

MECHANIK

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

TREŚĆ: Elektryczny napęd obrabiarek do metali. — Podzielnica uniwersalna i jej zastosowanie — Wybór mikrometra. — Przyrząd do wydzielania kamienia kottowego i szlamu na parowozach. — Spawdziany i przeciwspawdziany w masowej produkcji. — Pytania i odpowiedzi. — Szkolnictwo Zawodowe. — Przegląd książek. — Nowe książki. — Polski Związek Zawodowców-Mechaników i Urzędników Technicznych w Krakowie.

Kupujcie 8% Państwową Pożyczkę Złotą 1922 r.

Prof. G. SOKOLNICKI, Lwów.

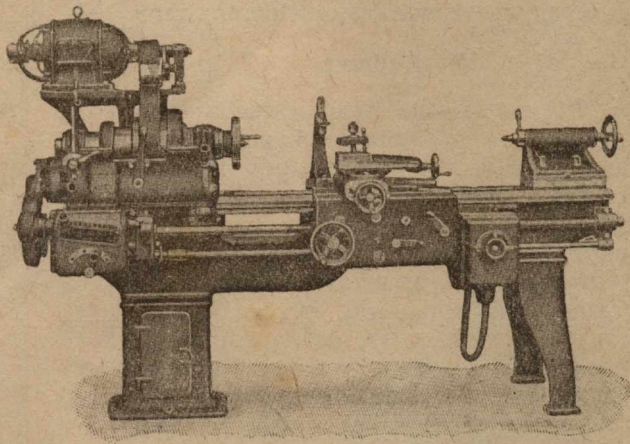
Elektryczny napęd obrabiarek do metali.¹⁾

Zestawiając wyniki porównania motorów prądu stałego i zmiennego w zastosowaniu do napędu obrabiarek, musimy jednak powiedzieć, że jakkolwiek udało się zbudować motor prądu zmiennego nie ustępujący pod względem zasadniczych własności motorowi bocznikowemu prądu stałego — dający się w tych samych prawie granicach regulować i zachowujący raz nastawioną liczbę obrotów niezależnie od obciążenia — jednak prąd stały ciągle jeszcze przeważnie jest stosowany tam, gdzie chodzi o regulację obrotów, tak dalece, że często nawet dochodzi do umyślnego w tym celu przetwarzania prądu zmiennego na stały.

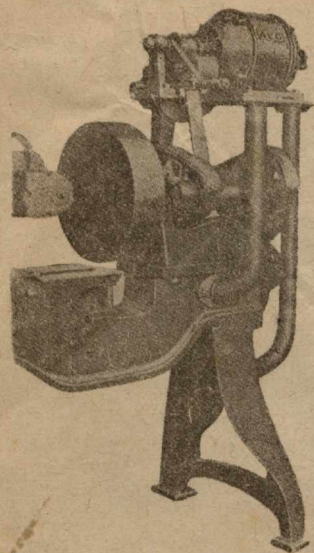
Powodem tego jest okoliczność, że motor kolektorowy prądu zmiennego ma o wiele gorszą sprawność i jest też o wiele droższy. Nietylko więc ruch jego o wiele drożej kosztuje, ale też t. zw. koszty ogólne, t. j. oprocentowanie, umorzenie i odnowienie są o wiele wyższe.

Jeżeli przytem prąd zmienny doprowadzany jest o wysokim napięciu, tak, iż konieczny jest transforma-

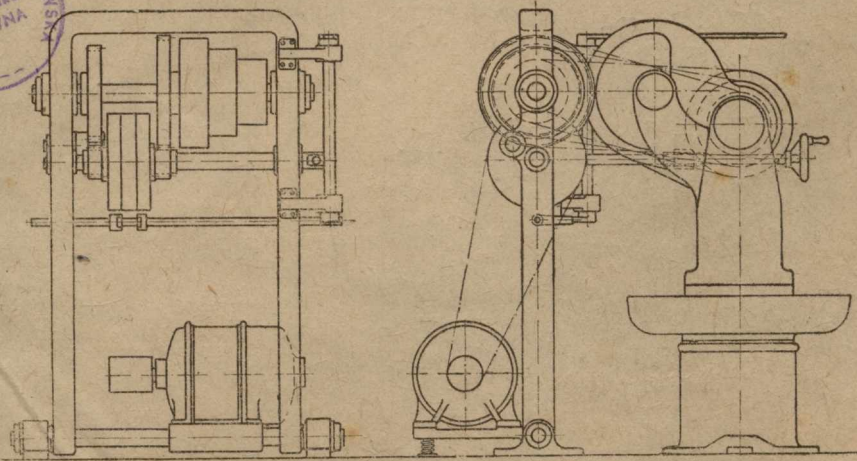
szej ich liczby, to już stanowczo prąd stały ma przewagę. Chyba, że niektóre obrabiarki nie wymagają regulacji. Wówczas najlepiej się nadaje najprostszy z motorów — trójprądowy z wirnikiem zwartym. Motor trójprądowy



Rys. 2. Przystosowanie tokarki do napędu elektrycznego.



Rys. 1. Przystosowanie tokarki do napędu elektrycznego.



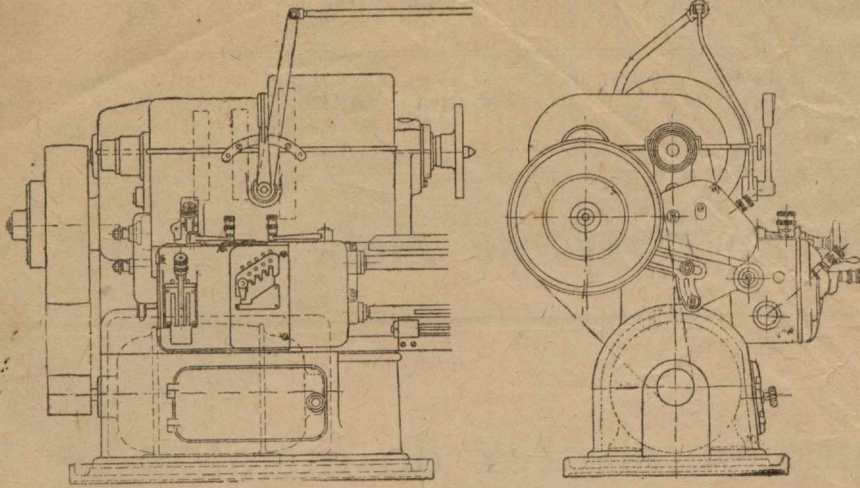
Rys. 3. Tokarka z napędem elektrycznym.

tor, to stosunki stają się jeszcze mniej korzystne. Jeżeli zaś przetwarzanie prądu zmiennego na stały odbywa się nie dla kilku tylko odosobnionych maszyn, ale dla więk-

kolektorowy jest tam odpowiedni, gdzie jest tylko trójprąd do dyspozycji i gdzie istnieje kilka tylko obrabiarek, wymagających regulacji i nie będących trwale w ruchu, dla których nie opłacałoby się umyślnie przetwarzanie trójprądu na prąd stały. Przykład stanowić

¹⁾ por. *Mechanik*, 1922, str. 144—146; 183—186; 219—223.

tu mogą warsztaty reperacyjne. W nich ustępuje zwykle gospodarca strona obróbki na plan drugi, a więc

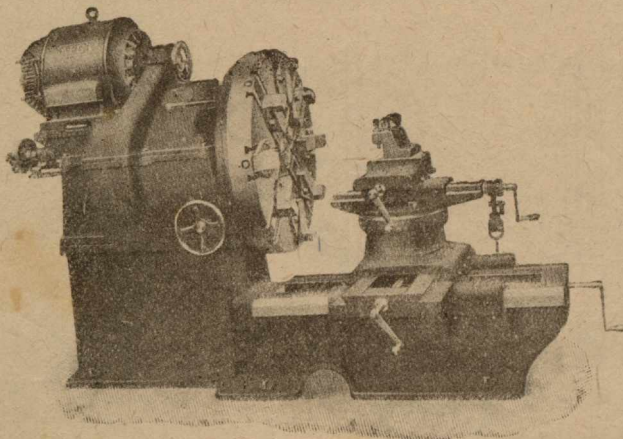


Rys. 4. Tokarka z napędem elektrycznym.

cej chodzi o stałą gotowość do ruchu i możliwość obrabiania wielu różnych przedmiotów na tej samej maszynie, a więc o regulację w możliwie szerokich granicach.

V. Budowa.

O prawdziwym rozpowszechnieniu napędu osobnego obrabiarek można będzie mówić dopiero wtedy, gdy fabryki obrabiarek pójdą ręką w rękę z fabrykami elektromotorów w dostosowaniu wzajemnym swych wyrobów: fabryki obrabiarek w tym kierunku, aby przystosowanie każdej dowolnej obrabiarki, przeznaczonej do napędu z transmisji, do napędu elektrycznego możliwe było z jaknajmniejszym nakładem czasu i kosztów, przy pomocy łatwo wymiennych i dających się masowo na skład fabrykować części, fabryki elektrotechniczne zaś — pod wzglę-



Rys. 5. Tokarka ze stałym napędem elektrycznym.

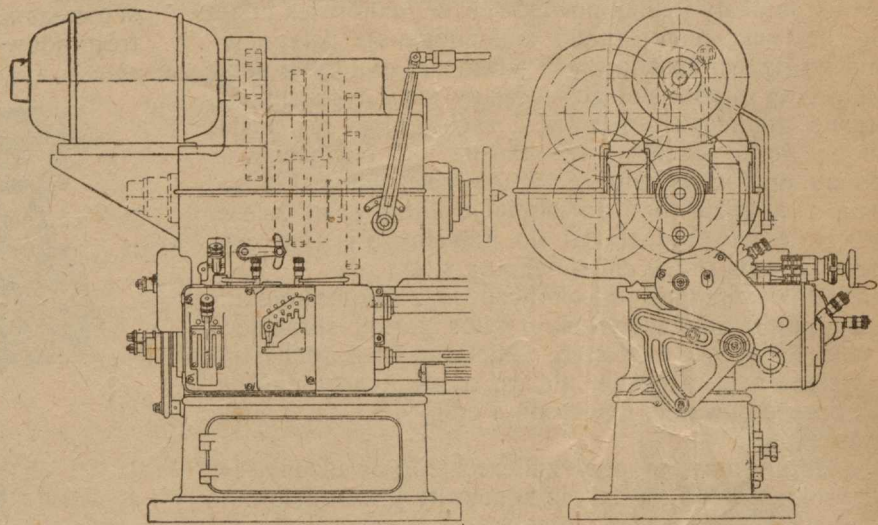
dem jaknajdalej idącej normalizacji głównych wymiarów i liczby obrotów motorów.

Istnieją już liczne dodatnie przykłady w tym kierunku, a jedną z najbardziej postępowo na tem polu pracujących niemieckich fabryk obrabiarek jest firma Ludw. Loewe & Co A. G. w Berlinie.

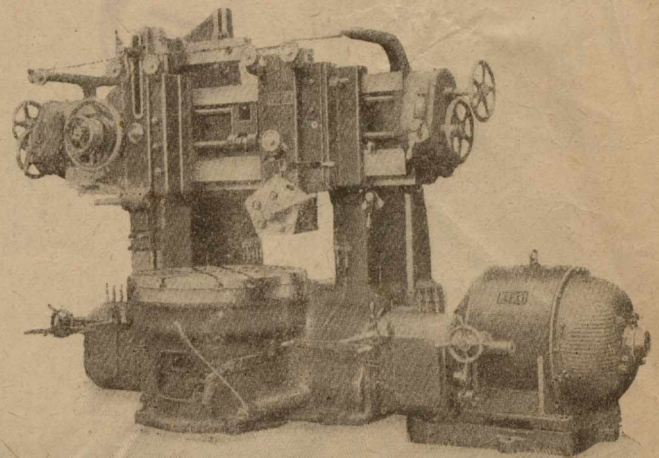
Przegląd odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych zaczniemy od tokarek.

