.}$$

a motor będzie musiał oddawać moc:

$$8,832 + 0,77 = 9,6 \text{ kW pełno obciążony}$$

i $0,43 \text{ kW}$ obracając samą pędnę.

Do obliczenia mocy przez motor pobieranej potrzebna nam jest znajomość jego współczynnika sprawności. Przy pełnym obciążeniu jest on znany z katalogu fabrycznego i wynosi dla 12-konnego motoru $\eta = 85\%$.

Dla częściowych obciążeń współczynnik ten rzadko kiedy jest dany, a nigdy nie bywa dany dla obciążeń tak małych, jak $0,43 \text{ kW} = 0,048$ mocy nominalnej.

Do obliczenia go posługujemy się wzorem¹⁾

$$\eta_x = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) b}$$

gdzie: η_x jest poszukiwana sprawność przy częściowym obciążeniu x , η — sprawność przy pełnym obciążeniu, zaś b dla maszyn o normalnej liczbie obrotów

$$b = \frac{x + \frac{1}{x}}{2},$$

gdzie x wyraża obciążenie w ułamku normalnej mocy.

W naszym przypadku, gdzie $x = 0,048$.

$$b = \frac{0,048 + \frac{1}{0,048}}{2} = 10,37$$

$$\eta_x = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{0,85} - 1\right) 10,37} = 35\%$$

Motor bierze zatem: przy ruchu z obciążeniem:

$$\frac{9,6}{0,85} = 11,3 \text{ kW}$$

przy ruchu luzem:

$$\frac{0,43}{0,35} = 1,2 \text{ kW.}$$

Ponieważ w pierwszym wypadku moc spożytkowana wynosi tylko 8,832 kW, zatem moc stracona równa się

$$11,3 - 8,832 = 2,468 \text{ kW.}$$

W drugim wypadku cała moc 1,2 kW jest stratą.

Stracona praca wyniesie:

przy ruchu z obciążeniem: $2,468 \times 300 = 740 \text{ kWg}$

przy ruchu luzem $1,2 \times 2100 = 2540 \text{ kWg}$

Całkowita strata pracy $= 3280 \text{ kWg}$

rocznie. Tyle przy napędzie grupowym.

Tej stracie przeciwstawić musimy stratę przy napędzie z osobna. Powstaje ona tylko wtedy, gdy poszczególne motory pracują, t. j. gdy pracują obrabiarki, ale nawet przy pełnym obciążeniu jest stosunkowo większa, bo sprawność małych motorów jest gorsza. Dla motoru 2-konnego $\eta = 76\%$. Tym sposobem motor, dający 2 KM $= 1,472 \text{ kW}$, bierze

$$\frac{1,472}{0,76} = 1,937 \text{ kW.}$$

Strata mocy w jednym motorze $= 0,465 \text{ kW}$, a w 6-ciu takich motorach $= 2,79 \text{ kW}$.

Do tego 2% straty na jednorazowe przeniesie pasowe z motoru na obrabiarkę

$$0,02 \cdot 1,472 \cdot 6 = 0,18 \text{ kW, co daje razem } 2,97 \text{ kW.}$$

W ciągu 300 godzin ruchu obrabiarek rocznie całkowita strata pracy wyniesie:

$$2,97 \times 300 = 891 \text{ kWg.}$$

Jak widzimy różnica na korzyść napędu osobnego wynosi

$$3280 - 891 = 2389 \text{ kWg}$$

t. j. straty roczne przy napędzie osobnym są o tyle mniejsze. Jeżeli przyjąć cenę prądu elektrycznego znowu w walucie przedwojennej, złotej, na 20 fen. za kilowatogodzinę, to korzyść powyższa wyrazi się w oszczędności rocznej:

$$2389 \cdot 0,2 = 478 \text{ Mk.}$$

przewyższającej dość znacznie przytoczoną na wstępie oszczędność na kosztach kapitału przy napędzie grupowym²⁾.

Nie trudno jest stwierdzić zależność tych stosunków od czasu używania obrabiarek. Obliczając w taki sam sposób, jak wyżej, straty pracy np. przy 600 i 1200 godzinach pracy, względnie 1800 i 1200 godzinach ruchu luźnego obrabiarek rocznie, otrzymamy sumy strat przy napędzie grupowym:

dla 600 godzin pracy:

$$2,468 \cdot 600 + 1,21 \cdot 1800 = 3660 \text{ kWg rocznie}$$

dla 1200 godzin pracy:

$$2,468 \cdot 1200 + 1,21 \cdot 1200 = 4420 \text{ kWg rocznie}$$

a przy napędzie osobnym:

dla 600 godzin pracy:

$$2,9 \cdot 600 = 1740 \text{ kWg rocznie}$$

dla 1200 godzin pracy:

$$2,9 \cdot 1200 = 3480 \text{ kWg rocznie}$$

Podczas gdy różnica na korzyść napędu osobnego przy 300 g. pracy wynosiła 2410 kWg, wynosi ona przy 600 godzinach 1920 kWg, a przy 1200 godz. już tylko 940 kWg.

Jak widzimy straty przy napędzie grupowym maleją dość nieznacznie ze wzrostem ilości godzin używania, natomiast przy napędzie osobnym rosną one wprost proporcjonalnie. Różnica maleje przeto dość szybko i ogólnie powiedzieć możemy, że korzyść materialna napędu osobnego jest tem mniejsza, im więcej godzin w ciągu roku używane są obrabiarki. W naszym wypadku równoważyć się ona będzie z korzyściami napędu grupowego przy tejże cenie 20 fen. za kWg wtedy, gdy różnica strat przy napędzie osobnym będzie mniejsza o

$$\frac{330}{0,2} = 1650 \text{ kWg}$$

²⁾ Obecne stosunki walutowe stworzyły przejściowo sytuację korzystniejszą dla napędu grupowego, ponieważ koszty inwestycyjne wzrosły w stosunku do waluty złotej około 1000-krotnie, podczas gdy cena prądu jeszcze nie tyle podrożała.

¹⁾ R. Goldschmidt „Die normalen Eigenschaften elektrischer Maschinen“, 1909, str. 64.

a to nastąpi mniej więcej przy 750 godzinach używania. Tego czasu używania obrabiarki nie osiągają nigdy w przemyśle drobnym, a nawet wogóle tam, gdzie nie ma mowy o regularnym masowym wyrobie. W przemyśle drobnym statystyka wykazuje dla motorów od 0,5 do 5 KM średni czas używania od 200 do 320 godzin rocznie, a największy 600 godzin.

Stąd drugi wniosek ogólny, że przede wszystkim w przemyśle drobnym należy być bardzo ostrożnym w stosowaniu napędu grupowego, bo zazwyczaj napęd osobny będzie tam miał wyższość.

Czas używania, ten tak ważny czynnik, stanowiący o wyborze motoru napędowego odgrywa i tu, przy wyborze rodzaju napędu, pierwszorzędna rolę.

Jak wspomniano wyżej, nieraz spotykany sposób porównania kosztów za pośrednictwem współczynników sprawności nie wystarcza i jest wadliwy. Wykażemy to zaraz na wyżej przytoczonym przykładzie.

Przedewszystkiem zachodzi trudność w określeniu współczynnika sprawności motoru elektrycznego, pracującego przy napędzie grupowym i ograniczonym czasie używania obrabiarek z pewną mocą średnią, nieraz znacznie mniejszą od normalnej. Ta moc średnia nie jest nam zwykle znana, a gdybyśmy ją nawet obliczyli w przybliżeniu, dzieląc ogólną przypuszczalną ilość kilowatogodzin użytecznie oddanych i straconych w ciągu roku przez ogólną ilość godzin ruchu, to jeszcze nie każdemu znany jest i dostępny wyżej zastosowany sposób dość dokładnego obliczenia współczynników sprawności przy obciążeniu częściowym. Następuje zwykle szacowanie „na oko”, przyczem, rozumie się, nieuniknione są poważne błędy. Wyżej zacytowany autor F. Barth przyjmuje w ten sposób współczynnik sprawności motoru 20-konnego do połowy obciążonego na 90%, zamiast, jak być powinno, 80% i wyciąga stąd, naturalnie, jaknajfalszywny wniosek.

Pozatem jednak współczynniki sprawności w danym razie bardzo mało nam mówią. W naszym przypadku przy 300, 600 i 1200 godzin używania, gdy moc użytecznie oddana wynosi 8832 Watty, względnie praca użyt. oddana: 2650, 5300 i 10600 kWg rocznie, a praca stracona: 3280, 3660 i 4420 kWg rocznie, średnia sprawność całego urządzenia daje się łatwo obliczyć i wynosi przy napędzie grupowym:

$$\text{przy 300 g. : } \frac{2650}{2650 + 3280} = 45\%$$

$$\text{przy 600 g. : } \frac{5300}{5300 + 3660} = 59\%$$

$$\text{przy 1200 g. : } \frac{10600}{10600 + 4420} = 70\%$$

Przy napędzie osobnym sprawność jest stała, bo motory pracują tylko pełno obciążone, i wynosi:

$$\frac{8832}{8832 + 2900} = 75\%$$

Czyż cyfry powyższe, gdybyśmy nawet mogli pierwsze z nich zgóry określić bez uciekania się do obliczenia kilowatogodzin straconych, czyli do całego wyżej przytoczonego rachunku, mówią nam cośkolwiek? Wprawdzie, zgodnie z rzeczywistością, napęd grupowy jest tu coraz to korzystniejszy ze zwiększającą się ilością godzin używania, ale bez żadnego przyczyniania się pod tym względem przyrostu strat przy napędzie osobnym, gdy ten jest decydujący. Wskutek tego też napęd grupowy mógłby się nam wydawać mniej korzystnym jeszcze przy 1200 godzinach używania, podczas gdy,

jak widzieliśmy tak nie jest. Jeszcze gorzej byłoby przyjąć współczynniki sprawności tylko szacunkowo. Dlatego za zasadę przyjąć musimy obliczenie, uwzględniające czas używania maszyn, a jeżeli wolno nam przytem szacować coś dla zaoszczędzenia żmudnego nieraz rachunku, to tylko straty w pędni, które ze względu na wielką zależność od dobrego zmontowania, smarowania i napięcia pasów dadzą się w większości wypadków określić z nie mniejszą dokładnością, lub przynajmniej z równie małym wpływem na ostateczny wynik empirycznie, procentowo, jak przy pomocy niezbyt pewnych współczynników tarcia.

III. Rodzaj motoru.

Jak zawsze, tak i przy wyborze motoru dla obrabiarki, należy się zapoznać przede wszystkim ze szczególnymi cechami i właściwościami ruchu maszyny, do której mamy dobrać motor. Na pierwszy plan tych właściwości wybija się u większości obrabiarek potrzeba regulacji obrotów w wyjątkowo szerokich granicach. Przytem raz nastawiona ilość obrotów powinna być ile możliwości stała, od obciążenia niezależna. Wymagają tego przede wszystkim te obrabiarki, które nie ścierają, lecz strugają obrabianym materiałem i ścinają wióry. Względ na racjonalne wyzyskanie obrabiarki nakazuje przystosowywać grubość wióra, a tem samem i chyżość cięcia, do własności materiału i narzędzi tnących. Odkąd względ ten stał się dominującym w teorii obrabiarek, zaczyna się też dążenie do udoskonalenia motorów elektrycznych w tym kierunku. Trzeba bowiem przyznać, że pierwszy okres rozwoju elektrycznego napędu obrabiarek, który zaczął się około 1900 roku, nie zastał jeszcze elektrotechniki przygotowanej na wszystkie wymagania konstruktorów obrabiarek, a z chwilą, gdy elektrotechnicy zdołali sprostać pierwszym wymaganiom, te znów wzrosły, szczególnie co do regulacji obrotów. Dopiero około roku 1904 powstała doniosła zmiana w tej dziedzinie. W roku tym zaczęto stosować t. zw. bieguny zwrotne, kompensujące oddziaływanie twornika w maszynach i motorach prądu stałego, a to dało możliwość regulacji obrotów za pośrednictwem pola magnetycznego w pożądanym bardzo szerokich granicach, dochodzących dziś do 400%, a nawet wyjątkowo i wyżej. Z motorami prądu stałego sprawa jest odtąd załatwiona, przynajmniej co do regulacji. Udoskonalenia ostatnich czasów dotyczą już tylko szybkiej zmiany kierunku obrotu i elektrycznego hamowania z oddawaniem energii zawartej w masach z powrotem do sieci. Przez daleko idącą regulację udało się uniknąć nie tylko kół stopniowych i pasów, a nawet po części trybów, ale i skomplikowanych mechanizmów do zmiany kierunku ruchu. Przez elektryczne hamowanie osiągnięto łagodne a szybkie przejście z jednego kierunku ruchu na drugi, bez uderzeń, bo przy hamowaniu elektrycznym zęby trybów przystosowują się łagodnie do nowego kierunku obrotów, zmieniając powierzchnię przykładu już w momencie wyłączenia prądu. W związku z daleko idącą regulacją możliwą się stała dowolna szybkość pracy i ruchu zwrotnego, lub zmiana jej nawet w ciągu jednego obrotu, np. przy obróbce korb i różnych innych podobnych części maszyn obrabianych z przerwami. Chyżość przy mijaniu przerw w obrabianym przedmiocie dochodzi tam do chyżości zwrotnej i zmniejsza się znów automatycznie do normalnej z chwilą wrzynania się noża. Wydajność obrabiarek zwiększyła się przez to do 35% i wyżej¹⁾.

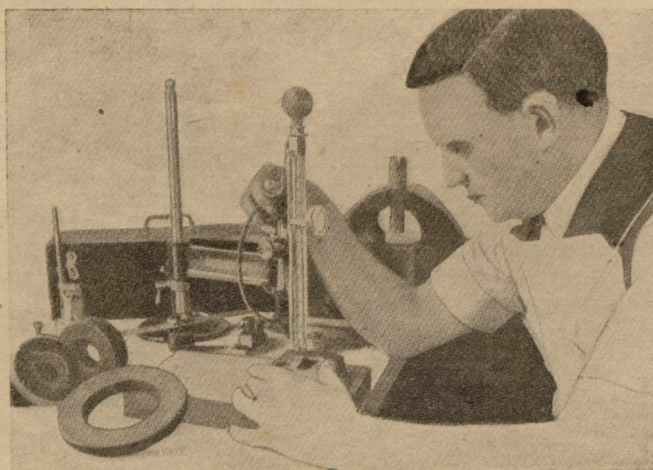
¹⁾ O. Pollok „Die Anwendung elektr. Reguliermotoren für Werkzeugmaschinen“. Werkstattstechnik, 1912.

Podczas jednak, gdy z jednej strony silono się na pełne wyzyskanie korzyści, płynących z właściwości motorów prądu stałego, technika przesyłania i rozprowadzania energii elektrycznej poszła w innym kierunku — wybrała prąd zmienny, jako do celów przesyłania energii doskonalszy. Wobec niedoskonałych do niedawna metod regulacji motorów prądu zmiennego trzeba było zachować i dalej rozwijać konstrukcję przekładni (kół stopniowych i zębatych), aż i tu elektrotechnika zwyciężyła. Kolektorowy motor prądu zmiennego

syst. Winter-Eichberg od r. 1910 do dnia dzisiejszego został udoskonalony tak dalece, że nie wiele już ustępuje motorowi bocznikowemu na prąd stały i prawie z równie dobrym skutkiem jak ten ostatni stosowany bywa wszędzie.

Ze względu jednak na odmienny charakter i zasadę działania motorów na prąd stały, przyjrzyjmy się każdemu z tych dwóch rodzajów motorów z osobna.

(c. d. n.)



M. BOGDANOWICZ, Inż. Łódź.

Sprawdzanie twardości metali przy pomocy skleroskopu „Shore’a“.

Nowożytna technika coraz więcej zależy od tworzyw, któremi się posługuje. Różne zabiegi hartowania, nawęglania, odpuszczania, uszlachetniania i t. p. zwłaszcza stali narzędziowej, których zadaniem jest nadać jej cały szereg pożądanych właściwości, związanych ze stopniem jej stwardnienia, zmuszają do posługiwania się takim przyrządem, którego wskazania byłyby możliwie dokładne, a sposób użycia jaknajbardziej odpowiadał praktyce warsztatowej.

Nie będziemy tu wchodzić w szczegóły naukowego określenia twardości, które jest sprawą dość zawiłą pod względem teoretycznym, nadmienimy tylko, że w praktyce warsztatowej wymagamy od przedmiotu „twardego“ przede wszystkim odporności na ścieranie (naprz. koła zębate, frezy) oraz wytrzymałości na zniekształcenia powierzchniowe.

Do badania tak pojętej twardości użył amerykańczyk A. T. Shore wynalezionego przez siebie przyrządu „skleroskopu“, który mierzy twardość badanego przedmiotu na podstawie odskoku sprężystego małego młoteczka od gładkiej powierzchni przedmiotu.

Na jakiej podstawie ten pomysł się opiera? I czy nie jest błędem sądzić, o twardości ze sprężystości powierzchni przedmiotu.

Otóż bliższe przyjrzenie się działaniu przyrządu sprawę oświetla z innej strony: spadający młoteczek, który ma ostrze djamentowe, odpowiednio do swej masy i szybkości grzęźnie w mniejszym lub większym stopniu w badanym materiale, zależnie od twardości powierzchni i wskutek tego zmienia się wielkość jego odskoku.

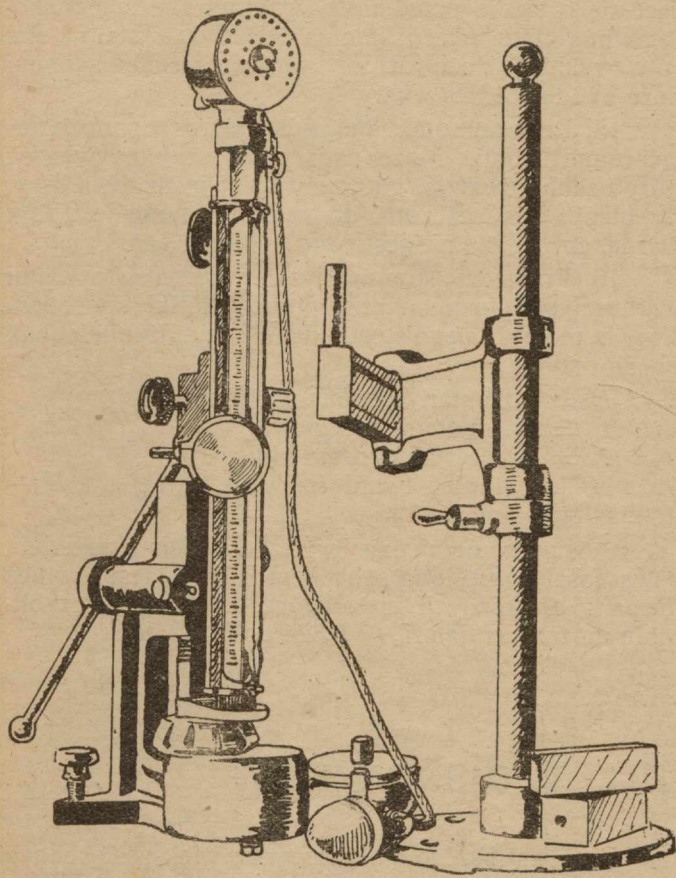
Im materiał jest bardziej miękki, tem to grzęźnięcie jest znaczniejsze i sprężysty odpór powierzchni mniejszy — młoteczek odbija się mniej wysoko; im powierzchnia twardsza, tem mniej się ona zniekształca i odskok jest wyższy.

Niedość na tem. Dla praktyki sprawą pierwszorzędnej doniosłości jest pytanie, o ile miara twardości, tą drogą otrzymana, pozwala rozstrzygnąć, czy np. ten lub ów z porównywanych materiałów jest rzeczywiście twardszy lub miękniejszy od innego.

Należy oczywiście dodać, że bierzemy pod uwagę materiały, na których zbadaniu pod względem twardości najbardziej praktyce warsztatowej zależy, a więc żelazo, stal i niektóre stopy miedzi, których odpór sprężysty jest mniej więcej jednakowy. Otóż zapomocą stosowania innych jeszcze ściślejszych metod laboratoryjnych (naprz. metoda mikroskopowa) okazało się, że można z wystarczającą dla praktyki warsztatowej dokładnością twierdzić, iż odskok młoteczka jest w samej rzeczy proporcjonalny do twardości danego przedmiotu, i że liczba otrzymana tą drogą ze skali wysokości może być uważana, jako miara twardości przedmiotu. Jednym słowem nie może się zdarzyć, aby dwa materiały z powyżej przytoczonych miały różną twardość, pomimo, że skleroskop podał w obu wypadkach tą samą liczbę. Szczególnie dokładnie stwierdza skleroskop twardość stali narzędziowej. Dokładność wskazań wzrasta przytem wraz z twardością stali.

Sam przyrząd, jak to jest widoczne z rysunku, składa się w zasadzie z zaopatrzonej w skalę szklanej rurki pionowej, w której porusza się stalowy młoteczek w kształcie walca z ostrzem djamentowym lub w kształcie walca zakończonego stożkiem, mającym stępiony zlekka wierzchołek. Młoteczek umocowany jest u samej góry w specjalnych szczękach, które za pośrednictwem pompki można rozsuwać pozwalając młotkowi spadać swobodnie na badaną powierzchnię. Po wykonaniu uderzenia młoteczek może być sprowadzony do pierwotnego położenia przez wtłoczenie do rurki powietrza zapomocą wspomnianej pompki. Młoteczek porusza się

w rurce z pewną grą, aby podczas ruchu zgęszczone powietrze mogło bokami ująć do góry, a stamtąd nazewnątrz przez odpowiednią, na czas otwartą klapkę, nie tamując jego ruchu. Badany przedmiot zamocowany jest w zacisku, który można nastawiać zapomocą widocznej na rysunku rączki na sworzniu, zakończonym kółkiem zębatym i zazębiającym się z zębatką zaciskiem. Na rysunku jest przyciśnięty gryz. Przy używaniu skleroskopu należy przestrzegać, aby przyrząd zajmował dokładnie pionowe położenie, co ułatwia zamocowanie na nim pion. Prócz tego, w razie powtarzania prób należy zmieniać miejsce uderzenia młoteczka, ponieważ materiał, zgęszczony przez pierwsze uderzenie, daje nieprawidłowe i mylne odbicie. Wysokość odskoku obserwuje się na skali przez lupę, przyczem lupa posiada wskazówkę, którą nastawia się mniej więcej w przedwidzwanym miejscu skali.