Przedewszystkiem najprostszą przebudówką każdej niemal pospolitej tokarki na napęd elektryczny przedstawia rys. 1 i 2. Fabryka obrabiarek nie ma z taką przebudówką nic do czynienia. Daje się ona uskutecznić w każdych porządnym warsztatach mechanicznych. Chodzi tu głównie o stworzenie silnej podstawy dla motoru, który umieszczony nad tokarką pędzi dawne koło napędowe pasem przy pomocy rolek napinających. Włączanie, wyłączanie i przełączanie motoru, oraz regulacja jego i hamowanie odbywają się z przodu, zapomocą jednej tylko dźwigni.

Jeżeli chodzi o nową konstrukcję, to ze względów fabrykacyjnych najprostszemu jest wykonanie osobnej przystawki z huśtawką, jako podstawą dla elektromotoru, jak ją wyobraża rys. 3. Przystawki takie mogą być wyrabiane osobno, serja-

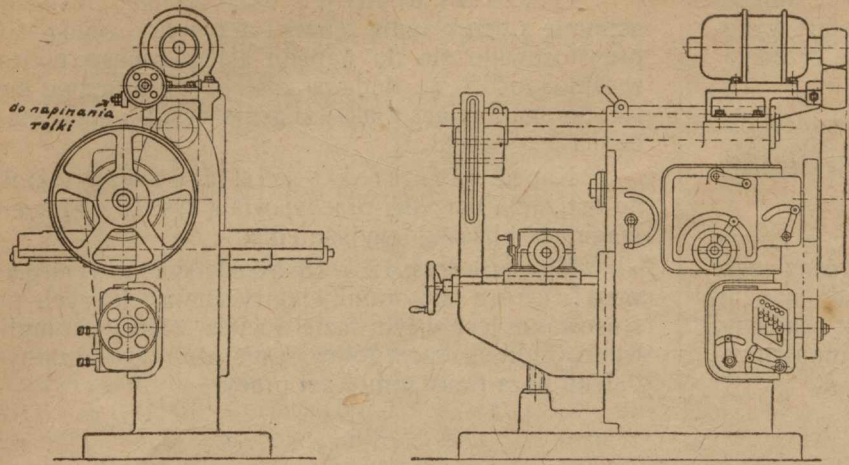


Rys. 6. Tokarka ze stałym napędem elektrycznym.

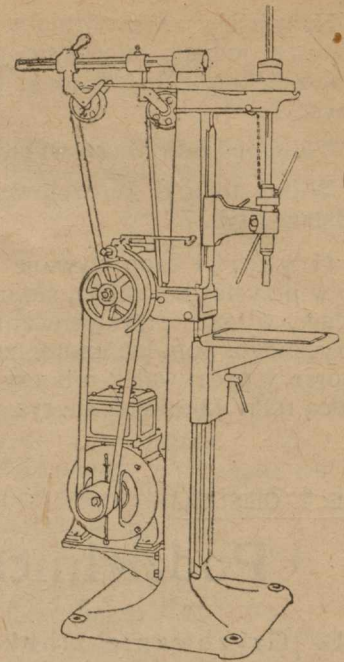


Rys. 7. Tokarka karuzelowa z napędem elektrycznym.

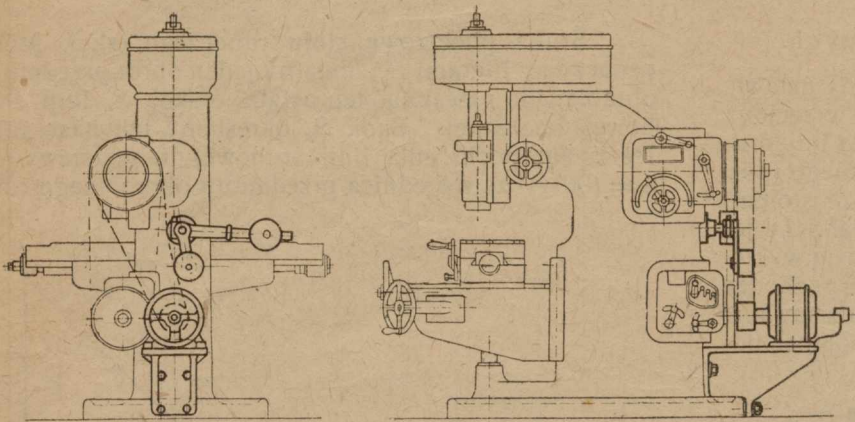
mi i zastosowane do każdej mniejszej tokarki, wzgl. do tokarki rewolwerowej. Są one zupełnie niezależne od typu i kształtu tokarki, bo ustawiane są osobno. Niezależne są też do pewnego stopnia od typu motoru,



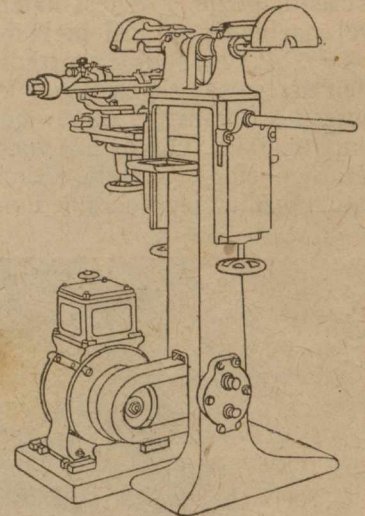
Rys. 8. Gryzarka z napędem elektrycznym.



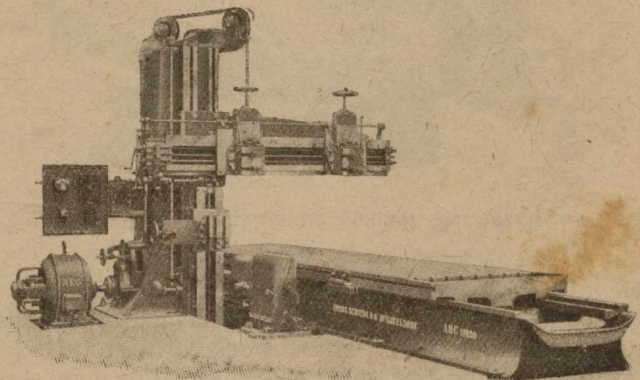
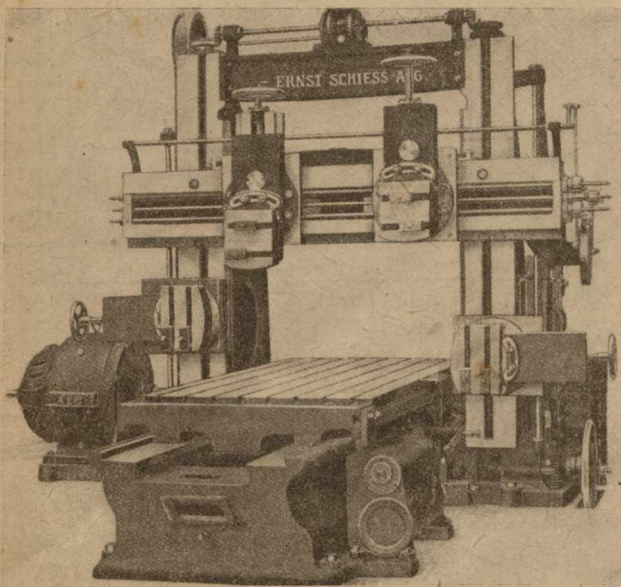
Rys. 10. Wiertarka z napędem elektrycznym.



Rys. 9. Gryzarka pionowa z napędem elektrycznym.



Rys. 11. Szlifiarka z napędem elektrycznym.



Rys. 12 i 13. Strugarka wzdłużna z napędem elektrycznym.

bo napędowe koło stopniowe daje się w nich w pewnych granicach zmieniać.

Z punktu widzenia fabrykacji, jeżeli chodzi o zupełnie nowe tokarki, bardzo szczęśliwe rozwiązanie przedstawia rys. 4, gdzie motor ukryty jest w podnóżu tokarki i to podnóże jest jedyną jej częścią, wymagającą

wymiany przy zmianie napędu transmisyjnego na elektryczny. Podnóże takie wyrabiane być mogą na skład w takim wykonaniu, aby w nich mogły się mieścić motory różnej wielkości. Konstrukcja ta ma tylko tę wadę, że pas napędowy wypada bardzo krótki, a także iż motor jest trudno dostępny i w zamknięciu łatwo zagrzać się może

Najwłaściwszym, normalnym położeniem motoru na tokarce, jednak dającej się już tylko na stałe wykonać jako elektrycznie pędzona, jest to, które przedstawia rys. 5 i 6.

Tu napęd odbywa się wyłącznie zapomocą trybów.

Widok tokarki karuzelowej pędzonej elektrycznie przedstawia rys. 7.

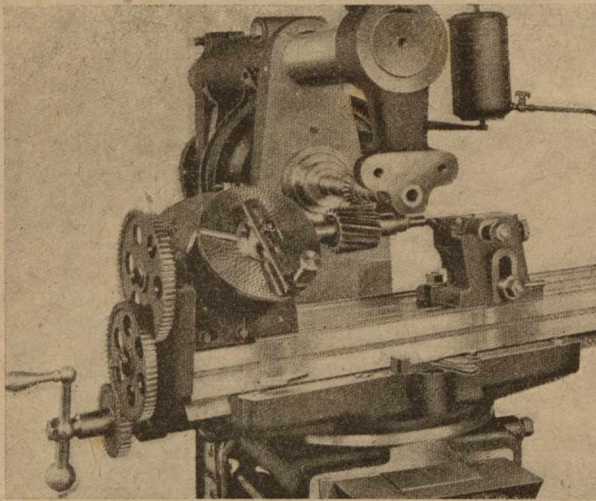
Gryzarki zaopatrywane są przez firmę Loewe & Co w przystawkę, dającą się nasadzać na górną część podstawy w razie przystosowania maszyny do napędu elektrycznego, lub też motor zostaje wprost osadzony na górze i pędzi wałek roboczy pasem, napinanym zapomocą rolki, jak wskazuje rys. 8.

Prof. E. T. GEISLER.

Podzielnica uniwersalna i jej zastosowanie.¹⁾

B. Gryzowanie żłobków śrubowych.

Do nacinania żłobków śrubowych należy ustawić stół roboczy pod kątem $\beta = (90^\circ - \alpha)$ do osi wrzeciona roboczego, gdzie α jest kątem pochylenia linii śrubowej nacinanej do osi przedmiotu obrabianego (por. rys. 4²⁾). Podczas pracy przedmiot (wraz ze stołem) winien przesunąć się zwolna w kierunku strzałki 1 i jednocześnie obracać z odpowiednią szybkością w kierunku strzałki 2. Obydwa te ruchy posuwowe pochodzą od śruby pociągowej stołu, która powoduje przesunięcie się stołu wzdłuż jego osi i jednocześnie, zapomocą od-



Rys. 16. Gryzowanie żłobków śrubowych gryza walcowego.

powiednio dobranych kół zmianowych, wywołuje ruch obrotowy wrzeciona podzielnicy. Ustawienie podzielnicy i połączenie jej ze śrubą pociągową stołu było pokazane na rys. 6³⁾; perspektywicznie jest ono przedstawione na rys. 16. Podzielnica, którą tu widzimy, jest cokolwiek odmiennej budowy od poprzednio opisanej, posiadając tarczę podziałową ustawioną pochyło, nie w płaszczyźnie pionowej. Ma to na celu udogodnienie obserwowania tarczy przez pracownika; zasada budowy i obsługi zupełnie się przez to nie zmienia.

¹⁾ Por. *Mechanik* № 7 z r. b., str. 161, oraz № 9 z r. b. str. 196.

²⁾ Por. *Mechanik* № 7 z r. b. str. 162.