Rys. 1.

Prócz tego na rysunku pokazany jest stojak, na którym można umocować skleroskop po uwolnieniu go z podstawki zasadniczej, przy badaniu takich przedmiotów, jak naprz. koła zębate.

Zapomocą skleroskopu można badać nie tylko twardość, lecz wiele innych zjawisk z nią związanych. Wspomnijmy tu o niektórych.

Do nich należy przedewszystkiem określenie, t. zw. krytycznej temperatury hartowania, t. j. temperatury (nie wdając się w teoretyczne wyjaśnienia) w której należy dany przedmiot ostudzić. Badanie przeprowadza się w ten sposób, że próbne sztuki wkłada się jednocześnie do pieca hartowniczego, zaopatrzonego w pyrometr, i każdą sztukę ostudza się po zagrzaniu do różnych temperatur. Przedmiot, hartowany we właściwej temperaturze, okaże największą twardość skleroskopową.

Skleroskop, oczywiście, nie może wskazać, czy właściwa temperatura została osiągnięta, czy też prze-

kroczone, lecz dla praktyki warsztatowej jest to naogół bez większego znaczenia. O ile hartowana stal została przegrzana, to wyżarzenie i powtórne hartowanie naprawi błąd, jeśli zaś temperatura była za niska, należy zagrzać ją po raz drugi do wyższej temperatury.

Dużą wagę posiada t. zw. odpuszczanie. Otóż zauważono, że stal hartowana we właściwej temperaturze, czyli jak wyżej powiedziano, posiadająca najwyższą twardość skleroskopową, najwydatniej poddaje się działaniu tego zabiegu: przedmioty błędnie hartowane prawie nie tracą swych braków. Stąd wskazane jest badać twardość stali przed odpuszczeniem zapomocą skleroskopu i przedmioty niewłaściwie hartowane odrzucać.

Na zakończenie podajemy poniżej tablicę wskazującą sposób użycia i skalę twardości skleroskopu Shore'a.

Sposób użycia i skala twardości.

1. Wskazania skleroskopu oparte są na tem, że spadający zawsze z jednakowej wysokości twardy młoteczek w każdym materiale mniej lub więcej grzęźnie. W miękkim materiale grzęźnie on głębiej i odskakuje niżej.

2. Przed próbą przyrząd należy ustawić pionowo. Gładka powierzchnia przedmiotu powinna być poziomo przyciśnięta do spodu przyrządu.

3. Po każdym uderzeniu młoteczka należy zmienić miejsce uderzenia gdyż materiał w tem miejscu się zgęszcza i wykazuje większą twardość. Prócz tego młoteczek może spadać na brzeg wgłębienia i dążyć do odskakiwania w bok.

4. Normalnym młoteczkiem jest djamentowy. Młoteczek stalowy odskakuje wyżej i służy do badania miękkich materiałów. Zamiana wskazań na normalne odbywa się zapomocą współczynnika, lub tabliczki, dołączonych zwykle do aparatu.

5. Przybliżone stopnie wedł. skleroskopu Shore'a wykazuje następująca tablica:

	wyżarzony	przekuty
Ołów lany	2—5	3—7
Biały metal	4—9	—
Złoto	5	8
Srebro	6	20—30
Mosiądz lany	7—35	—
Mosiądz ciągniony	10—15	24—25
Cyna czysta lana	8	12
Bismut lany.	9	—
Platyna	10	17
Miedź lana	6	14—20
Cynk lany	8	20
Żelazo czyste	18	25—30
Miękka stal (0,15% węgla)	22	30—45
Nikel lany	31	55
Żeliwo szare	30—45	—
Żeliwo twarde	50—90	—
Stal narzędziowa (1% węgla)	30—45	40—50
„ „ (1,65% węgla)	35—40	—
Stal szybkoćna hartowana	—	70—105
Stal węglista hartowana	—	70—110
Stal wanadowa	35—45	—
Stal chromo-niklowa	47	—
Stal niklowa hartowana	—	60—95

Zastosowanie.

6. Skleroskop służy głównie do porównania różnych stopni twardości przy hartowaniu jednego i tego samego gatunku stali. Porównywanie różnych gatunków nie daje rezultatów pewnych.

7. Określenie krytycznego punktu stali. Przy hartowaniu każda stal powinna być nagrzana do określonej temperatury (punkt krytyczny pomiędzy

700 - 800° C). Aby określić tą temperaturę należy kilka kawałków stali ogrzać do rozmaitych temperatur, mierzonych zapomocą pyrometru i ostudzić nagle w warunkach ściśle jednakowych. Skleroskop wykaże, który z tych kawałków jest najtwardszy t. j. który z nich ogrzany był do punktu krytycznego. Dla przedmiotów grubszych krytyczny punkt będzie nieco wyższy niż dla przedmiotów cienkich.

8. Odpuszczanie. Frezy, rozwiertaki, gwintowniki, stemple, matryce i t. p., zwykle się odpuszcza dla zwiększenia wytrzymałości. Odpuszczanie — stosownie do potrzeby — odbywa się przy temperaturze od 130 - 300° C. Jeżeli stal przy hartowaniu nie była doprowadzona do punktu krytycznego, lub też była przegrzana, to po odpuszczeniu wykazuje twardość mniejszą. Dlatego należałoby próbować stal hartowaną przed jej odpuszczeniem.

9. Stal szybko tnąca. Jeżeli nagrzewanie przy hartowaniu (przy temperaturze 1000° i wyżej) odbywa się dłużej to stal traci na twardości. Należy nagrzewać powoli aż do koloru jasno czerwonego a potem szybko aż do białości i ostudzić zaraz. Jeżeli skleroskop wykazuje twardość mniejszą od twardości właściwej danej stali, to znaczy, że stal była hartowaną wadliwie.

10. Nawęglanie. Wysokość odskakiwania młoteczka wzrasta wraz z grubością warstwy nawęglonej. Można więc ze wskazań skleroskopu sądzić o głębokości nawęglania; nie można jednak wskazań stali hartowanej zapomocą nawęglania powierzchniowego porównywać ze wskazaniami, jakie wykazuje stal nawskroś hartowana.

11. Zapomocą skleroskopu można porównywać z sobą i oceniać rozmaite materiały nawęglające. W tym celu określa się stopień twardości kawałków wstali jednego gatunku nawęglonych zapomocą różnych materiałów nawęglających.

12. Próbowanie surowych materiałów. Do przeróbki materiału prętowego na rewolwerówkach i automatach ważne jest aby twardość materiału była jednakowa we wszystkich prętach; w przeciwnym razie

narzędzia specjalne ulegają szybkiemu zniszczeniu. Materiał taki może być próbowany nawet na składach skleroskopem trzymany w rękę bez podtrzymki. Również materiał do wyciskania i prasowania winien posiadać twardość określoną, aby nie powodował szybkiego zużywania się narzędzi i posiadał dostateczną plastyczność.

13. Próba stopów metalowych. W pewnych razach można określić stosunek części składowych stopu. Naprzykład stop mosiądzu i cyny wykazuje następujące rezultaty:

Miedź %	100	90	80	70	65
Cyny %	0	10	20	30	35
Stopień według skleroskopu	6	17	32	43	44

14. Badanie powierzchni trących się po sobie. W łożyskach, cylindrach, suwakach, przewodnicach zużywanie się materiału jest znaczniejsze, jeżeli trące się o siebie przedmioty wykonywane z jednakowego materiału żelazo lane na żelazo lane, stal na stal i t. p. wykazują dużą różnicę twardości. Skleroskopem może być ta różnica wykryta.

15. Przy zakupie materiałów skleroskop może oddać cenne usługi. Może naprzykład szybko wykazać który z zaofiarowanych gatunków spiżu jest najtwardszy, czy blacha przeznaczona do wyciskania nie jest zbyt twarda, czy żelazo nie jest zbyt miękkie i t. p.

16. Pomiędzy stopniami skleroskopu i stopniami twardości otrzymanymi przy pomocy kulki sposobem Brinella niema stałego stosunku. W przybliżeniu jednak można przyjąć:

$H_B : H_S = 7$ dla stali Siemens-Martenskiej
 $H_B : H_S = 9-10$ dla stali tyglowej
 $H_B : H_S = 10$ dla stali chromo-niklowej
 gdzie H_B jest stopień twardości wedł. Brinella, a H_S — stop. skleroskopu.

Stosunek pomiędzy wytrzymałością materiału a twardością określoną sposobem Brinella jest również rozmaity dla różnych materiałów. Dla stali w przybliżeniu można przyjąć $K_s = 0,324$ do $0,362 H_B$.

Obrabiarki z Demobilu Wojskowego.

W ciągu ostatnich tygodni Redakcja otrzymała kilka listów w sprawie demobilu obrabiarkowego w Aleksandrowie Kujawskim. Po zasięgnięciu bliższych informacji możemy udzielić pierwszej odpowiedzi zainteresowanym przemysłowcom, licząc na dalsze informacje i wymianę poglądów w tej ważnej sprawie ze strony czytelników *Mechanika*.

Obrabiarek pozostaje w składach po komorze celnej w Aleksandrowie Kujawskim około trzech tysięcy. Ze względu na przeładowanie składów skrzyniami i przewlekanie odbioru zabieranych z powrotem przez władze wojskowe maszyn, znakomita ich większość nie została dotychczas rozpakowana. Racjonalny podział całości utrudnia ta okoliczność, że spisy maszyn, sporządzone w swoim czasie przez niefachowców z wojskowej misji zakupów, są zasadniczo błędne. Sądząc z wyładowanych dotychczas kilkuset skrzyń, materiał jest pierwszorzędny, obejmuje zarówno maszyny lekkie, jak i ciężkie, najlepszych wytwórni amerykańskich, francuskich i angielskich. Dzięki skrzyniom z podwójnymi ścianami i nadzwyczaj starannemu opakowaniu amerykańskiemu, obrabiarki pomimo kilkakrotnego ich przeładowania nie zostały uszkodzone. Pewien procent

obrabiaerek jest bardzo zniszczonych; większość jednak przywieziona z Ameryki do Francji została rozpakowana dopiero w Aleksandrowie i jest zupełnie nowa.

O podziale demobilu zdecydowała Rada Ministrów, dając pierwszeństwo wojskowości, następnie szkolnictwu zawodowemu, kolejnictwu, a w ostatnim rzędzie przemysłowi prywatnemu.

Przy znanej powolności działania władz wojskowych odwieka to demobilizację obrabiarkową do nieskończoności. Wobec tego, że wydział przemysłu wojennego M. S. Wojsk. nie może zaspokoić istotnych potrzeb wytwórni wojskowych, ratuje on sytuację szafowaniem obrabiarek demobilowych. W ten sposób ciężkie obrabiarki wędrują do wytwórni lekkich masowych przedmiotów. Niektóre wytwórnie rządowe, nie pomne na to, że państwo polskie obowiązuje dziś zasada oszczędności i racjonalnego zużytkowania cennego kapitału technicznego i że w Polsce musi każdy człowiek i każda maszyna pracować, żądają przydziału obrabiarek, jakkolwiek wiedzą, że nie będą one uruchomione zaraz lub, co gorsze, biorą maszyny dla nich zbędne, uważając je za przedmiot wymiany

na inne maszyny, o które nie mogą się doprosić u odpowiednich władz.

Przemysł zdaje sobie sprawę, że otrzymanie obrabiarek z demobilu połączone jest z wielkimi trudnościami i woli iść po linii najmniejszego oporu i żądać kredytów na zakup obrabiarek w Niemczech. A ponieważ państwu zależy na wagonach, lokomotywach i t. p. przedmiotach, a z drugiej strony posiada bezrobotnych, przeto kredyty przyznaje.

Głos w sprawie demobilu obrabiarkowego musi zabrać Ministerstwo Przemysłu i Handlu. Również i Ministerstwo Skarbu ma tu dużo do powiedzenia, gdyż wartość demobilu obrabiarkowego oszacować

można w przybliżeniu na pięć do sześciu miliardów marek. O ile demobil będzie marnowany jak obecnie i opóźniony, państwo będzie musiało wydać omawianą kwotę na zakupy w Niemczech, wobec odczuwanego powszechnie braku obrabiarek.

Przy sposobności należy zaznaczyć dziwną rolę sejmowych obrońców przemysłu. Gdy szło o obronę zysków fabrykantów tytoniowych zmobilizowali oni cały sejm. Gdy idzie o sprawę bez wątplenia ważniejszą dla rozwoju przemysłu, milczą, aczkolwiek sprężyste pokierowanie demobilem obrabiarkowym wpłynęłoby na wzmożenie naszej wytwórczości, powstrzymałoby przywóz maszyn zagranicznych i przyczyniłoby się do podniesienia spadającej waluty.

BRUNER ZYGMUNT, Inż.

Charakterystyki obrabiarek.

1. Frezarka uniwersalna.

Przy konstrukcji obrabiarek ważną jest rzeczą zdobyć dane liczbowe, dotyczące się napędu mechanicznego maszyn już zbudowanych i dobrze pracujących. Podamy przeto kolejno szereg schematów napędu pierwszorzędnych obrabiarek amerykańskich, i przeliczeń wykonanych w Centralnem Biurze Konstrukcyjnem Stowarzyszenia Mechaników w Pruszkowie. Jako najciekawsze omawiam w tym artykule przeliczenie frezarki uniwersalnej firmy Brown and Sharpe, Providence, U. S. A.

Rysunek 1 uwidoczni całkowity schemat mechanizmów zarówno napędu wrzeciona, jak również automatycznych posuwów stołu.

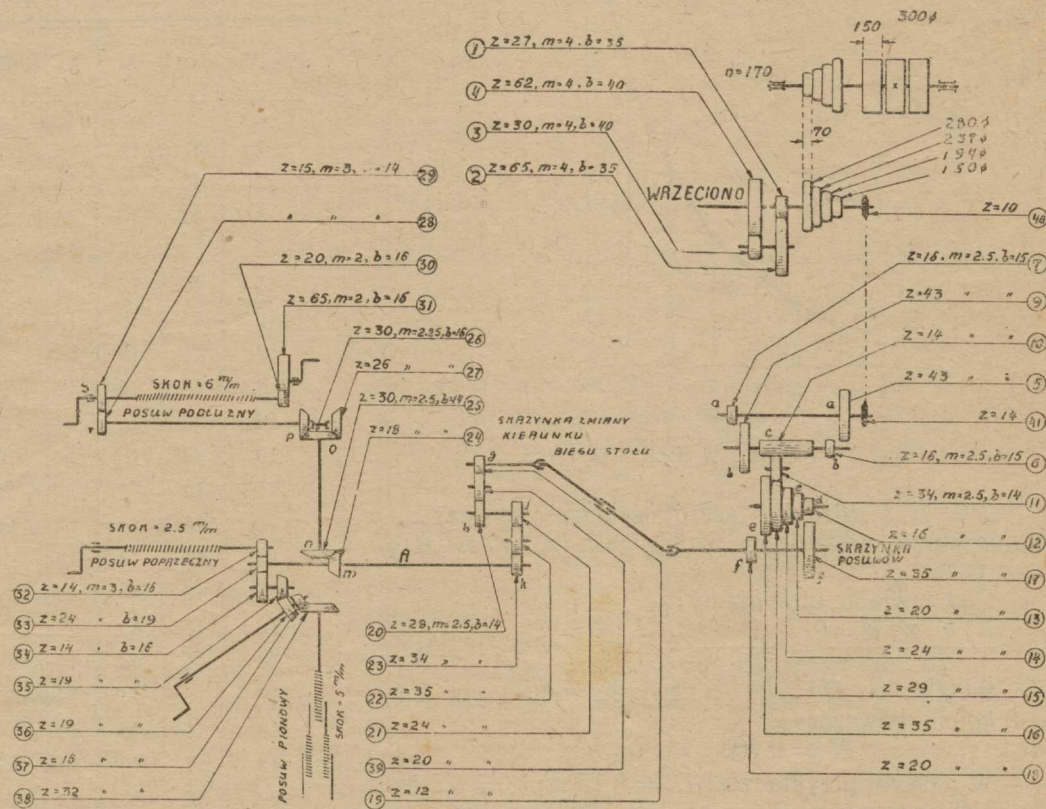
Początkowo omówimy napęd wrzeciona. Ruch przynosi się tu po przez czterostopniowe koło pasowe i ewentualną przystawkę z dwóch par kół zębatach. Średnice koła pasowego wynoszą: 280, 237, 194 i 150 mm. Przez zachowanie stałego spadku na średnicy zapewniono prawidłową pracę pasa; układ jednak powyższy odbiega nieco od przyjętej zasady stopniowania szybkości według postępu geometrycznego, co jest widoczne ze stosunków kolejnych średnic:

$$\varphi = \frac{280}{237} = 1,17; \frac{237}{194} = 1,22; \frac{194}{150} = 1,29.$$

Do sprawdzania egzystującej konstrukcji, bardzo wygodną metodą liczenia jest metoda tablicowa, szczególnie przy użyciu suwaka logarytmicznego. Obliczenie idzie wówczas nadzwyczaj szybko, pewnie i wszelkie możliwe błędy odrazu dają się wykryć, przez to, iż tworzą one w szeregach tablicy przerwy ciągłości.

W tabelicy I-ej zestawiono układ prędkości wrzeciona od najmniejszych do największych (przyjmując liczbę obrotów przystawki $n_p = 170$).

Wyniki tabelicy I-ej ujęto w wykres (rys. 2), gdzie na osi odciętych odłożono w równych odstępach kolejno stopnie, podczas gdy na osi rzędnych — liczby obrotów wrzeciona.



Rys. 1. Schemat mechanizmów napędu wrzeciona i automatycznych posuwów stołu frezarki uniwersalnej Brown and Sharpe.

Otrzymana krzywa nie tworzy zupełnie prawidłowej paraboli. Załamania pochodzą z niezbyt prawidłowo dobranych średnic koła pasowego — jednakże odstępstwa są drobne, wobec czego układ napędu uznajemy za wystarczająco prawidłowy.

Moc, spotrzebowywana przez maszynę, jest największa, gdy pas pracuje na najmniejszym stopniu koła pasowego maszyny. Wówczas mamy zależność:

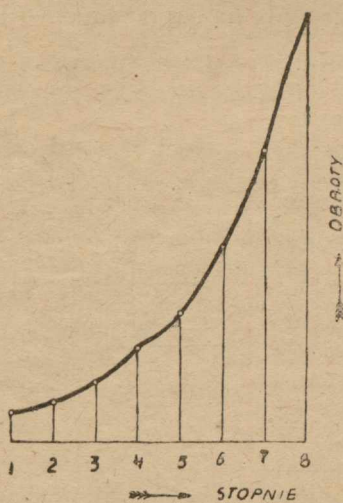
$$75 \cdot N = P \cdot v$$

gdzie N — moc w koniach, P — siła przenoszona przez pas (w kg), zaś v — szybkość pasa (w $m/sec.$)

$$v = \frac{\pi \cdot D^m \cdot n}{60}, \text{ gdzie } D — \text{średnica najmniejszego stopnia w metrach, } n — \text{liczba obrotów koła na minutę.}$$

TABLICA I.

	Średnica koła pasowego na maszynie		$\frac{Dm}{Dp}$	Z uwzględnieniem przystawki zębatej $5 \frac{Dm}{Dp} = m$	Liczba obrotów wrzeciona $n_w = \frac{n_p}{m}$	Wykładnik postępu geometrycznego φ
	Dm	przystawce Dp				
1	280	150	1,86	9,25	18,5	
2	237	194	1,22	6,05	28	1,46
3	194	237	0,82	4,07	42	1,50
4	150	280	0,535	2,66	64	1,52
5	280	150	1,86		91	1,43
6	237	194	1,22		139	1,54
7	194	237	0,82		207	1,49
8	150	280	0,535		318	1,54



Rys. 2. Tablica I w postaci wykresu.

$P = k \cdot b$, gdzie b — szerokość pasa w cm , zaś k — współczynnik, wyrażający naciąg pasa (w kg/cm szerokości pasa).

Podstawiając otrzymamy:

$$N = \frac{k \cdot b \cdot \pi \cdot D \cdot n}{75 \cdot 60} = \frac{\pi}{75 \cdot 60} \cdot k \cdot D^m \cdot b^{cm} \cdot n \text{ zatem}$$

$N = 0,0007 \cdot k \cdot D^m \cdot b^{cm} \cdot n$ zwykle w praktyce $k = 7-9 \text{ kg/cm}$ wówczas

$$N = 0,005 \cdot D \cdot b \cdot n$$

W naszym przykładzie: $D = 0,15 \text{ m}$; $b = 6,5 \text{ cm}$; $n = 318$ na min.

$$N = 0,005 \cdot 0,15 \cdot 6,5 \cdot 318 = 1,5 \text{ KM.}$$

Sprawdzenia wytrzymałości kół zębatach dokonywamy znowu metodą tablicową (tablica II). Moment przenoszony przez koło № 1 liczę wzorem: $M = P \cdot r = k \cdot b \cdot \frac{D}{2} = 7 \cdot 6,5 \cdot \frac{D}{2} = 45,5 \cdot \frac{D}{2}$; dla biegu najwolniejszego, podczas którego koła zębata najciężej pracują — $D = 280$,

$$M \cong 650 \text{ kg} \cdot \text{cm.}$$

Momenty przenoszone przez koła następne (2, 3, 4) przeliczam odwrotnie proporcjonalnie do liczb obrotów.

TABLICA II.