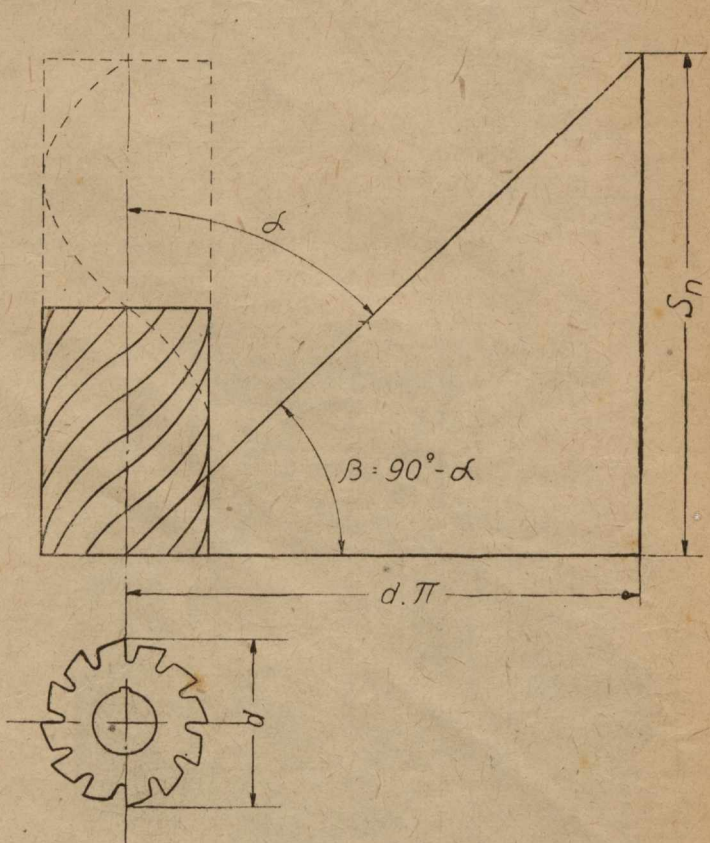
³⁾ Por. *Mechanik* № 7 z r. b. str. 164.

Gryzarki pionowe, samoczynne, posiadające skrzynię z przekładnią zębatą i pojedyncze koło pasowe, przystosowuje się do napędu elektrycznego poprostu w taki sposób, że dodana zostaje konsola pod motor i rolka napinająca, jak wskazuje rys. 9 i maszyna pędzona jest pasem.

Napęd wiertarek i szlifierek, wzgl. toczaków do ostrzenia narzędzi przedstawiają rys. 10 i 11, nie wymagające bliższego wyjaśnienia.

Wreszcie rys. 12 i 13 przedstawiają strugarki wzdłużne z motorami elektrycznymi, których przystosowanie jest w tym razie o wiele więcej skomplikowane, których szczegółowy opis atoli wykraczałby już daleko poza ramy niniejszej pracy.

Śruba pociągowa stołu roboczego (skok której oznaczmy literami S_p) musi na jeden obrót przedmiotu obrabianego przesunąć ten ostatni o skok S_n linii śrubowej nacinanej. Skok S_n określamy jak następuje: jeżeli kąt pochylenia linii śrubowej do podstawy jest $\beta = (90^\circ - \alpha)$, a średnica przedmiotu obrabianego rów-



Rys. 17. Rozwinięcie linii śrubowej.

na się d mm, to (rys. 17) $S_n = \pi \cdot d \cdot \operatorname{tg} \beta$ mm. Wielkość $\operatorname{tg} \beta$, tak zwaną „styczną kąta β ” znajdujemy, znając $\angle \beta$, w tablicach matematycznych „trygonometrycznych”, umieszczanych np. w kalendarzach technicznych. Jeżeli możemy odmierzyć bezpośrednio na przedmiocie skok linii śrubowej S_n i średnicę przedmiotu d , to $\operatorname{tg} \beta = \frac{S_n}{\pi d}$, a stąd, zapomocą tychże ta-

blic, znajdujemy wielkość kąta β pochylenia linii śrubowej do podstawy.

By przesunąć stół z przedmiotem na odległość S_n , musi śruba pociągowa o skoku S_p wykonać obrotów:

$$n_p = \frac{S_n}{S_p} = \frac{\text{skok linii śrubowej nacinanej}^4)}{\text{skok śruby pociągowej stołu}}$$

Podczas kiedy śruba pociągowa wykonywa te n obrotów (przesuwając przedmiot w kierunku strzałki 1, rys. 4), wrzeciono podzielnicy powinno wykonać jeden pełny obrót (ruch w kierunku strzałki 2). Ponieważ ten ruch obrotowy otrzymuje wrzeciono podzielnicy od śruby pociągowej za pośrednictwem kół zębatach: czołowych 1, 2, 3 i 4 (rys. 6), stożkowych 5 i 6, ślimaka 7 i ślimacznicy 8, to ogólne ich przełożenie winno wynosić:

$$\frac{\text{liczba obrotów wrzeciona podziałowego}}{\text{liczba obrotów śruby pociąg. stołu}} = \frac{1}{n_p} = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_7}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \cdot z_8}$$

gdzie $z_1, z_2 \dots$ i t. d. liczby zębów kół 1, 2 ... i t. d. odpowiednio.

Ponieważ najczęściej bywa: $z_5 = z_6$, oraz $z_7 = 1$ (ślimak jednozwojowy) to:

$$\frac{1}{n_p} = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot 1}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_8}, \text{ t. j. } \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = \frac{z_8}{n_p}$$

Oznaczmy literą φ przełożenie czterech kółek „zmianowych“ 1, 2, 3 i 4, t. j. $\varphi = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}$; podstawivszy otrzymamy:

$$\varphi = \frac{z_8}{n_p} = \frac{\text{liczba zębów koła ślimakowego podzielnicy}}{\text{liczba obr. śr. poc. stołu na 1 skok śr. nac.}}$$

Podstawiając dalej, wyprowadzamy:

$$\varphi = \frac{z_8}{n_p} = \frac{z_8 \cdot S_p}{S_n} = \frac{z_8 \cdot S_p}{\pi \cdot d \cdot \text{tg } \beta} \text{ — wzór,}$$

którym posługujemy się w celu dobrania odpowiednich kółek zmianowych.

Rozpatrzymy to na przykładzie.

Przykład VI. Naciąg żłobki śrubowe na gryzie walcowym o średnicy $d = 100 \text{ mm}$, kącie pochylenia linii śrubowej do osi gryza $\alpha = 20^\circ$, o liczbie zębów $z = 26$.

Przypuśćmy, że śruba pociągowa stołu roboczego gryzarki posiada skok $S_p = 1/4'' = 6,35 \text{ mm}$, ślimak podzielnicy jest jednozwojowy, a koło ślimakowe jest 40-o zębowe.

W celu wypełnienia zadania należy wykonać czynności następujące:

- a) nastawić oś stołu roboczego pod kątem $\alpha = 20^\circ$ od położenia prostopadłego do osi gryza (por. rys. 20);
- b) założyć koła zmianowe z liczbą zębów którą określamy ze wzoru:

$$\varphi = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = \frac{z_8 \cdot S_p}{\pi \cdot d \cdot \text{tg } \beta} = \frac{z_8 \cdot S_p}{\pi \cdot d \cdot \text{tg}(90^\circ - \alpha)} = \frac{40 \cdot 6,35}{\pi \cdot 100 \cdot \text{tg } 70^\circ}$$

W tablicach stycznych (tg) znajdujemy: $\text{tg } 70^\circ = 2,7475$, co podstawiamy we wzór:

⁴⁾ Na jeden obrót śruba pociągowa przesunwa stół o skok swój, t. j. o $S_p \text{ mm}$; by przesunąć o 1 mm musi wykonać S_p razy mniej obrotów, czyli $\frac{1}{S_p}$ obrotów; w celu przesunięcia stołu o $S_n \text{ mm}$ musi wykonać S_n razy więcej obrotów, t. j.

$$\frac{1}{S_p} \cdot S_n = \frac{S_n}{S_p} \text{ obrotów.}$$

$$\varphi = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = \frac{40 \cdot 6,35}{\pi \cdot 100 \cdot 2,7475} = \frac{254}{865} = \frac{1}{3,4} = \frac{10}{34}$$

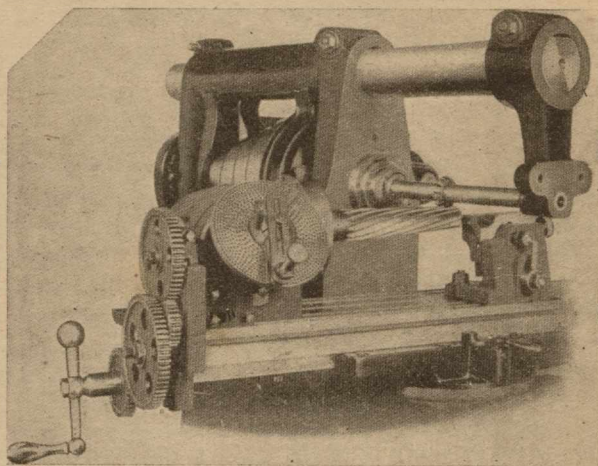
Rozkładamy stosunek powyższy na cztery dowolne mnożniki, byle tylko wielkość jego pozostała bez zmiany:

$$\frac{10}{34} = \frac{2,5 \cdot 4}{2 \cdot 17} = \frac{25 \cdot 16}{20 \cdot 68} = \frac{25 \cdot 32}{68 \cdot 40} = \text{i t. d.} =$$

$$= \varphi = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}$$

- skąd: koło na śrubie pociągowej winno otrzymać $z_1 = 25$ zębów
- „ pozostające we chwycie z poprzednim, a osadzone na czopie na gitarze $z_2 = 68$ „
- „ siedzące na czopie na gitarze na wspólnej tulejce z poprzednim $z_3 = 32$ „
- „ siedzące na wałku podzielnicy, a pozostające we chwycie z kołem 3 $z_4 = 40$ „⁵⁾;

c) ustawić sztyft korbki naprzeciw odpowiedniego szeregu otworów, który znajdujemy, jak uprzednio: gryz



Rys. 18. Gryzowanie żłobków śrubowych w stożkowym rozwiertaku

nacinany ma posiadać $z = 26$ zębów; koło ślimakowe podzielnicy posiada $z_8 = 40$ zębów; wobec tego liczba x obrotów korbki tarczy podziałowej winna wynosić w celu pokręcenia gryza nacinanego o 1 podziałkę (o $1/26$ obwołu):

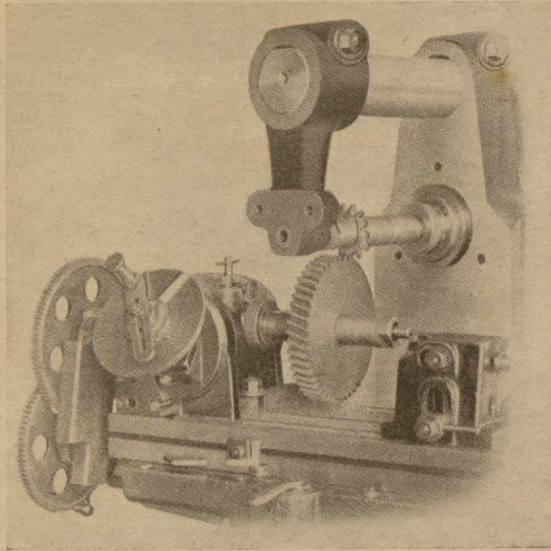
$$x = \frac{z_8}{z} = \frac{40}{26} = \frac{20}{13} = 1 + \frac{7}{13} = 1 + \frac{14}{26}$$

Ustawiamy sztyfcik korbki nawprost szeregu o 26 otworach i wskazówkami obejmujemy 14 podziałek, t. j. ustawiamy je jako styczne do 1-go oraz $14+1=15$ -go otworu w szeregu o 26 otworach.