№ kolejny kół	Liczba zębów	Moduł	Liczba obrotów przy najwoln. biegu n	Moment przenoszony wówczas przez koło	$\frac{D}{2}$ cm	Wyliczona siła obwodowa $P = \frac{2M}{D}$	Rachunek wg. tablicy Lewisa			
							P_1	b mm	$b/10$ m	k'
1	27	4	91,0	650	5,4	120	50	35	0,88	2,7
2	65	4	38,0	1560	13,0	120	57	35	0,88	2,4
3	30	4	38,0	1560	6,0	260	51	40	1	5,0
4	62	4	18,5	3200	12,4	260	57	40	1	4,6

Z wyliczonej siły obwodowej, według tablic Lewisa¹⁾ otrzymuję współczynnik k'

$$P = P_1 \cdot \frac{b}{10 \text{ m}} \cdot k'; \text{ ztąd } k' = \frac{P}{P_1 \cdot b/10 \text{ m}} \text{ kg/mm}^2$$

Jak widać z wyników rachunku, najwięcej obciążone jest koło № 3, jednakże nawet w tych warunkach śmiało mogłoby ono być wykonane z żeliwa; jedynie względem tego, iż do rachunku przyjęliśmy dolną wartość współczynnika k naciągu pasa i dla zwiększenia bezpieczeństwa konstrukcji powinniśmy koło № 3 zbudować ze stali kutej.

TABLICA III.

Posuw	a	b	c	d	e	f	i_1	s	φ
1	43	16	14	16	35	20	4,1	3,7	1,24
2	43	16	14	20	35	20	3,3	3,0	1,20
3	43	16	14	24	35	20	2,74	2,5	1,20
4	43	16	14	29	35	20	2,27	2,1	1,20
5	43	16	14	35	35	20	1,88	1,7	1,40
6	43	16	14	16	20	35	1,34	1,2	1,24
7	43	16	14	20	20	35	1,08	0,97	1,20
8	43	16	14	24	20	35	0,90	0,82	1,21
9	43	16	14	29	20	35	0,74	0,67	1,21
10	43	16	14	35	20	35	0,61	0,55	1,07
11	16	43	14	16	35	20	0,57	0,52	1,25
12	16	43	14	20	35	20	0,45	0,41	1,20
13	16	43	14	24	35	20	0,38	0,34	1,21
14	16	43	14	29	35	20	0,314	0,29	1,25
15	16	43	14	35	35	20	0,250	0,23	1,34
16	16	43	14	16	20	35	0,186	0,17	1,25
17	16	43	14	20	20	35	0,149	0,135	1,20
18	16	43	14	24	20	35	0,124	0,115	1,20
19	16	43	14	29	20	35	0,103	0,092	1,21
20	16	43	14	35	20	35	0,085	0,075	

Co się tyczy sprawdzenia napędu posuwów automatycznych, to znowu uciec się tu musiano do tablicy III.

Pozycje a, b, c, d, e, f podają kolejno liczby zębów kół od № 5 do № 18, ułożone w takim porządku, iż stosunek przeniesienia $i_1 = \frac{a \cdot c \cdot e}{b \cdot d \cdot f}$ daje ciągły szereg liczb malejących. Stosunek przekładni łańcuchowej między wrzecionem a skrzynką biegów i kół skrzynki

¹⁾ por. *Mechanik* r. 1921, str. 55—57 i 103—104.

zmiany kierunku posuwu (koła od № 19 do № 23) daje się ująć wyrażeniem

$$i_2 = \frac{10 \cdot 12 \cdot 24}{14 \cdot 28 \cdot 34} = 0,216.$$

Stąd ostateczny stosunek obrotów wału A względem obrotów wrzeciona maszyny wyraża się:

$$\frac{n_A}{n_{wrzec.}} = J_A = i_1 \cdot i_2.$$

Stosunek przeniesienia układu kół № 24 do № 29:

$$i_3 = \frac{18 \cdot 30 \cdot 15}{30 \cdot 26 \cdot 15} = 0,7.$$

Zatem posuw podłużny = Spodł. = Skok śruby · $i_3 \cdot J_A$.
 $S_{podł.} = S_1 \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = i_1 \cdot 6 \cdot 0,216 \cdot 0,7 \cong 0,91 \cdot i_1$

Dla posuwu poprzecznego $i_4 = \frac{24}{14} = 1,7$ (koła № 33, 32).

$S_{poprz.} = S_2 \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_4 = i_1 \cdot 2,5 \cdot 0,216 \cdot 1,7 \cong 0,91 \cdot i_1$.

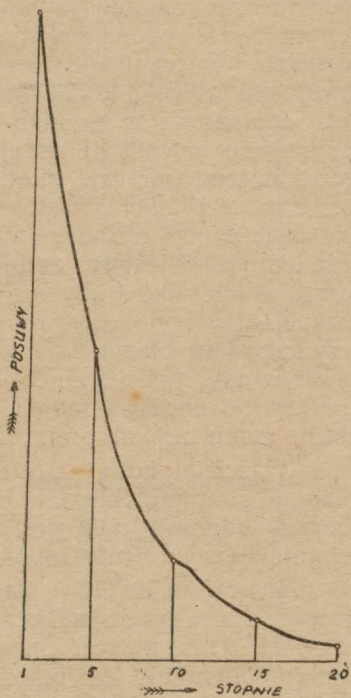
Dla posuwu pionowego $i_5 = \frac{24 \cdot 19 \cdot 16}{14 \cdot 19 \cdot 32} = 8,5$ (koła № 33 do № 38).

$S_{pion.} = S_3 \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_5 = i_1 \cdot 5 \cdot 0,216 \cdot 8,5 \cong 0,91 \cdot i_1$.

Jak widzimy, wszystkie posuwy wypadają jednakowe, koła zatem dobrane są prawidłowo; dalszem sprawdzeniem jest wyliczenie dla każdego posuwu współczynnika postępu geometrycznego φ i wykres parabol posuwów. Naogół wyniki są względnie zadawalniające (rys. 3).

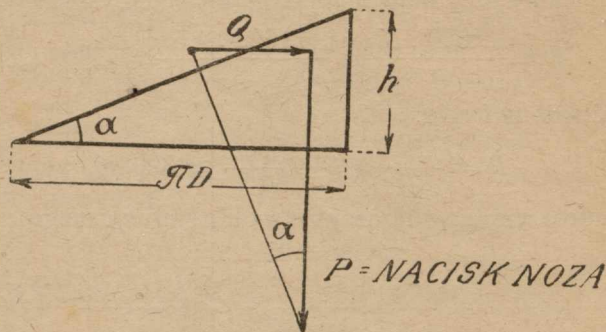
Sprawdzenia wytrzymałości 39-ciu kół zębatych, przenoszących ruch posuwu, odbyło się przy pomocy tablicy IV-ej (podanej ze względu na brak miejsca tylko częściowo). Z modułu, liczby zębów i szerokości koła wyliczono podług tablic Lewis'a siły i moment, jakie każde poszczególne koło może przenosić.

W rubrykach a do k podano liczby zębów kół, które przenoszą ruch od koła badanego aż do wału A — wielkość i_A — wyraża nam stosunek tegoż przeniesienia.



Rys. 3. Tablica III w postaci wykresu.

Mnożąc moment (Mo), jaki dane koło może bezpiecznie przenieść, przez ów stosunek i_A — otrzymujemy moment (M_A), sprowadzony do wału A; dalej, dzieląc go przez i_3 względnie i_4 lub i_5 otrzymamy moment M_3 , M_4 lub M_5 na odpowiednich śrubach pociągowych. Oczywiście najmniejszy z tych momentów da nam na każdej śrubie pociągowej największą siłę, jaką możemy przez ową śrubę przenosić (maksymalny nacisk od freza).



Rys. 4. Sprawdzenie obciążeń pociągowych.

W kierunku podłużnym koło № 29 dało moment najmniejszy = $M_1 = 385 \text{ kg} \cdot \text{cm}$ (koło to jest najsilniej obciążone). Z teorii śruby otrzymujemy (rys. 4):

$$\text{tg } \alpha = \frac{h}{\pi D}$$

$$M = Q \cdot \frac{D}{2}; \quad \frac{Q}{P} = \text{tg } \alpha$$

$$\text{Stąd } P = \frac{Q}{\text{tg } \alpha} = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi D}{D \cdot h} = \frac{2 M \pi}{h}$$

$$\text{W naszym przykładzie } P = \frac{2 \cdot 385 \cdot \pi}{0,6} = 4000 \text{ kg}.$$

Jeżeli policzyć śruby na rozerwanie, to otrzymamy:

$$k_r = \frac{P}{\frac{\pi \delta^2}{4}} = \frac{4000}{2,8} = 1400 \text{ kg/cm}^2,$$

co jest wogóle jeszcze wielkością dopuszczalną (przy stosowaniu doborowej stali); podobnie nacisk na zwojach nakrętki wypada = 190 kg/cm^2 w granicach praktycznego stosowania.

Naogół jednak zaznaczyć należy, iż siły takie przy frezowaniu nie występują, jak to wskaże dalsze obliczenie, wskutek czego możnaby, wnioskując z tablicy IV-ej, tylko koła małe i położone blisko śruby pociągowej budować ze stali, resztę zaś kół, dla których momenty M wypadły stosunkowo duże, budować z żelaza lanego.

Zaznaczyć tu należy dla ścisłości, iż przy obliczeniu powyższem uwzględniono jedynie warunki statycz-

TABLICA IV.
Przyjęto dla stali $K = 17,5$.

№ koła	m	z	b	b/10 m	z tablic Lewis'a		D/2	Mo	a	b	c	d	e	f	g	h	j	k	i_A	M_A	M_1
					P_1	P															
5	2,5	43	15	0,6	21	220	5,4	1190	43	16	14	35	20	35	12	28	24	34	5,4	6400	9200
6	2,5	16	15	0,6	16	168	2	336			14	35	20	35	12	28	24	34	14,5	4900	7000
7	2,5	16	15	0,6	16	168	2	336	16	43	14	35	20	35	12	28	24	34	39	13000	18600
9	2,5	43	15	0,6	21	220	5,4	1190			14	35	20	35	12	28	24	34	14,5	17300	25000
10	2,5	14	14	0,56	16	156	1,75	272			14	35	20	35	12	28	24	34	14,5	3900	5600
11	2,5	34	14	0,56	20	195	4,2	820			14	35	20	35	12	28	24	34	14,5	11900	17000
12	2,5	16	14	0,56	16	156	2	312					20	35	12	28	24	34	5,8	1800	2600

nej równowagi momentów; gdyby wprowadzić tu warunki ruchu, a zatem ruchu mas mechanizmów i skutki użyteczne — warunki pracy owych kół zmieniłyby się. Jednakowoż, jako rachunek orientacyjny, rachunek nasz jest wystarczająco ścisły.

Pozostawałoby obecnie zbadać, jakie siły działają na frez i jakie ilości wiórów możnaby zdzierać na godzinę.

Przyjmując największą średnicę freza $D = 300 \text{ mm}$ otrzymamy przy najwolniejszych obrotach

$$M = \frac{71620 \cdot N}{n} = \frac{71620 \cdot 1,5}{18,5} = 5800 \text{ kg.}$$

Stąd siła na frezie:

$$P = \frac{M \cdot 2}{D} = \frac{2 \cdot 5800}{30} \cong 390 \text{ kg.}$$

Przekrój wióra wyliczymy ze wzoru empirycznego

$$f \cdot v = 25 \cdot N$$

gdzie f oznacza przekrój wióra w kwadratowych mm ; v oznacza posuw w metrach na sekundę (średnio = $0,025 \text{ m/sek.}$); N oznacza liczbę koni mech. dostarczanych na pasie¹⁾.