Po wygryzowaniu każdego żłobka (przyczem żądaną głębokość żłobka otrzymujemy zapomocą odpowiedniego podnoszenia stołu wraz ze wspornikiem), podczas czego zatrząsk, unieruchamiający tarczę podziałową, jest otwarty, a sztyfcik korbki wstawiony w jeden z otworów szeregu o 26 otworach, wracamy

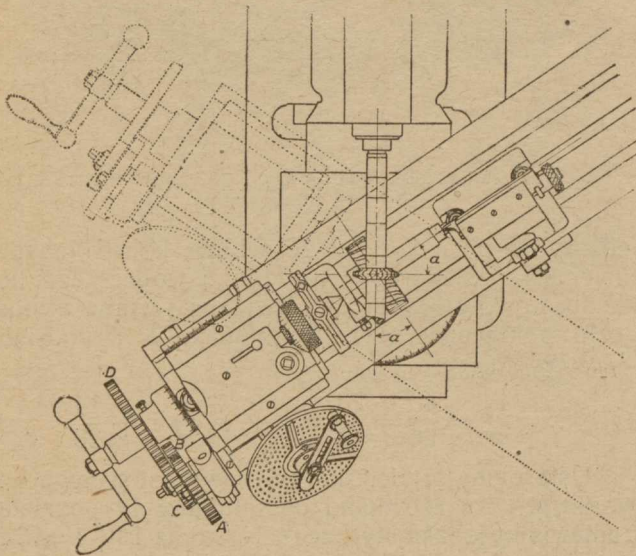
⁵⁾ Gdyby po założeniu obranych kółek zmianowych okazało się, że nie mogą one z jakichkolwiek powodów zająć się ze sobą (np. są zbyt małe wobec odległości między śrubą pociągową stołu i wałkiem podzielnicy) lub też powodują obrót przedmiotu w stronę odwrotną do żądanej, należy wstawić koła pośredniczące, co, jak wiadomo, nie zmienia wielkości przełożenia.

ze stołem w położenie początkowe, zamocowujemy tarczę, wykonywamy korbką 1 pełny obrót i jeszcze o 14 podziałek, przesuwamy wskazówki na tarczy tak, by tylna dotykała sztyfcika korbki, otwieramy zatrask tarczy — poczem rozpoczynamy gryzowanie nowego zębka — i t. d.



Rys. 19. Gryzowanie koła zębatego czołowego o zębach pochyłych.

Na rys. 18 przedstawione jest gryzowanie zębów w rozwiertaku stożkowym. Kieł konika ustawiony jest wyżej, niż kieł podziałnicy (której wrzeciono podziałowe jest pochylone), tak, by górna tworząca stożka, po której idzie gryz, była równoległa do osi stołu.



Rys. 20. Sposób ustawienia stołu do gryzowania koła o zębach w prawo pochyłych (położenie przedstawione linjami kropkowanymi — pochylenie zębów w lewo).

C. Gryzowanie kół zębatych śrubowych.

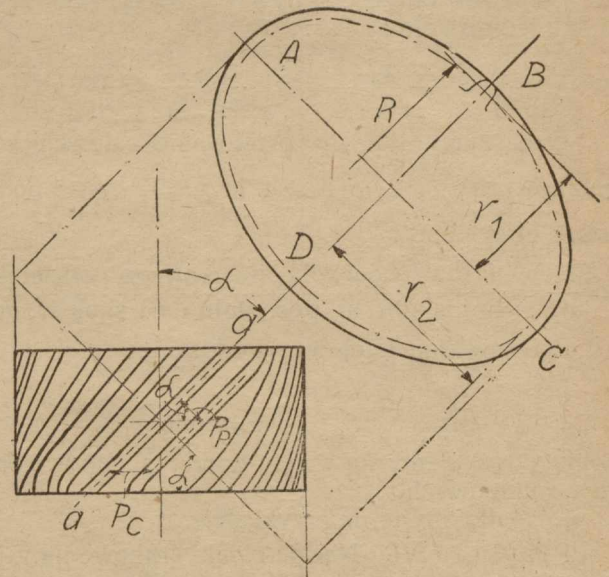
Gryzowanie kół zębatych czołowych o pochyłych zębach (rys. 19) jest odmianą poprzednio rozpatrzonego gryzowania zębów śrubowych, a zatem stosują się tu też same obliczenia, co w wypadku poprzedzającym — tak samo dobiera się koła zmianowe, ustawia stół (rys. 20), postępuje z podziałnicą. Jedynie w doborze gryza zachodzą pewne osobliwości, odróżniające tę

czynność od doboru gryza do nacinania kół czołowych o zębach prostych.

W kołach śrubowych musimy odróżnić dwie podziałki (rys. 21): podziałkę P_p — prostopadłą do kierunku zęba, oraz podziałkę P_o , t. zw. „czołową“ podziałkę w płaszczyźnie prostopadłej do osi koła zębatego, t. j. taką, jak to rozumieliśmy w kołach zębatych czołowych o zębach prostych. Kąt między kierunkami tych podziałek równy kątowi pochylenia linii śrubowej (linji zębów) względem osi gryza, oznaczymy, jak uprzednio, literą α , wobec czego: $P_o = \frac{P_p}{\cos \alpha}$, gdzie $\cos \alpha$, t. zw.

„dostawę kąta α “, znajduje się z tablic trygonometrycznych, pomieszczonych w kalendarzach i podręcznikach ogólnotechnicznych.

Dwa pracujące ze sobą koła zębata muszą mieć podziałki prostopadłe P_p ściśle jednakowe, by mogły prawidłowo zazębiać się; jeżeli tedy mają niejednakowe pochylenia zębów (kąty α są różne w obydwu kołach) — podziałki czołowe muszą być różne. Wytrzymałość zęba warunkują podziałki prostopadłe P_p ; są one wyrażane



Rys. 21. Koło zębata śrubowe.

w modułach, przyjętych dla kół czołowych o zębach prostych. Podziałki czołowe, wobec tego, że wyrażenia $\cos \alpha$ są wielkościami ułamkowymi, najczęściej o wielu znakach dziesiętnych, otrzymują się w modułach ułamkowych, również o wielu znakach dziesiętnych — a zatem również średnice podziałowe kół śrubowych i odległość między ich osiami wypadają w liczbach ułamkowych. Wobec niejednakowych kątów pochylenia zębów w dwóch kołach współpracujących, ich podziałki czołowe P_o będą oczywiście również niejednakowe; podziałki zaś prostopadłe P_p muszą być jednakowe.

W stadle kół zębatych śrubowych jedno z kół musi mieć pochylenie prawe, drugie lewe; suma kątów pochylenia linii śrubowych do osi kół ($\angle \alpha_1 + \angle \alpha_2$) równa się kątowi pochylenia względem siebie osi tych kół; stosunek wielkości kątów α_1 i α_2 obydwóch kół jest dowolny — zależny jedynie od wielkości przełożenia.

Obliczenie wymiarów stadła takich kół jest rzeczą złożoną i nie wchodzącą w zakres sprawy obsługi podziałnicy; ograniczymy się więc na rozpatrzeniu jedynie przykładu gryzowania zadanej pary kół śrubowych.

Przykład VII. Nagryzować parę współpracujących kół zębatych śrubowych dla wałów, przecinających

się pod kątem prostym, o podziałce prostopadłej $P_p = 5 \pi$ (t. j. moduł $M = 5 \text{ mm}$), o liczbach zębów $z' = 24$, $z'' = 48$, o kątach pochylenia zębów: $\angle \alpha_1 = 48^\circ$, $\angle \alpha_2 = 42^\circ$.

Koło I. Podziałka czołowa $P'_c = \frac{P_p}{\cos \alpha_1} = \frac{5 \pi}{\cos 48^\circ}$.

Z tablic trygonometrycznych znajdujemy: $\cos 48^\circ = 0,669$, co podstawiając otrzymujemy:

$$P'_c = \frac{5 \cdot \pi}{0,669} = 7,48 \pi \text{ mm.}$$

Moduł podziałki czołowej koła pierwszego wynosi zatem $M'_c = 7,48 \text{ mm}$, skąd średnica koła podziałowego $d'_p = M'_c \cdot z' = 7,48 \cdot 24 = 179,4 \text{ mm}$.

Wysokość w wierzchołka zęba nad kołem podziałowym w kołach zębatych czołowych o zębach prostych równa się 0,3 podziałki, czyli w przybliżeniu $w = 1 M$, t. j. jednemu modułowi danej podziałki; głębokość g wrębu pod kołem podziałowym wynosi 0,4 podziałki, lub też w przybliżeniu $g = 1\frac{1}{6} M$, t. j. jednemu i jednej szóstej moduła podziałki. Ponieważ moduł gryza, jakim nacina się koło śrubowe, określa się z podziałki prostopadłej P_p , przeto średnica zewnętrzna, na jaką należy obtoczyć koło śrubowe, wynosi:

$$D_s = d_p + 2 \frac{P_p}{\pi} = d_p + 2 M_p.$$

W danym przykładzie:

$$D'_s = d'_p + 2 M_p = 179,4 + 2 \cdot 5 = 189,4 \text{ mm.}$$

Głębokość całkowita gryzowania (wysokość wierzchołka więcej głębokość wrębu) $h = w + g = (1 + 1\frac{1}{6}) M_p = 2\frac{1}{6} M_p = 2\frac{1}{6} \cdot 5 = \infty 10,85 \text{ mm}$.

Koło II. $P''_c = \frac{P_p}{\cos \alpha_2} = \frac{5 \pi}{\cos 42^\circ}$.

Z tablicy: $\cos 42^\circ = 0,743$, a więc:

$$P''_c = \frac{5}{0,743} \cdot \pi = 6,74 \pi \text{ mm. } M''_c = 6,74 \text{ mm.}$$

$$d''_p = M''_c \cdot z'' = 6,74 \cdot 48 = \infty 322,8 \text{ mm.}$$

$$D''_s = d''_p + 2 M_p = 322,8 + 2 \cdot 5 = 332,8 \text{ mm.}$$

Głębokość gryzowania oczywiście też sama, co i w kole I-szem.

Obliczymy, jak uprzednio, przełożenie kółek zmianowych, napędzających podzielnice, oraz liczbę każdorazowych obrotów korbki podzielnicy podczas nastawiania koła nacinanego na nową podziałkę. Przypuśćmy, jak w przykładach poprzednich, że śruba pociągowa stołu roboczego posiada skok $S_p = \frac{1}{4}'' = 6,35 \text{ mm}$, ślimak podzielnicy jest jednozwojowy, a ślimacznicza posiada $z_s = 40$ zębów. Wtedy, zgodnie z uprzednio powiedzianem, dla koła I go:

$$\varphi_1 = \frac{z_s \cdot S_p}{\pi \cdot d'_p \cdot \text{tg}(90^\circ - \alpha_1)} = \frac{40 \cdot 6,35}{\pi \cdot 179,4 \cdot \text{tg} 42^\circ}$$

Znajdujemy z tablic $\text{tg} 42^\circ = 0,9$, co podstawiając, otrzymujemy:

$$\varphi_1 = \frac{254}{3,14 \cdot 179,4 \cdot 0,9} = \frac{254}{507} = \infty \frac{1}{2} = \text{na przykład: } \frac{20 \cdot 45}{30 \cdot 60}$$

skąd możemy przyjąć koła zmianowe:

- koło 1 (na rys. 20 — D) otrzyma $z_1 = 20$ zębów,
- " 2 (" " " — C) " $z_2 = 30$ " ,
- " 3 (" " " — B) " $z_3 = 45$ " ,
- " 4 (" " " — A) " $z_4 = 60$ " .

Liczba obrotów korbki do nastawienia na nową podziałkę:

$$x_1 = \frac{z_s}{z'} = \frac{40}{24} = 1 + \frac{16}{24}$$

t. j. należy, ustawivszy sztyfcik korbki naprzeciw szeregu o 24 otworkach, nastawić wskazówki tak, by obejmowały $16 + 1 = 17$ otworków i pokręcać korbką o 1 pełny obrót i następnie jeszcze o 16 podziałek.

Stół w tym wypadku należy ustawić pod kątem $\alpha_1 = 48^\circ$ (patrz rys. 20).

Dla koła II-go:

$$\varphi_2 = \frac{z_s \cdot S_p}{\pi \cdot d''_p \cdot \text{tg}(90^\circ - \alpha_2)} = \frac{40 \cdot 6,35}{\pi \cdot 322,8 \cdot \text{tg} 48^\circ}$$

Ponieważ $\text{tg} 48^\circ = \infty 1,11$, otrzymamy:

$$\varphi_2 = \frac{254}{3,14 \cdot 322,8 \cdot 1,11} = \frac{254}{1126} = \infty \frac{10}{44} = \frac{2,5}{4,11} = \frac{20}{40} \cdot \frac{50}{110} = \frac{20}{40} \cdot \frac{25}{55} \text{ i t. p.}$$

Jeżeli przyjmiemy ostatni stosunek, będą musiały być użyte koła zmianowe o liczbach zębów:

- koło 1 (na rys. 20 — D) o $z_1 = 20$ zębach,
- " 2 (" " " — C) " $z_2 = 40$ " ,
- " 3 (" " " — B) " $z_3 = 25$ " ,
- " 4 (" " " — A) " $z_4 = 55$ " .

Obroty korbki: $x_2 = \frac{z_s}{z''} = \frac{40}{48} = \frac{5}{6} = \frac{20}{24}$.

Należy ustawić sztyft korbki przed jednym z szeregów o liczbie otworów podzielnej przez 6, np. o 24 otworkach i pokręcać w takim razie korbką o $\frac{5}{6}$ obrotu, to jest o 20 podziałek (wskazówki obejmują $20 + 1 = 21$ otworków). Stół gryzarki winien być ustawiony pod kątem $\alpha_2 = 42^\circ$.

Do gryzowania obydwu kół winien być użyty gryz o module $M = 5 \text{ mm}$. Pozostaje jednak do rozstrzygnięcia sprawa następująca. Jak wiadomo, do nacinania kół czołowych prostych o jednym i tym samym module, lecz o liczbach zębów od 12 do nieskończoności (zębarka prosta), stosuje się dobór, złożony zazwyczaj z 8 u (wyjątkowo z 15) gryzów, z których każdy jest przeznaczony dla pewnej grupy sąsiadujących ze sobą liczb zębów koła nacinanego. W kołach zębatych czołowych o zębach prostych liczba zębów, wobec danego modułu, jest proporcjonalna do średnicy podziałowej koła. Inaczej jest w kołach śrubowych, gdzie średnica podziałowa zależna jest od kąta pochylenia linii śrubowej zębów i zawsze większa od średnicy podziałowej koła czołowego o zębach prostych, o tych samych liczbie zębów i module. To jedno już wywołuje powstanie innego obrysu zęba. Jednocześnie jednak, w miarę zwiększania się kąta pochylenia α , zbliżają się zęby do zwojów ślimaka, czyli — zębatki, która odpowiada nieskończeniu wielkiej liczbie zębów, których obrys jest prostoliniowy.

Wyobraźmy sobie, że koło śrubowe o z zębach jest przecięte płaszczyzną, prostopadłą do kierunku zęba $a - a$ (rys. 21). Przedłużony myślowo koło w obie strony na dostateczną długość, otrzymalibyśmy w przekroju elipsę, przyczem ząb $a - a$ znajdowałby się na wierzchołku B części elipsy, posiadającej krzywiznę o dużym promieniu R . Z promienia tego określamy wyobraźlaną średnicę koła i liczbę zębów, według której należy dobrać gryz do nacinania danego koła śrubowego.

Promień R krzywizny elipsy u wierzchołka B, określa się wzorem: $R = \frac{r_2^2}{r_1}$, jeżeli oznaczymy wielko-

ści pólki elipsy literami: mniejszą r_1 i większą r_2 . Mniejsza oś elipsy równa się w danym wypadku średnicy koła podziałowego: $2 r_1 = d_p$, skąd $r_1 = \frac{d_p}{2}$.

Większa oś określa się ze średnicy podziałowej i kąta pochylenia α :

$$2 r_2 = \frac{d_p}{\cos \alpha}, \text{ skąd } r_2 = \frac{d_p}{2 \cdot \cos \alpha}.$$

Podstawiając, określamy promień krzywizny R :

$$R = \frac{r_2^2}{r_1} = \frac{\left(\frac{d_p}{2 \cos \alpha}\right)^2}{\frac{d_p}{2}} = \frac{d_p^2 \cdot 2}{4 \cdot \cos^2 \alpha \cdot d_p} = \frac{d_p}{2 \cos^2 \alpha}{}^6);$$

średnica zaś d_g , według której należy dobierać gryz, będzie równała się:

$$d_g = 2 R = \frac{d_p}{\cos^2 \alpha}.$$

Jednakże przyjęto oznaczać na gryzach nie średnice kół podziałowych, dla których dany gryz jest przeznaczony, a odpowiednie liczby zębów. By je otrzymać – musimy średnicę podzielić przez moduł. Poszukiwana liczba zębów z_g , dla której należy dobrać gryz, będzie:

$$z_g = \frac{d_g}{M_p} = \frac{d_p}{\cos^2 \alpha \cdot M_p}.$$

Z poprzednio wyłożonego wiadomo, że $d_p = z \cdot M_c$, oraz że $P_c = \frac{P_p}{\cos \alpha}$. Dzieląc obie strony ostatniego

równania przez π , przechodzimy od podziałek do mo-

$$\text{dułów: } \frac{P_c}{\pi} = \frac{P_p}{\pi} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}, \text{ czyli że } M_c = M_p \cdot \frac{1}{\cos \alpha},$$

a zatem: $d_p = z \cdot M_c = \frac{z \cdot M_p}{\cos \alpha}$, co podstawiając we

wzór dla z_g otrzymamy:

$$z_g = \frac{d_p}{\cos^2 \alpha \cdot M_p} = \frac{z \cdot M_p}{\cos^2 \alpha \cdot M_p \cdot \cos \alpha} = \frac{z}{\cos^3 \alpha},$$

t. j. by dobrać gryz, dający odpowiedni obrys zębów koła śrubowego, należy liczbę zębów z koła śrubowego podzielić przez trzecią potęgę dostawy (\cos) kąta pochylenia (α) linii śrubowej zębów.

W obliczanych uprzednio przykładach otrzymamy:

Koło I-e. Liczba zębów $z' = 24$, kąt pochylenia linii śrubowej zębów $\angle \alpha_1 = 48^\circ$; a zatem do gryzowania tego koła należy użyć gryza, odpowiadającego liczbie zębów:

$$z_g' = \frac{z'}{\cos^3 \alpha_1} = \frac{24}{\cos^3 48^\circ} = \frac{24}{0,669^3} = \frac{24}{0,2994} = \infty 80.$$

Koło II-gie. $z'' = 48$, $\angle \alpha_2 = 42^\circ$

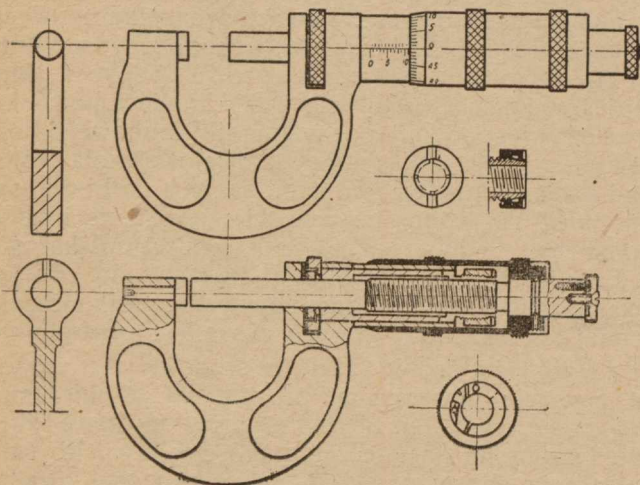
$$z_g'' = \frac{z''}{\cos^3 \alpha_2} = \frac{48}{\cos^3 42^\circ} = \frac{48}{0,743^3} = \frac{48}{0,411} = \infty 117.$$

Łatwo jest sprawdzić, mając dobór gryzów dla modułu $M = 5 \text{ mm}$, złożony z 8 gryzów, że liczbom 80 i 117 odpowiada gryz № 7, przeznaczony dla liczb zębów, znajdujących się w granicach od 55 do 134.

(c. d. n.)

Wybór mikrometra.

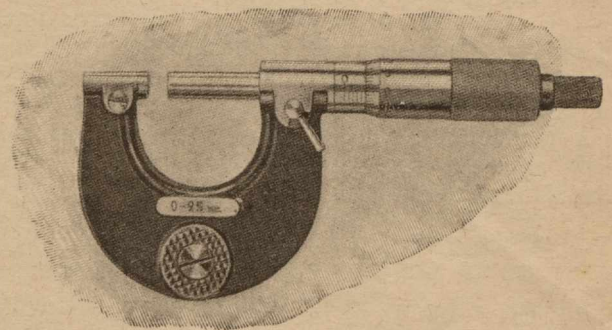
W naszych pracowniach mechanicznych zaczyna być stosowany coraz powszechniej mikrometr, oraz jego liczne odmiany. Rys. 1 przedstawia nam konstrukcję nowoczesnego mikrometra. W pałku mikrometra jest



Rys. 1. Konstrukcja nowoczesnego mikrometra.

Zwykle dla lekkości w pałku wycięte są wgłębienia po obu stronach. Dobrze jest umieścić po obu stronach pałka poduszczeni ze złego przewodnika ciepła, za które chwyta się palcami (rys. 2).

Obracając tulejkę zewnętrzną, wysuwamy ją z oprawki, w której mieści się nakrętka i śruba mikrometryczna. Przesuw wrzecionka, stanowiącego przedłużenie śruby



Rys. 2. Konstrukcja nowoczesnego mikrometra.

osadzone z jednej strony kowadełko, a z drugiej wysuwane wrzecionko. Pałek powinien być sztywny i niezbyt mały, aby się nie rozgrzewał za szybko od ciepła ręki.

⁶⁾ Podobnie jak $r_2^2 = r_2 \cdot r_2$, tak samo $\cos^2 \alpha = \cos \alpha \cdot \cos \alpha$, zaś $\cos^3 \alpha = \cos \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \cos \alpha$.

mikrometrycznej, względem kowadełka odczytujemy częściowo z podziałki na oprawce, częściowo zaś, a mianowicie setne milimetra, z podziałki na obrzeżu tulejki. Podziałka na oprawce odpowiada skokowi śruby mikrometrycznej, który prawie zawsze $= 1/2 \text{ mm}$. Obrzeże tulejki jest podzielone na 50 części. Uzupełnieniem mechanizmu jest pierścienek karbowany do zaciskania wrzecionka w dowolnym położeniu, oraz grzechoteczka

na końcu tulejki. Działanie sprężynki działającej na grzechoteczkę wystarcza, by pokonać tarcie śruby mikrometrycznej. Z chwilą jednak, gdy wrzecionko oprze się o mierzony przedmiot, pokręcenie grzechoteczki nie wystarcza aby obrócić tulejkę choćby o jedną podziałkę. Tym sposobem zabezpiecza się śrubę mikrometryczną od możliwych uszkodzeń i zarazem zapewnia się stale jednakowy nacisk przy mierzeniu, zależny od napięcia sprężynki grzechotkowej.

Dobry mikrometr powinien posiadać zupełnie pewną śrubę mikrometryczną, dającą błąd na całej długości mniejszy od 3μ (mikronów, czyli tysięcznych części milimetra). Ze względu na trudność wykonania dłuższych śrub o tej dokładności, mikrometry wykonywa się zazwyczaj dla odstępów 25 mm , stopniując odpowiednio rozwartości pałąków. Pałąk w miejscu osadzenia w nim kowadełka powinien posiadać grubość równą średnicy wrzecionka i powinien być zaokrąglony tym samym promieniem co i kowadełko. Zakończenie wrzecionka i kowadełka powinny być tak dopasowane, że przy zetknięciu się ich wzajemnym ledwie dostrzegalna kreska może zaświadczyć, że nie stanowią one jednej całości. Przy większych mikrometrach założenie wzorcowego pręcika o średnicy wrzecionka powinno dawać ten sam wynik. Końcówki kowadełka i wrzecionka powinny być dotarte i dopolerowane, a płaszczyzny storcowe powinny być ściśle prostopadłe do osi wrzecionka i kowadełka.

Mikrometry starego typu ze zgrubieniami pałąka w pobliżu kowadełka i ze ścięciami zakończeń wrzecionka i kowadełka nie dają możliwości dokonywania pomiarów części niewiele naprzód wysuniętych.