U nas:

$$f = \frac{25 \cdot 1,5}{0,025} = 1500 \text{ mm}^2.$$

Waga wiórów zdzieranych w ciągu godziny (γ — ciężar własny żelaza)

$$G = f \cdot v \cdot 60 \cdot \gamma = 15 \cdot 2,5 \cdot 60 \cdot 7,2 \cdot \frac{1}{1000} \cong 16 \text{ kg,}$$

co daje na 1 konia mechanicznego

$$\frac{G}{N} = \frac{16}{1,5} = 10,8 \text{ kg/KM.}$$

¹⁾ por. J. Piotrowski, — „Metoda obliczania czasu roboczego na obrabiarkach“.

Z warsztatów i pracowni.

I.

Nieumiejętna naprawa kotłów parowych.

Że naprawa uszkodzeń kotłów parowych nie należy do rzeczy łatwych, że bardzo często wymaga większej znajomości fachu, aniżeli budowa kotłów nowych, jest tu już dawno uznane. A jednak do tego wniosku dochodzą ludzie nieraz bardzo drogim kosztem. Szczególnie dotyczy to średniego i drobnego przemysłu.

Dwa przykłady z ostatnich czasów niech posłużą ku przestrodze tych, którzy lekkomyślnie traktują uszkodzenia kotłów parowych.

Pierwszy wypadek zdarzył się z kotłem wodnorurkowym o 20 m^2 pow. ogrz. i 8 atm. ciśnienia roboczego. Górny walczak w czasie pracy ujawniał nieszczelności, powołano przeto pierwszego z brzegu majstra, który zapewnił, że się zna na rzeczy. Ponieważ obiecał, że naprawi tanio i prędko, zgoda stanęła odrazu. Zjął on obmurze, obnażając podłużny szew walczaka, uszczelnił go, pokrył napowrót obmurzem i pobrał zapłatę. Wkrótce jednak nieszczelności zjawily się ponownie i zostały przez tegoż majstra w ten sam sposób usunięte. W parę dni po ostatniej „naprawie“ fabryka nagle stanęła, gdyż nie można było utrzymać ciśnienia pary w kotle.

Teraz dopiero wezwano inżyniera ze Stowarzyszenia kotłowego. Nieszczelność musiała być znaczna, gdyż słychać było głośny szum pary w kanałach dymowych. Ogień został wygarnięty, kocioł zlekka ostudzony poczem usiłowano dokonać próby zapomocą ciśnienia. Próba ta się niepowiodła, gdyż nawet bez ciśnienia woda wydobywała się obficie ze szwa podłużnego. Po zdjęciu obmurowania okazało się, że szew ten na długości jednego metra, i środkowy szew poprzeczny od miejsca zbiegu 3-ch blach (weksła) były tak solidnie „doszczelnione“, że aż krawędzie blach się odwinęły.

Dalszej naprawy podjął się odpowiedzialny warsztat kotlarski. Po ścięciu krawędzi blach, przy ponownym doszczelnianiu zauważono na szwie poprzecznym pomiędzy nitami, tuż przy szwie podłużnym, rysę długości 80 mm , którą niedawno miedzią zaklinowano. Trzeba więc było wyciąć uszkodzoną blachę płaszczą i dać łatę znaczniejszych rozmiarów, co wywołało duży koszt i doprowadziły do kapitalnego osłabienia kotła.

Drugi przykład dotyczy lokomobili rolniczej od młocarni. Lokomobila ta była często wypożyczana sąsiadom i przewożona po złych drogach, grudzie i kamieniach. W rezultacie ciekły stale śruby, mocujące osadę osi prawego koła z płaszczem skrzyni paleniskowej. Znalazł się w pobliżu kowal, wyrocznia okolicy w sprawach mechaniki wszelkiej, który podjął się nieszczęściu temu zaradzić. Ponieważ posiadał aparat do spawania acetylenem, zastosował go w tym wypadku zalewając śruby osady, aby raz na zawsze nieszczelność usunąć. Niestety, najbliższe rozpalenie kotła pokazało, że nietylko śruby nie „trzymają“ ale na ścianie bocznej zjawił się cały szereg miejsc nieszczelnych. Przy spawaniu blacha ściany została przepalona. Powstały w niej rysy i pęknięcia. Jedynie więc gruntowna i kosztowna naprawa mogła obecnie doprowadzić kocioł do stanu używalności.

Właściciel kotła płaci za swą lekkomyślność poważnymi stratami. Surowiej jednak oceniać należy brak poczucia odpowiedzialności, z jakim liczni partacze podejmują się wykonania robót, do których nie dorośli.

Naprawa kotłów parowych powinna być powierzana specjalistom, świadomym swej odpowiedzialności. Chodzi bowiem nietylko o wydatek niepotrzebny lecz przede wszystkim o życie ludzkie i o całość przedsiębiorstwa.

(Zeitschrift d. Bayerischen Revisions-Vereins).

II.

Pytania i odpowiedzi.

W sprawie ukształtowania kamieni ślizgowych w stawidłach jarzmowych (kulisowych).

Pytanie 5. Czy kamień ślizgowy kulisy do maszyn parowych musi być sześcioboczny, czy nie mógłby być okrągły, t. j. w kształcie walca? Zapytuję, ponieważ sądzę że w tym wypadku, obróbka wypadłaby taniej, bo można by kulisę na gryzarcze wygryzować, potem wyszlifować, kamień po obtoczeniu też i główna a uciążliwa praca na imadle odpadłaby. Nie trzebaby kulisy po wydłutowaniu wykańczać pilnikiem pg. wzorca. A i z kamieniem tyle roboty, że aż strach. Piłuj go jak ze strugarki przyjdzie. Przecież to szkoda czasu. Czy to się wszędzie tak robi? A z ustawianiem mimośrodków jak się ma sprawa? Sądzę, że gdy

mimośrodody raz się ustawi (przy prowizorycznym zaklinowaniu) celem ustawienia suwaków, to się już nie powinno w tę i w ową stronę ich pobijać, ponieważ powinny być one w stosunku do korbby pod pewnym kątem ustawione. Pod jakim kątem?

Czytelnik R. T. w G. Marjampolskim.

Odpowiedź. W normalnych konstrukcjach stawideł jarzmowych (kulisowych) kamień ślizgowy powinien mieć kształt zbliżony do kostki, gdyż wtedy płaszczyzna przylegania kamienia do jarzma jest dostosowana do przejmowania nacisków pochodzących od mechanizmu stawidłowego, a działających na kamień. Gdyby kamień ślizgowy był okrągły to płaszczyzna, na której następuje zetknięcie dwu tych elementów, więc kamienia i jarzma, zredukowałaby się do linii prostej, a znaczne naciski i drgania występujące w ruchu rychło zmieniłyby okrągły kamień na wieloboczny i zużyłyby szybko wewnętrzną powierzchnię ślizgową jarzma. Spotykamy nawrotnice i o odmiennych jarzmach np. Kłotza, gdzie kamień ślizgowy obejmuje jarzmo, mające kształt podwójnej litery T. Dopasowanie kamienia jest tu znacznie uproszczone.

Co do mimośrodołów, to muszą być one zaklinowane względem korb pod stałymi kątami, wynikającymi z danej konstrukcji. Położenie ich nie może ulegać zmianie przy ustawianiu suwaków. Postępujemy się tu jedynie: 1) skróceniem lub wydłużeniem drążka suwakowego, 2) zmianą długości drążków mimośrodołów, włączając dopasowane blaszki pomiędzy łby drążków i pierścieni mimośrodołów. Wielkość kątów pod jakimi zaklinowane są mimośrodoły względem korb zależy od wyprzedzenia liniowego suwaka i początku ekspansji, które przy projektowaniu danego stawidła założono. Ponowne określenie tego kąta dałoby się skutecznie przez wykreślenie wykresów suwakowych, przyczem należałoby wprowadzić najczęściej stosowane napełnienie.

Zrzeszenie Administracji Technicznej Warsztatów i Parowozowni Polskich Kolei Państwowych.

Drukujemy poniżej komunikat Zrzeszenia życząc ze swej strony tej organizacji jaknajpomyślniejszego rozwoju i wyrażając nadzieję, że działalność Zrzeszenia zaznaczy się niejednokrotnie i na łamach *Mechanika* w postaci artykułów i krótszych notatek z zakresu techniki kolejowej tej pierwszorzędnej i podstawowej gałęzi naszego życia gospodarczego i przemysłowego.

Z inicjatywy Sekcji Wermistrzów Małopolskich został zwołany w Krakowie dnia 12 lutego b. r. I Ogólny Zjazd pracowników administracyjnych z zamiarem opracowania memorjału o potrzebach i celach Zrzeszenia. Zjazd ten jako organizacyjny, powołał w tym celu specjalną komisję. Na II Zjeździe, odbytym w Warszawie dn. 26 marca, w myśl uchwały I Zjazdu, zdecydowano złożyć rozpatrzone na Zjeździe memorjał Ministerstwu Kolei i Półśom za pośrednictwem delegacji z trzech dzielnic. Jednocześnie II Zjazd uchwalił utworzenie samodzielnej organizacji, a do czasu zalegalizowania statutu, powołał tymczasowe władze: Radę Gł., składającą się z przedstawicieli wszystkich Dyrekcji oraz Zarząd Gł. jako organ wykonawczy nowego Zrzeszenia. Według tymczasowego regulaminu członkowie z miejsc pracy komunikują się z Zarządem Gł. za pośrednictwem członków Rady Gł., składki zaś członkowskie (100 mk. mies.) przesyłają bezpośrednio na konto Zarządu Gł. w P. K. O. Jako zasadnicze problemy Zrzeszenia wysuwa: pogłębienie wiedzy fachowej, dążenie do ujednostajnienia organizacji warsztatów kolejowych, opracowanie ogólnego słow-

nictwa warsztatowego jak również poprawę bytu.

Tymcz. Radę Gł. stanowią: z Dyrekcji Gdańskiej—Hoffman Franciszek (Bydgoszcz W-ty Gł. Kol.); Poznańskiej—Menka Leon (Poznań W-ty Gł. Kol.); Warszawskiej—Hampel Karol (Pruszków W-ty Gł. Kol.); Radomskiej—vacat (do czasu wyboru: Banderski Jan, Radom W-ty Gł. Kol.); Wileńskiej—Staniewicz Michał (Łapy W-ty Gł. Kol.); Krakowskiej—Lisiewicz Jakób (Nowy-Sącz W-ty Gł. Kol.); Stanisławowskiej—Miller Maksymilian (Stanisławów W-ty Gł. Kol.) i Lwowskiej—Dydek Ignacy (Lwów W-ty Gł. Kol.).

Tymczas. Zarząd Gł.: Stankiewicz Ludwik (Przewodniczący), Skroński Jan (Skarbnik Gł.), Zawadzki Aleksander (Sekretarz Gł.) oraz Lechotycki Józef i Wiechowski Celestyn (zastępcy).