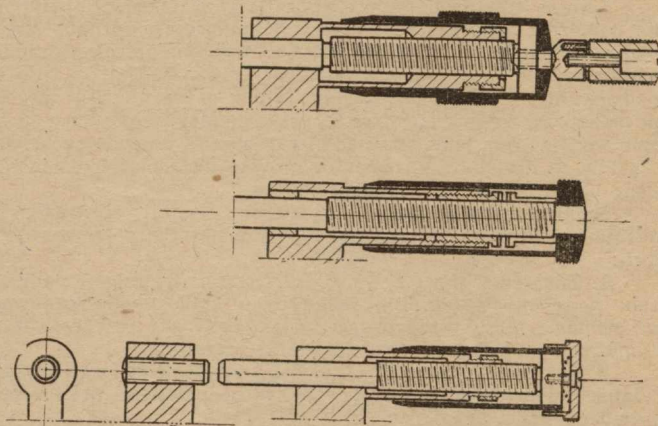
Śruby mikrometryczne są wykonywane zazwyczaj z dobrej stali narzędziowej na niewielkich precyzyjnych tokarkach, jakie wyrabia np. Stowarzyszenie Mechaników w Pruszkowie¹⁾ (model z wrzecionem przesuwaniem za pomocą wzorcowego patronu). Nakrętki są wykonywane zapomocą precyzyjnych gwintowników. Znane ze swej dokładności mikrometry Brown-Sharp'a są tak wykonywane, że gwint na śrubie wykańcza specjalista, a następnie dociera nakrętkę do śruby mikrometrycznej bez użycia szmerglu, pokręcając ją tam i z powrotem, aż obrót śruby stanie się miękki i subtelny. Następnie po zmontowaniu mikrometru i pozostawieniu dwóch setnych milimetra na dotarcie inny specjalista zaczyna równocześnie docierać storcowe powierzchnie kowadełka i wrzecionka, wprowadzając pomiędzy nie mały płaski docieracz i dokręcając co i raz śrubę mikrometryczną. Podczas tych operacji mikrometr jest zamocowany w imadle.

Na każdym mikrometrze powinna być wybita firma i temperatura zasadnicza (0° lub 20°),—jest to szczególnie wielkiej wagi dla dużych mikrometrów, przy których odniesienie do innej temperatury zasadniczej daje znaczne różnice. Amerykańskie mikrometry są wykonywane zazwyczaj dla temperatury wzorca $16,7^\circ \text{ C}$. Pałąki powinny być wykonane ze stali, posiadającej ten sam mniej więcej współczynnik rozszerzalności, co i przedmioty mierzone. Pałąki mosiężne są niedopuszczalne w użytku warsztatowym również i z tego powodu że mosiądz jest dobrym przewodnikiem ciepła. O ile sława firmy nie daje gwarancji, że mikrometr jest pewny należy go bezwarunkowo sprawdzić przed użyciem, gdyż zdarza się niestety w dzisiejszych czasach, że kupiony w cieszącej się najlepszą sławą firmie kupieckiej mikrometr, posiada błędy wynoszące po dwie i więcej setnych milimetra. O dobrym nastawieniu mikrometra

możemy się przekonać zawsze samemu zapomocą dodawanego zawsze do mikrometru pręcika wzorcowego. O tem, czy skok śruby mikrometrycznej jest właściwy, możemy sądzić sprawdzając mikrometr zapomocą kilku płytek Johansson'a.

Istnieje dość dużo różnorodnych konstrukcji mikrometra. Najważniejszą rzeczą jest w nich usunięcie luzu pomiędzy gwintem śruby i nakrętki, regulowanie położenia wrzecionka względem kowadełka, wreszcie regulowanie grzechoteczki. Zaczniemy od konstrukcji przedstawionych na rys. 3. Kowadełko może być wkręcane w pałąk: oczywiście przy tej konstrukcji niepodobna myśleć o uzgodnieniu osi kowadełka i wrzecionka, które powinny być precyzyjnie wywiercone i rozwiercone zapomocą długiego rozwiertaka. Przy gwintowaniu otworu nastąpi zawsze skrzywienie osi. Oprawka mikrometru, stanowiąca nakrętkę jest rozcięta i sprężynuje wskutek tego. Zapomocą nakręteczki zaciskowej ściągamy nakrętkę i usuwamy luz zasadniczy. Nakręteczka zaciskowa jest w tym celu zlekką stożkowa.

Regulowanie i doprowadzenie do porządku mikrometru po zużyciu końcówek odbywa się w mikrometrach przestarzałej konstrukcji zapomocą wkręcania kowa-



Rys. 3.

dełka. Lepiej tą regulację przenieść do oprawki. Na rys. 3 (środkowym) widzimy, że nakrętka mikrometryczna jest osadzona w oprawce, nie stanowiąc z nią całości. Jeśli przeto pokręcimy ją wspólnie z tulejką zewnętrzną, przestawimy zero podziałki. Nakrętkę można pokręcić po wkręceniu tulejki zapomocą kluczyka, albo też wkręcić śrubę mikrometryczną do samego końca aż do oparcia się o kowadełko, przyczem małe sprężelko kłowe naśrubowane na śrubę mikrometryczną w samym dnie tulejki chwytą nakrętkę mikrometryczną i obraca ją. Omawiany mikrometr nie posiada wcale grzechotki.

Pewne ulepszenie grzechotki przedstawia mikrometr górny na rys. 3. Mianowicie misterna sprężynka wypycha delikatny zatrask w postaci kołeczka, zeskałującego z zębów grzechotki. Pozatem konstrukcja mikrometru nie przedstawia nic ciekawego, gdyż regulowanie po zużyciu końcówek przeniesione tu jest na kowadełko.

Zupełnie nowoczesny ciężki mikrometr przedstawiony jest na rys. 1. Widzimy tu, że oprawka jest włożona w pałąk. Stanowi ona właściwą nakrętkę mikrometryczną. Jest ona głęboko rozcięta aż poza wytoczenie wewnętrzne, dzięki czemu doskonale sprężynuje na całej długości gwintu mikrometrycznego. Nakręteczka zaciskowa działa nie zapomocą gwintu, a nasadki stożkowej wchodzącej na nasadkę nakrętki mikrometrycznej.

¹⁾ Por. *Mechanik* 1922, str. 83.

Podziałyki są wykonane na specjalnej tulejce wepchniętej na oprawkę nakrętkową. Tulejka ta zasłania częściowo przecięcia nakrętki i daje sztywność oprawce. Na uwagę zasługuje regulowanie nastawienia i zużycia. Mianowicie wrzecionko i śruba mikrometryczna wykonane z jednej sztuki, osadzone są w tulejce tak, że można je obrócić na dowolny kąt, przyczem zapomocą trzech śróbek rozstawionych na obwodzie skręca się razem śruba mikrometryczną z tulejką.

Zacisk moletowany nie powinien kaleczyć wysuwanego wrzecionka. W tym celu zastosowany jest następujący mechanizm. W rozciętym pierścionku wewnętrznym osadzony jest ćwieczek, wchodzący w półko-

listy żłobek nawiercony w bocznej powierzchni wykroju w pałąku, który nie pozwala temu pierścionkowi obracać się względem pałąka. Poza to w wykroju pierścionka sprężynującego osadzona jest kulka, która zaciska się sama w klinowym wykroju, gdy zaczynamy obracać w odpowiednią stronę moletowany zewnętrzny pierścionek.

Zapomocą mikrometrów typu cięższego można określać wymiary z dokładnością do 5 μ , czyli dwa razy dokładniej, aniżeli zapomocą mikrometrów zwykłych. Jest to dokładność wystarczająca w praktyce warsztatowej budowy maszyn i dlatego przewidywać należy, że mikrometry ciężkie rozpowszechnią się u nas dość szybko.

Przegląd książek i pism.

Eugeniusz Porębski. Motory i ich obsługa. Wydanie drugie. (Biblioteka Instytutu Technologicznego Izby Handlowej i Przemysłowej we Lwowie, tom XIV). str. 314.

W myśl intencji autora, wyrażonej w przedmowie, książka ta przeznaczona jest dla przedstawicieli drobnego przemysłu i rzemiosł, którym ma ułatwić orientację przy zakupie silnika oraz dać, wskazówki co do jego obsługi; z tego powodu uwzględnione są tylko silniki typu przemysłowego i jedynie mniejsze jednostki w tym jednak zakresie zarówno silniki spalinowe, jak i parowe.

Sposób traktowania przedmiotu czysto opisowy, przytem dość pobieżny; znaczną część książki zajmują opisy różnych silników, utrzymane na poziomie katalogowym i prawdopodobnie pochodzące, jak i rysunki, z katalogów firmowych. Jest to jednak (pomijając nie zawsze trafny wybór typów opisywanych) — względnie najlepsza część książki, gdyż przynajmniej nie roi się w tym stopniu od błędów faktycznych, nieraz wprost horrendalnych, jak wszystkie te rozdziały, gdzie autor próbuje dać objaśnienia teoretyczne i przeprowadzić rachunek ciepły.

Niektóre z tych błędów przytaczamy poniżej, aby ustrzedz czytelników tej książki przed pogmatwaniem sobie pojęć zasadniczych:

1. Znaczenie przegrzewania pary autor upatruje w podniesieniu jej ciśnienia (str. 10), jakgdyby w kotle mogło panować inne ciśnienie niż w przegrzewaczu i jakgdyby bez przegrzewacza nie można było osiągnąć każdej żądanej prężności.

2. Z rysunku 25 (str. 47) i jego objaśnienia wynika, że początek wlotu pary następuje zawsze po przejściu tłoka przez martwy punkt.

3. Z obliczenia na str. 92 wynika, że stopień wykorzystania pary o 5 atm. nadciśnienia przy pracy bez skraplacza nie może przekraczać $\frac{87}{3290} = 2,65\%$, i to teoretycznie, bez uwzględnienia strat ubocznych.

4. Na str. 99 czytamy: „Każdemu wiadomo, że korba, przechodząc przez martwe punkta, zwalnia bieg“; na str. 140: „Im większe jest koło zamachowe, tym spokojniejszy ruch silnika, gdyż wielka masa wirującego żelaza z łatwością kompensuje straty wskutek oporów powstających przy przekraczaniu martwych punktów.“

Oto jest całość wykładu o równomierności biegu silników i roli kół zamachowych.

Wbrew temu, co zdaniem autora jest „każdemu wiadomo“, sądzę, że zmniejszenie szybkości obrotowej następuje wtedy, gdy ustaje czynny nacisk gazów na tłok silnika lub też zjawia się nacisk w kierunku odwrotnym do ruchu tłoka (np. sprężanie), — te zaś okresy nie ograniczają się do samych martwych punktów.

Uważam następnie, że nawet w tak popularnym dziełku nie należało pomijać: a) bliższego określenia pojęcia równomierności biegu; b) wymagań, jakie pod tym względem należy stawiać silnikom w różnych warunkach pracy (cyfrowo); c) wpływu ilości cylindrów oraz systemu silnika (dwusuw, czterosuw). Są to rzeczy, z którymi nabywca silnika spotyka się na każdym kroku.

5. Objaśnienie prawidłowego układu korb w silniku 4-cylindrowym (str. 145) jest (pomijając jego niezrozumiałość) zupełnie mylne: kolejność pracy poszczególnych cylindrów nie ma żadnego wpływu na zrównoważenie silnika, które zależy wyłącznie od sił inercji mas, posiadających ruch zwrotny. Wogóle w książce nie znajdujemy nawet wzmianki o siłach t zw. zewnętrznych, wywołujących reakcję na fundament silnika, — a przecież mają one znaczenie także dla drobnego przemysłu, gdyż silnik ustawiony w podziemiu na zbyt słabym fundamencie może roztrząść całą kamienię.

6. Na str. 209 twierdzi autor, że „te gazy, które posiadają wysoką wartość kaloryczną, nadają się lepiej do popędu silników, gdyż przy stosunkowo małych wymiarach cylindrów mogą wytworzyć bardzo wielką energję“, zaś silniki pędzone gazami ubogimi muszą posiadać wielkie wymiary cylindrów dla osiągnięcia tej samej mocy. Jest to twierdzenie błędne, lub conajmniej w przesadnej

formie wyrażone, gdyż prócz wartości opałowej gazu na wymiary cylindra ma wpływ ilość powietrza potrzebnego do spalania tego gazu (wraz ze zwykłym nadmiarem). W rzeczywistości 1 m^3 mieszanki palnej z gazu wielkopiecowego (o wart. opał. 900 ciepł.) zawiera 490 ciepłostek, zaś z gazu świetlnego (o 5000 ciepł.) — 570 ciepł., czyli różnica wynosi tylko 16%.

7. Najkapitałniejsze bodaj jest objaśnienie przyczyny wyższej ekonomiczności silnika Diesela w porównaniu z innymi typami (str. 263 i 276); przyczynę tę autor upatruje w tem, że „spalanie trwa dłużej i wysokie ciśnienie dłużej jest wywierane na tłok“. Z dowodzenia takiego wypływa bezpośrednio wniosek, że szczytem doskonałości będzie silnik o napełnieniu 100% bez rozprężania! Opis i rysunki tegoż silnika (Diesel) odnoszą się do typu zarzucanego już prawie od 20 lat (pobieranie powietrza przez pompę powietrzną z cylindra roboczego).

Z innych braków książki rzuca się w oczy: a) zupełne pominięcie wyjaśnienia znaczenia wykresów indykowanych dla badania prawidłowości pracy silnika; przytoczenie typowych wykresów wadliwych było by na miejscu; b) autor nie określa wcale pojęcia pracy indykowanej i rzeczywistej, nie podaje sposobów ani praktycznego mierzenia jednej i drugiej, ani choćby przybliżonego obliczenia mocy silnika na podstawie wymiarów jego cylindra. Czytelnik, który by najsumienniej przestudjował całą książkę, nie otrzyma z niej żadnych podstaw do wydania sądu, czy silnik, który ma przed sobą, może rozwinąć 5 KM czy też 500 KM.

Wszystko, co znajdujemy w książce na temat pracy indykowanej i rzeczywistej, brzmi tak: (str. 95) „Skutek obliczony według ilości wyzyskanej pary, nazywamy skutkiem indykowanym, który zawsze jest większy od skutku praktycznego, który możemy zbadać za pomocą hamulców, a zwanego skutkiem efektywnym (Bremsleistung)“.

Jest to zarazem typowy przykład stylu i języka tej książki; jeszcze jeden przykład stylu, dla charakterystyki: „Kondensator jest ochładzalnikiem dla pary odchodzącej, wypracowanej z chłodną przestrzenią“ (str. 63).

Te przykłady dają nam pojęcie o słownictwie, iście oplakanem; przytoczymy jeszcze następujące próbki z tej nieprzebranej kopalni: na jednej i tej samej stronie (85) spotykamy wyraz „dzielność“ użyty w trzech odmiennych znaczeniach: a) jako „współczynnik wydajności“ (dzielność lokomobili jest b. dobrą), b) jako „energia“ (wykorzystanie dzielności pary jest znacznie większe), c) jako „moc“ w nagłówku tablicy: Dzielność lokomobili KM).

Dalej: „uswoić sobie“ (str. 12, 16), kotły 3-etażowe (str. 20), wysokie piece (str. 22) i t. d.

Wobec powyższego, jakże niewinnie wyglądałby zarzut, że autor trzyma się „kondenzacyi i ekspansyi“ (oczywiście przez „z“), bojkotując skraplanie i rozprężanie.

Nie pomyślano również o spolszczeniu niemieckich napisów na rysunkach (np. rys. 161 — 164).

Na takiej samej wysokości stoi korekta: znajdziemy tu „kotły automobilowe“ (str. 17), spirytus 5% (str. 149); spotykamy stale „kurki“ zamiast „turki“ (np. str. 31 i 86), pełno tu „kotłów“ zamiast „tłoków“ (np. str. 47 i 61) lub odwrotnie. Ostatnia rubryka tablicy na str. 20 jest cyfrowo niezrozumiała: prawdopodobnie w nagłówku jej zamiast „zużycie węgla“ miało być „odparowanie“.

Reasumując wrażenia ogólne, dochodzimy do wniosku, że nawet dla tak ubogiej jak polska literatury technicznej książka p. Porębskiego nie stanowi nabytku cennego i polecać jej żadną miarą nie można.

Było by do życzenia, aby przynajmniej III jej wydanie nie zubożało już naszego piśmiennictwa, natomiast aby ukazał się nareszcie dobry podręcznik silników spalinowych, brak którego rzeczywiście daje się odczuwać.

Na zakończenie pozwolimy sobie wyrazić uwagę, że zdaniem naszym minęły już czasy, gdy technik mógł być uniwersalnym i z równym powodzeniem pisać kilkotomowe dzieła o hartowaniu stali, budowie samochodów, narzędziach, kotłach parowych, silnikach przemysłowych i t. d. i t. d.

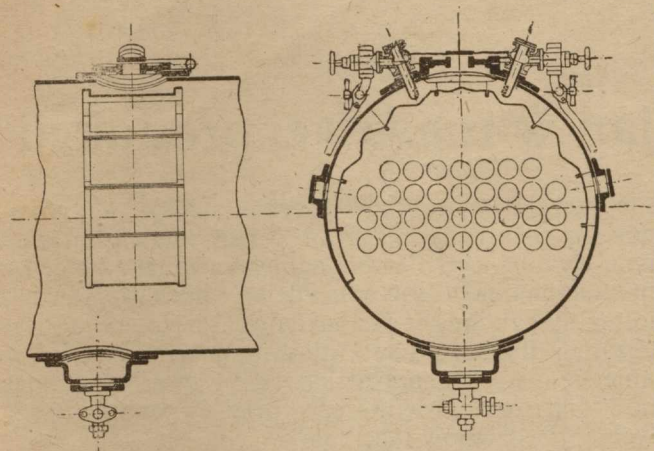
Przyrząd do wydzielenia kamienia kotłowego i szlamu na parowozach.

Woda, zasilająca kocioł parowozowy, zawiera zazwyczaj domieszki, które wydzielając się wewnątrz kotła, tworzą większe lub mniejsze warstwy kamienia kotłowego i szlamu. Warstwy te hamują przechodzenie ciepła od ścianki kotłowej do wody i przez to zmniejszają sprawność kotła. Podług ostatnich badań warstwa ka-

Przeźren ta komunikuje się z wnętrzem kotła tylko zapomocą wąskich dolnych szczelin. Górną część tej przestrzeni wypełnia para, w dwóch bocznych częściach znajduje się woda. Do przestrzeni tej z zewnątrz kotła prowadzą 3 szlamiki: jeden górny i dwa boczne; pozwalają one dostać się do tej przestrzeni i oczyścić ją z kamienia. Oprócz tego na spodzie walczaka jest jeszcze jeden głęboki szlamik, w postaci garnka spustowego, który ma pokrywą zaopatrzoną w kurek spustowy.

Do górnej części walczaka przytwierdzone są z dwóch stron górnego szlamika korpusy zaworów zasilających; każdy z korpusów zakończony jest specjalnym wyrostkiem wpuszczonym w głąb wydzielonej przestrzeni. Wyrostki mają na końcach szereg małych otworów, a korpusy, w których mieszczą się wyrostki, połączone są z zewnątrz walczaka rurą, tak, że woda, pędzona do kotła przez jeden zawór zasilający i jeden wyrostek, przechodzi tą rurą na drugą stronę walczaka i zapomocą drugiego wyrostka przenika do wnętrza kotła.

Woda przechodząc pod ciśnieniem przez wąskie otwory wyrostka przedostaje się do wnętrza wydręb-



Rys. 1.

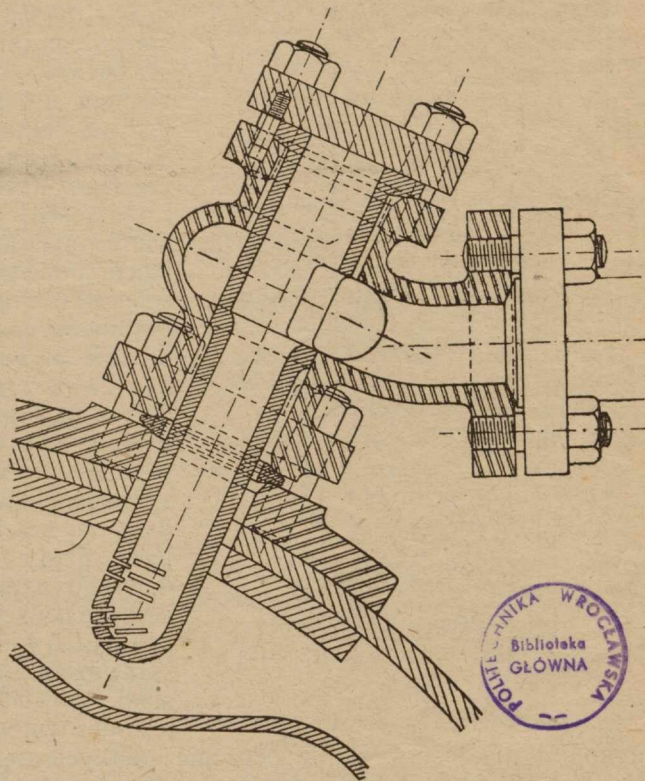
mienia o grubości 2 do 3 mm powoduje stratę od 5 do 9% zawartego w paliwie ciepła. Oprócz tego obecność kamienia wywołuje zwiększone ponad normę nagrzewanie się blach kotłowych i zespołek, co jest powodem nadmiernych uszkodzeń tych części kotła. Doświadczenie wykazało, że w kotle zasilanym złą wodą, potrzeba zmieniać 3 razy tyle zespołek, ile ich się zmienia w kotle, który pracuje na wodzie dobrej.

Stosowane są różne sposoby walki z kamieniem kotłowym. Pomiędzy innymi już dawno technika parowozowa pracuje nad zastosowaniem do kotłów parowozowych takich przyrządów, które, nie zapobiegając wogóle osiadaniu kamienia wewnątrz kotła, pozwalająby jednakże na umiejscowienie tego osiadania w pewnej ograniczonej przestrzeni kotła i w ten sposób nie dopuszczają do rozchodzenia się kamienia po całym wnętrzu kotła.

Takie próby robione były także na b. dr. żelazn. W.-Wiedeńskiej w latach 1901 — 1910 najprzód z przyrządem pomysłu p. Schramma, ówczesnego naczelnika warsztatów głównych, a następnie ze znanym dobrze z literatury technicznej przyrządem Gölsdorfa. Próby te nie dały pomyślnych wyników.

W ostatnich czasach dr. z. pruskie zaczęły ustawiać takie przyrządy na nowszych typach parowozów (np. P 8, G 8², G 10, G 12) i wobec tego znajdują się one i na parowozach, które w ostatnich czasach przeszły z Prus do Polski lub zakupione zostały przez Polskę w niemieckich wytwórniach parowozów.

Urządzenie tych przyrządów jest następujące. Umieszczone są one w przedniej części walczaka tam, gdzie zazwyczaj przytwierdzone są do kotła zawory zasilające. W tym miejscu przestrzeń ponad rurami płomiennymi i z boków kotła jest wydzielona z wnętrza zapomocą blachy, składającej się z oddzielnych części i przytwierdzonej do górnej i bocznych ścian walczaka.



Rys. 2.

nionej przestrzeni w stanie silnie rozpylonym, mocno się w parze nagrzewa i wydziela w dużej ilości kamień, który osiada na ściankach walczaka i na oddzielającej blasze. Szlam opuszcza się na dół i osiada w garnku spustowym.

Ażeby nie dopuścić do zbytowego nagromadzenia się kamienia i szlamu w przyrządzie należy:



1) przy każdym myciu kotła parowozu otworzyć wszystkie cztery szlamiki i możliwie dokładnie oczyścić z kamienia i szlamu wydzieloną przestrzeń i spód walczaka; oprócz tego wyjąć wyrostki i oczyścić z kamienia otwory;

2) zobowiązać maszynistę, aby co jazdę przedmuchiwał kocioł zapomocą kurka spustowego.

W praktyce okazało się, że małe otwory wyrostków zupełnie zarastają kamieniem i że otwieranie kurka spustowego zapomocą klucza jest bardzo utrudnione; kurek zarasta kamieniem i nie daje się otworzyć.

Wobec tego w najnowszym urządzeniu przyrządu przeprowadzono następujące zmiany. Ponad wydzieloną jak przedtem przestrzeń kotła zamiast górnego szla-

mika ustawia się zbieralnik (drugi z kolei) z odejmowaną pokrywą na górze. Do boków zbieralnika przytwierdzone są korpusy zaworów zasilających przy czem zamiast wyrostków wpuszczone są miedziane rury skierowane pionowo ku pokrywie zbieralnika i zakończone zwichłym wylotem, dochodzącym prawie do pokrywy zbieralnika. Woda, skierowana przez rury na pokrywę, odbija się od niej i spada na dół w postaci deszczu.