Tymcz. Komisja Rewizyjna: Trypka Jan (Lwów), Majewski Ignacy (Bydgoszcz) i Frąckiewicz Wacław (Łazy Warsz. Dyr.).

Adres pocztowy Zarządu Gł.: Warszawa 9. Konto czekowe w P. K. O. № 4690.

Szkoła Rzemieślniczo-Techniczna S. M. P.

Wpisy do Szkoły Rzemieślniczo-Technicznej przy wytwórni Stow. Mechaników w Pruszkowie odbędą się na rok szkolny 1922/23 w dniu 29 i 30 sierpnia 1922. Wstępne egzaminy dnia 31 sierpnia. Początek lekcji d 1 września 1922.

Kandydaci zgłaszać się muszą osobiście. Nie można zamać sobie miejsc listownie. Kandydat powinien mieć skończonych lat 14 i nie przekroczyć wieku lat 16; ma mieć ukończoną szkołę powszechną, ponadto poddać się egzaminowi wstępnemu celem przyjęcia na kurs I. Uczeń musi mieć własne utrzymanie podczas nauki i kupować sobie wszelkie potrzebne przybory szkolne. Nauka jest bezpłatną. Nauka trwa lat 4, podczas których uczeń przez pół dnia korzysta z wykładów, przez drugie pół dnia zaś pracuje w warsztatach wytwórni pod kierunkiem fachowców rzemieślników.

Pierwszeństwo w korzystaniu z nauki mają członkowie Stow. Mech. tudzież najbliżsi krewni.

Zgłoszeń po oznaczonym terminie kierownictwo szkoły warunkowo nie uwzględni.

Z działalności S. M. P.

Wytwórnia S. M. P. w Pruszkowie otrzymała za pośrednictwem Dyrektora Banku Stow. Mech. p. Kobyłańskiego 24 kawałki stali szybko tnącej H 3, 58 × 32 × 10 mm ogólnej wagi — 3½ kg, ofiarowanej Stowarzyszeniu przez członka S. M. P. p. L. A. Kupferwassera z Cleveland Ohio

Wolne posady.

W Państwowej Szkole Przemysłowej we Lwowie wakują posady:

- a) Kierownika warsztatów, dla inżyniera z praktyką warsztatową.
- b) Nauczyciela nauk mechaniczno-technicznych.

Sprostowania.

Od p. A. Skalskiego członka S. M. P. i członka Rady Nadzorczej Spółki „Ampol“ w Bydgoszczy otrzymujemy wyjaśnienie z którego wynika, że Spółka ta rozwija się pomyślnie i normalnie.

Wobec tego z prawdziwą przyjemnością prostujemy notatkę naszą w czerwcowym zeszytzie *Mechanika* b. r., życząc przedsiębiorstwu jaknajwiększej pomyślności.

Na zasadzie uchwały Walnego Zgromadzenia Akcjonariuszów z d. 8 lutego r. b. i zezwolenia Minister. Skarbu w porozumieniu z Minister. Przem. i Handlu z d. 21 czerwca 1922 r. za Nr DK (987) III.

Bank Stowarzyszenia Mechaników,

SPÓŁKA AKCYJNA

w WARSZAWIE, ul. ŚWIĘTOKRZYSKA Nr 35, (dom własny)

przystępuje do podwyższenia kapitału zakładowego o 120,000,000 mkp. czyli do wysokości

marek 150,000,000,

przez emisję 120,000 sztuk nowych akcji II emisji po 1,000 mk. wartości nominalnej na warunkach następujących:

1. Akcje będą imienne i prawo nabycia ich mają wyłącznie członkowie Stowarzyszenia Mechaników Polskich z Ameryki.
2. Pierwszeństwo do nabycia akcji II emisji przysługuje dotychczasowym akcjonariuszom Banku w stosunku czterech akcji nowej emisji na każdą posiadaną akcję I emisji.
3. Kurs emisyjny nowych akcji oznacza się na mk. 1,500 dla dawnych akcjonariuszów i na mk. 2,500 dla nowych. Z ceny tej 1,000 mk. będzie zaliczone do kapitału zakładowego, reszta zaś po potrąceniu kosztów emisji do kapitału zasobowego.
4. Zapisy na akcje II emisji przyjmowane będą w ciągu 4 miesięcy od dnia 10-go lipca 1922 r.
5. Akcjonariusze, pragnący korzystać z prawa nabycia akcji II emisji, winni do wskazanego wyżej terminu wpłacić pełną cenę emisyjną po 1,500 mk. za każdą akcję.
6. Po upływie terminu 4-miesięcznego wszystkie nierozbrane przez akcjonariuszów akcje II emisji zostaną przydzielone innym subskrybentom po kursie nie niższym od ceny emisyjnej według uznania Rady i z zastrzeżeniem repartycji.
7. Akcje II emisji będą brały udział w zyskach Banku, począwszy od dnia 1-go stycznia 1923 r. Od dnia zaś wpłaty do 1-go stycznia 1923 r. subskrybenci otrzymają bonifikację 5% w stosunku rocznym. Wpłaty na akcje przyjmuje

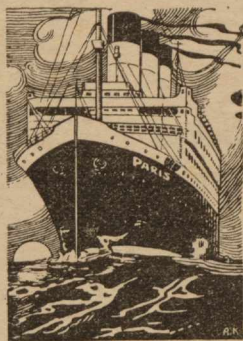
Bank Stowarzyszenia Mechaników Sp. Akc. w Warszawie

ul. Świętokrzyska Nr 35, (dom własny).

Oddział tegoż Banku w Gdańsku, ul. Pfefferstadt Nr 43, (dom własny),

i Stowarzyszenie Mechaników Polskich w Ameryce, New-York, 224—East, 57—th Str.

FRENCH



LINE

COMPAGNIE GÉNÉRALE TRANSATLANTIQUE

WARSZAWA, Królewska 27, Tel. 105-65. Adres telegr.: „TRANSATPOL”. Oddz.: RÓWNE, Szosowa 45, BARANOWICZE, Szosowa 134.

Największe Towarzystwo okrętowe w świecie — 120 własnych okrętów, które zawierają: **1,038,458 (jeden milion trzydzieści ośm tysięcy, czterysta pięćdziesiąt ośm) ton.**

Każdy Polak udający się do Stanów Zjednoczonych Ameryki Północnej powinien wiedzieć, że odbyć podróż przez Ocean najwygodniej, najbezpieczniej i najprzyjemniej może na okrętach Towarzystwa „French Line”, powinien wiedzieć, że podróż tę odbyć może na istnych pływających pałacach — okrętach: „France” i „Paris”, które są niezaprzeczenie najostatniejszym wyrazem nowoczesnej techniki, wygody i bezpieczeństwa,

powinien wiedzieć ponadto, że „FRENCH LINE” jest linią francuską, że personel okrętowy składa się z francuzów, pod każdym względem i bez zastrzeżeń przyjaznych polakom, (któż zresztą o tem nie wie?) że na każdym okręcie znajdują się tłumacze — polacy.

Wiedząc powyższe, żaden Polak nie będzie się zbyt długo namyślał nad wybraniem linii okręt., a napewno zwróci się do naszego Tow., by skorzystać z jego usług i pomocy, a przekona się, że słowa nasze są najświętszą prawdą, a nie pustą reklamą.

Wszelkie informacje bezpłatnie. = Wszyscy pasażerowie w 2, 4 i 6 osobowych kajutach.

6 dni od HAVRE'U do NEW-YORKU.

Cena biletu III-iej klasy od Warszawy 106 dolarów (8 dolarów — podatek pogłówny amerykański)
II-a klasa od Havre'u 120 dolarów i wyżej.

PASY WIELBIĄDZIE

światowej marki



Bezwzględnie najlepsze pasy pędne
dla przemysłu i rolnictwa

oraz

PASY SKÓRZANE

w bardzo wysokim gatunku poleca ze składu

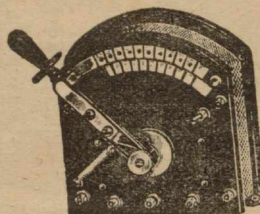
FRANK REDDAWAY

Warszawa, Królewska 39, tel. 17-90.

J. B. 1.

Pierwsza-Krajowa Wytwórnia Oporników Elektrycznych

WARSZTATY
ELEKTROMECHANICZNE



S. KLEIMAN

Warszawa, Leszno Nr 37 (dom własny)

TELEFON Nr 134-26.

POLECA W PIERWSZORZĘDNYM WYKONANIU:

Regulatory do motorów
i dynamaszyn, prądu
stałego i zmiennego.

Rozruszniki z ochładza-
niem powietrznym
i oliwnym.

Wyłączniki oliwne
dla wysokiego napięcia.

Wyłączniki drążkowe I,
II i III biegunowe.

Przełączniki z gwiazdy
w trójkąt.

Bezpieczniki paskowe.

Piorunochrony różkowe.

Szyny i konsole do motor.

Budowa tablic rozdzielczych i aparatów elektrycznych.

Przewijanie i naprawa motorów,
Dynamomaszyn i transformatorów.

B. B. 1.

Fabryka Maszyn

nowoczesny dom, elektr. światło i gaz,
biuro, telefon, budow. w roku 1910,
w mieście powiatowem z gimnazjum.

**Wszelkie maszyny i zapasy
cena 7,500,000 Mkp.**

Wielki wybór dalszych
korzystnych obiektów,

A. WIECZOREK

POŚREDNICTWO NIERUCHOMOŚCI

BYDGOSZCZ,

ul. Dworcowa Nr 78.

Wl. 1



Spółka Akcyjna
**"MARMURY
KIELECKIE"**

ZAKŁADY ELEKTROTECHNICZNE WACŁAW BRYGIEWICZ, MICHAŁ ZUCKER i S-ka

W WARSZAWIE.

Zarząd, Biuro Instalacyjne i Składy: Marszałkowska 119, Telefony: 37-40 i 274-84. Warsztaty: Mazowiecka 11, Tel. 9-98 dawny.

Dział Instalacyjny: Budowa elektrowni, instalacje w zakładach przemysłowych rolnych i wszelkie inne instalacje prądów silnych.

DZIAŁ DOSTAW: Dynamomaszyny, Elektromotory, Transformatory, Przewody elektryczne oraz wszelki materiał instalacyjny. Składy znacznie zaopatrzone.

Dział Wytwórczy: Przebudowa i naprawa maszyn elektrycznych i transformatorów. Wytwórnia wszelkich oporników i rozruszników, kolektorów przyrządów komutacyjnych, pierścieni ślizgowych, trzymadeł do szczotek i t. p.

WYRÓB TRANSFORMATORÓW.

Nagrodzona została na 1-ej Wystawie Technicznej w Warszawie 1913 roku **wielkim medalem srebrnym.**

M. I.

DESKI

**drzewo opałowe
węgiel drzewny**
z własnych eksploatacji wago-
nowo i ze składu w Warszawie

poleca Tow. Eksploatacji Lasów
Henryk Olszewski i S-ka
Warszawa, Traugutta 3, tel. 40-39.

C. 1.

ŁOŻYSKA KULKOWE

wszelkich wymiarów
poleca
Biuro Techniczne „ARTOS”
Warszawa, Nowogrodzka 42, Tel. 215-07.

C. 1.

FABRYKA
modeli i dREW.
kół pasowanych

I. A. MÜLLER

WARSZAWA,
Grzybowska 41,
Telefon 134-18.

Ot. 1

Na sprzedaż parcela 10 morg. magd. z budynkami biurowymi z ewentualnym połączeniem kolej. tuż przy stacji węzłowej, w dużym mieście powiat. Wielkopolski, w pobliżu granicy śląskiej, nadająca się jako teren fabryczny. Również na sprzedaż obok położona willa o 16 wolnych pokojach w pięknym ogrodzie. Zgłoszenia pod H. R. do Adm. „Mechanika“.

Wl. 1

MOTORY

gazowe, ropo-
we, benzynowe

TARTAKI i LOKOMOBILE

MONTAŻ

kompletnych instalacji

ŁOŻYSKA KULKOWE i KULKI

poleca

BIURO TECHNICZNE

FRANCISZEK PANCER inż.

Warszawa, ul. Szpitalna Nr. 3, Tel. 243-41.

Or. 1

Bardzo dobrze utrzymana

LOKOMOBILA

syst. Lehnick, Vetschau N. L. 7 Atm, bud. 1901

korzystnie na sprzedaż.

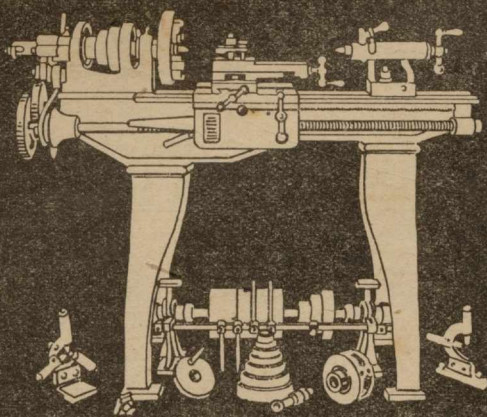
PRZEWORSKI

STAROGARD — POMORZE.

Rk. 1

Prosimy o odnowienie prenumeraty.

TOKARNIE POCIAGOWE



od 1 do 3 mtr. toczenia.

Do podłużnego i poprzecznego toczenia, oraz rżnięcia gwintów.

Dla mniejszych warsztatów mechanicznych polecamy uniwersalne AMERYKAŃSKIE TOKARKI JEDNOMETRWE, DO PEDU NOŻNEGO I DO TRANSMISJI.

Fabryka **MASZYN „KRAJ”** Spółka Akcyjna

dawniej ALFRED VAEDTKE

Zarząd fabryki i biuro sprzedaży

Warszawa, Chmielna Nr 26, telefon Nr 241-33.

Cenniki, oferty na żądanie. W. w. 2.



811922

DRZEWO ZAMIAST ŻELAZA

TO NASZ MATERIAŁ BUDOWLANY!!
DACHY POLSTEFAN
(PATENT STEPHAN)
DLA HAL FABRYCZNYCH
DOTAŁ WYKONANO 3 MILJONY MTR. C. KONSTR. DACHOWYCH
KOLEKTORYW I SPODNIE
PRZEDSIĘBIORSTWO BUDOWLANE

DOMY DREWNIANE
(PATENT INŻ. KOLB.)
ARCHITEKTURA
SWOJSKA
DOSKONAŁE WY-
ZYSKANIE ZABUDOW-
NEJ POWIERZCHNI
KOLEKTORYW NA FABRYKI

BUDOWA Szybka, Tania, Solidna

POLSTEFAN WARSZAWA
HOZA 49, Tel. 254-81

A 1109 II

C. 1.

Biuro Techniczne Inż. J. ŻUKOWSKI

Kraków, ul. P. Michałowskiego Nr 1.

Dostarcza ze składu w Krakowie:
Prądnicę, motory i transformatory,
Kable i przewodniki miedziane,
Żarówki oraz armatury do oświetlenia.

Główne zastępstwo na Polskę:
Fabryk elektrotechnicznych „Fr. Křížik“ w Pra-
dze, Zakładów elektrotechnicznych „Bergmann“
w Podmokłem. Wł. 5.

BIURO TECHNICZNE MINC i WYGANOWSKI

Warszawa, Bracka 12, tel. 123-08.

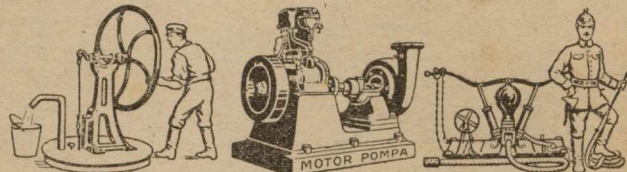
POLECA:

Gumy techniczne, gumy powozowe, rowerowe, masywy, pneumatyki, węże ssące i tłoczące, pakunki azbestowe, grafitowane, łożowane i inne, azbest w arkuszach, nici azbestowe i włókna, ebonity, uszczelnienia, pasy i t. p.

Tylko wysokie gatunki towarów.

Ceny konkurencyjne.

Sb. 6.



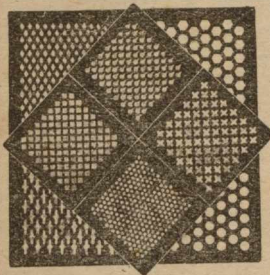
POMPY do wody; oraz do „wszelkich” płynów w przemyśle górniczym i fabrycznym, ręczne, transmisyjne i parowe, SIKAWKI i przybory dla straży, WĘŻE gumowe i par-ciane, BECZKI asenizacyjne i wodne poleca fabryka

Stanisława TRĘBICKIEGO

Warszawa, ulica Kopernika Nr 33.

Rk. 5.

BLACHY DZIURKOWANE



(Sita), dowolnych rozmiarów i grubości, stosownie do wszystkich celów, w staranem i dokładnem wykonaniu, oraz masowe artykuły sztancowane poleca

Wytwórnia Blach Dziurkowych „SITO”

WARSZAWA, ul. Dobra Nr 86. Telefon Nr 1-92.
KOSZTORYSY i KATALOGI NA ŻĄDANIE. Ot. 2-1

Towarzystwo Przemysłowo-Handlowe OXIŃSKI i S-ka Inżynierowie

Spółka z ogr. odpow.

WŁAŚCICIELE: Inż. L. Książkiewicz, Bud. Fr. Mazurkiewicz, Inż. T. Oxiński, Inż. M. Ślósarski.

Warszawa, Oboźna 11. Tel. 234-48 i 158-72.

Adres telegraficzny: „OXACO”.

TECHNIKA — PRZEMYSŁ — HANDEL

- 1) Maszyny do obróbki metali i drzewa. Lokomotywy, lokomobile, kolejki wąskotorowe.
- 2) Artykuły techniczne, narzędzia, metale.
- 3) Silniki elektryczne, parowe i gazowe.
- 4) Nikiel czysty we wszelkich kształtach, przedstawicielstwo na Polskę: Usines de Nickel de la Nèthé w Duffel (Belgia).
- 5) Proszek do spawania glinu „Alumin“ przedstawicielstwo na Polskę T-wa „La Italotecnica“ w Medjolanie.
- 6) Siarka sycylijska reprezentacja firmy Arno Helmholtz w Katanji (Sycylja).

C. 1.

Warszawa New-  York Chicago

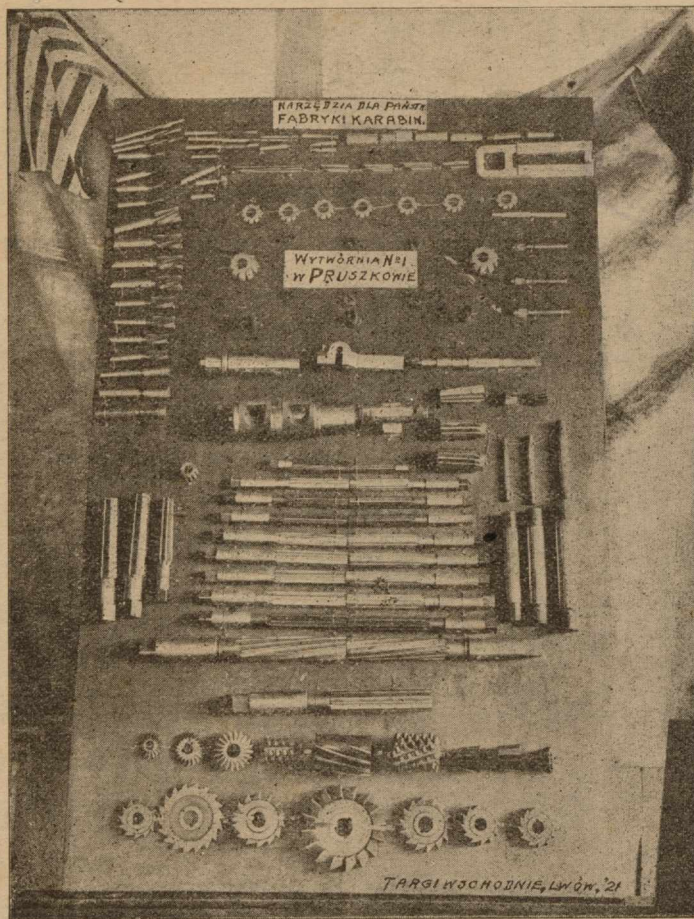
Stowarzyszenie Mechaników Polskich z Ameryki

Warszawa, Marszałkowska 46. Tel. 106-99. Adres telegr.: „PMECHANICS, Warszawa”

Przedsiębiorstwa własne w „Porębie” pod Zawierciem, w Pruszkowie, Żbikowie, Wyszku i Bydgoszczy.

Warsztaty mechaniczne zaopatrzone w najlepsze obrabiarki amerykańskie.

Produkujemy: **Obrabiarki do metali:** tokarki, heblarki, strugarki, ryflarki, wiertarki, szlifiarki, maszyny do gwintowania, karuzelówki, wiertarki promienne i frezarki (w przygotowaniu).



Aparaty do frezowania dla tokarek.

Podzielnice do frezurek.

Kola zębate czołowe i stożkowe z zębami surowymi i obrobionymi.

Imadła, rozwiertaki, gwintowniki, — gryzy i wszelkiego rodzaju maszyny precyzyjne.

Obrabiarki do drzewa: heblarki, wyrówniarki, wiertarki, piły taśmowe, piły tarczowe, traki.

Transmisje — sprzęgła Bełna.

Maszyny rolnicze: kieraty, sieczkarki, młocarki, wialnie.

Odlewy z żelaza i stali z własnych lub nadesłanych modeli. **Cylindry porozowowe** — odlewy z obróbką.

Rury kanalizacyjne i wodociągowe.

Garnki i naczynia emaljowane.

Przedmioty użytku sanitarnego: wanny emaljowane, zlewy, klozety, umywalnie.

Węgiel.

Cegła czerwona i biała.

Specjalna uwaga: Mamy na składzie 50 gotowych ciągówek (traktorów) wiedeńskiej firmy „Stamag”, które sprzedamy tanio.

A. G.—10—4—22—1

Prosimy o odnowienie prenumeraty.