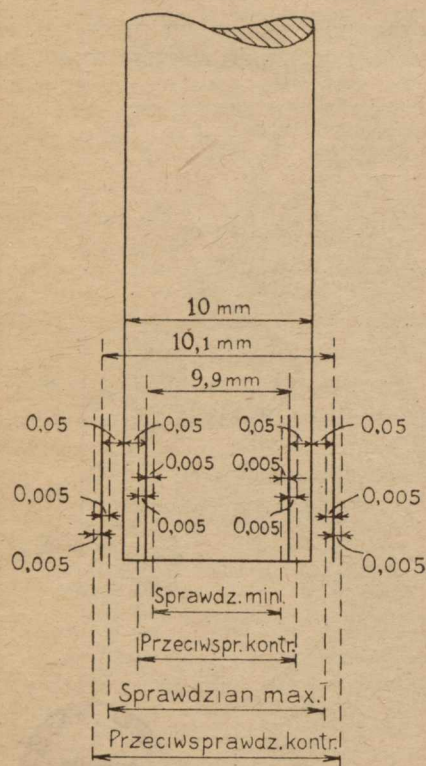
Oprócz tego zamiast kurka spustowego urządzone jest zawór, którego wydłużona rączka wystaje z boku poza ramę parowozu.

W tym drugim wypadku przepisy obsługi pozostają oczywiście te same.

inż. W. Wit.

Sprawdzian i przeciw sprawdzian w masowej produkcji¹⁾

Sprawdzian służy do kontroli wymiarów i kształtu wyrabianego masowo przedmiotu lub też do sprawdzania wymiarów części będącej już w użyciu, w celu skontrolowania zużycia poszczególnych wymiarów, ewentualnie określenia zdolności danej części do dalszego użytku.



Rys. 1.

runkom i nie jest w stanie odróżnić zdolnych części od niezdatnych. Jeżeli nie chcemy każdorazowo wykonywać znużających pomiarów, podejrzanego o nieściśłość sprawdzianu, należy mieć odpowiedni przeciw sprawdzian max. dla otworów i min. dla trzpieni, określający kres pracy danego sprawdzianu, czyli granicę

Sprawdzian dla swego przygotowania i kontroli ścisłego wykonania winien mieć dokładnie sprawdzony przeciw sprawdzian według którego jest wykonany. Sprawdzian od częstego użytku niszczy się i powierzchnie mierzące podlegają ścieraniu, z początku nieznacznie nie pasują do przeciw sprawdzianu, następnie trudno ustalić według przeciw sprawdzianu, czy dany sprawdzian jest zdolny do dalszego użytku i czy nie nadszedł moment, kiedy sprawdzian przestaje odpowiadać technicznym wa-

dopuszczalnego zużycia. Zwykle stosuje się metoda jednego przeciw sprawdzianu — nazwiemy go normalnym, wykonanego dla nominalnego wymiaru sprawdzianu. Racjonalnym jest sprawdzian i przeciw sprawdzian normalny wykonywać według najwyższej tolerancji dopuszczalnej dla danego sprawdzianu, dając zapas na ścieranie się nie tylko sprawdzianu, ale i przeciw sprawdzianu, który również się niszczy, przy wykonaniu następnych sprawdzianów tejże marki.

W ten sposób otrzymamy dla sprawdzianu 2 przeciw sprawdziany różnicowe, rozszerzając zasadę różnicowych kalibrów i na wyrób samych sprawdzianów. Stosując dwa przeciw sprawdziany zmniejszamy ilość drogich pomiarów sprawdzianu, który już po pewnym czasie pracy nie pasuje dość ściśle do przeciw sprawdzianu normalnego; dzięki łatwości pomiaru max. względnie min. przeciw sprawdzianem możemy częściej kontrolować sam sprawdzian. Oczywiście, gdy wyrabia się sprawdzian pojedynczy, przytem używany w fabryce, która posiada środki do precyzyjnego mierzenia, nie opłaca się robić przeciw sprawdzianów różnicowych, lecz jeżeli ilość sprawdzianów jednego typu liczymy na dziesiątki, lub jeżeli sprawdziany bywają stosowane w miejscu, uniemożliwiającem jego ścisłe sprawdzenie, wtedy należy stosować, jak wyżej powiedziano, podwójne przeciw sprawdziany; jeden normalny w miejscu wykonania sprawdzianów, drugi kontrolujący.

Przykład: Wałek mający wymiar 10 mm ma być wykonany z tolerancją $+0,1$ i $-0,1$ mm.; mamy jeden sprawdzian pierścieniowy lub szcękowy 10,1, drugi 9,9. Sprawdzian należy wykonać: górny 10,1 z tolerancją $\pm_{0,01}^{+0,01}$, dążąc do granicy $-0,01$, mając na uwadze starcie się sprawdzianu do $+0,01$. Przeciw sprawdzian normalny należy wykonać 10,09 i kontrolujący 10,11; gdy przeciw sprawdzian kontrolujący wchodzi w pierścień, ten ostatni jest już niezdatny do użytku. Dla wymiaru 9,9 $\pm_{0,01}^{+0,01}$ mamy odwrotnie, pierścień winien mieć 9,89, przeciw sprawdzian normalny winien być tegoż wymiaru, przeciw sprawdzian zaś kontrolujący 9,91 mm.

Na załączonym rysunku uwidoczniiona jest zasada stosowania sprawdzianów normalnych i kontrolujących.

Z. R — el.

¹⁾ patrz *Mechanik* r. 1922, str. 65—68.

Pytania i odpowiedzi.

Pytanie 9. Proszę 1) o podanie zrozumiałego wzoru na obliczenie mocy różnych maszyn parowych, 2) o wyjaśnienie znaczenia słowa „kursyw“, 3) o wykaz projektowanych w r. b. kursów technicznych przy T. K. T., 4) o informacje o II-em wydaniu Podręcznika dla Tokarzy — A. Kozłowskiego.

Czytelnik J. S. w Pruszkowie.

Odpowiedź.

1. Przybliżone obliczenie mocy maszyny parowej.

Oznaczmy przez:

F w centymetrach kwadratowych — powierzchnię tłoka; $F = \frac{\pi d^2}{4}$, gdzie $\pi = 3,14$ i d w centymetrach jest średnica tłoka;

h w metrach — skok tłoka, czyli odległość pomiędzy dwoma skrajnymi położeniami tłoka;

p w $\frac{kg}{cm^2}$ — ciśnienie pary na manometrze;

n — ilość obrotów wału maszyny na minutę; n mierzy się zapomocą specjalnego przyrządu, zwanego obrotomierzem, którego zaostriżony koniec wstawia się w kerner wału maszyny. Jeżeli maszyna jest wolno chodząca, można n obliczyć w sposób następujący: robi się kreskę kredą lub białą farbą na kole wzdłuż promienia i z zegarkiem w ręku oblicza się, ile razy kreska mignie przed oczyma w ciągu minuty;

e — stopień napełnienia cylindra świeżą parą (np. 0,2, 0,3 i t. d.); e określa się w sposób następujący: obracamy wałem maszyny w ten sposób, ażeby tłok przesunął się np. od tylnego położenia naprzód; zatrzymujemy tłok wtedy, gdy suwak zamknie tylny kanał dopływowy na gładzi suwakowej; mierzymy na równoleżniku drogę, jaką wykonał tłok przy tym ruchu od tylnego martwego położenia; oznaczmy tę wymierzoną wielkość przez h_1 metrów, wtedy stosunek $\frac{h_1}{h} = e$;

N — moc maszyny parowej w koniach parowych (KM.).

W czasie jednego obrotu, t. j. w czasie dwóch skoków ciśnienie pary w cylindrze wykonywa pracę w okresie wlotu pary, co odbywa się na drodze eh , i w okresie rozprężania pary, co, jak możemy przyjąć w przybliżeniu, odbywa się na drodze $(1-e)h$.

W okresie wlotu ciśnienie pary jest pF , a więc praca w okresie wlotu za czas jednego obrotu, to jest dwóch skoków będzie:

$$2 \times pF \times eh = 2epFh.$$

W okresie rozprężania na początku okresu ciśnienie pary jest pF , a na końcu okresu podług prawa Mariota (Mariotte $pv = p_1v_1$) będzie epF , zatem ciśnienie średnie będzie:

$$\frac{pF + epF}{2} = \frac{1+e}{2} pF,$$

a więc praca w okresie rozprężania za czas jednego obrotu będzie:

$$2 \times \frac{1+e}{2} pF \times (1-e)h = (1-e^2)pFh.$$

Ztąd wynika, że praca całkowita w czasie jednego obrotu, wyrażona w kg metrach będzie:

$$(1 + 2e - e^2) pFh.$$

Mnożąc powyższy wzór przez n otrzymamy pracę w czasie n obrotów czyli w ciągu 1-ej minuty, a dzieląc przez 60. będziemy mieli pracę w ciągu jednej sekundy. Wreszcie dzieląc otrzymany rezultat przez 75 wyrazimy tę pracę w koniach parowych

$$\frac{(1 + 2e - e^2) pFh \times n}{60 \times 75},$$

ostatecznie więc będziemy mieli wzór przybliżony na obliczenie mocy maszyny parowej w postaci następującej:

$$N = \frac{(1 + 2e - e^2) npFh}{4500}.$$

Jeżeli więc określimy liczbowo wartość liter, które wchodzi we wzór, i wstawimy liczby we wzór, to rezultat da nam moc maszyny parowej w koniach parowych.

Przykład. Niech będzie średnica cylindra

$$d = 10 \text{ cm},$$

powierzchnia tłoka $F = \frac{3,14 \times 10^2}{4} = 78,5 \text{ cm}^2$,

skok tłoka $h = 0,45 \text{ m}$,

przesunięcie tłoka w czasie wlotu pary do cylindra

$$h_1 = 0,135 \text{ m},$$

stopień napełnienia $\frac{h_1}{h} = e = \frac{0,135}{0,45} = 0,3$.

ilość obrotów na minutę $n = 100$,

ciśnienie pary $p = 4 \frac{kg}{cm^2}$.

Po podstawieniu we wzór znajdujemy:

$$N = \frac{\{1 + 2 \times 0,3 - (0,3)^2\} \times 100 \times 4 \times 78,5 \times 0,45}{4500} = 4,75 \text{ KM.}$$

2. *Kursywem nazywamy pismo pochylone w taki sposób jak złożone zostało zdanie niniejsze.*

3. Wszelkich informacji o kursach T. K. T. prosimy zasięgnąć bezpośrednio w biurze kursów Warszawa, Mokotowska 6. Kurs Budowy Taboru Kolejowego nie jest w tym roku projektowany.

4. Podręcznik A. Kozłowskiego wydaje księgarnia Trzaska Ewert i Michalski w Warszawie. Wysła cz. I-a p. t. Hartowanie stali, którą w księgarniach albo w Adm. *Mechanika* nabyć można.

Pytanie 10. Proszę 1) o wyjaśnienie niektórych używanych we wzorach znaków i liter, 2) o zamieszczenie w *Mechaniku* przystępnej teorii logarytmów, sinusów, kosinusów, tangensów, kotangensów, sekan-sów, kosekansów.

Czytelnik M. M. w Pruszkowie.

Odpowiedź. 1. Podajemy poniżej tabelkę a) najbardziej rozpowszechnionych skrótów matematycznych i b) liter alfabetu greckiego najczęściej stosowanych we wzorach.

2. W sprawie teorii logarytmów oraz funkcji trygonometrycznych odsyłamy do licznych podręczników dla szkół powszechnych i zawodowych, oraz do kalendarzy i podręczników technicznych brak bowiem miejsca w *Mechaniku* zmusza nas do ograniczenia się jedynie do podawania dorywczych przykładów z tej dziedziny.

Tablica skrótów matematycznych.

Skrót	Przykład zastosowania	Znaczenie skrótu
∞ albo \cong albo \approx	$4 \times 2,2 = 8,8 \infty 9$, albo $\cong 9$, albo ≈ 9 4 przez 2,2 równa się 8,8, co wynosi w przybliżeniu 9	
\cong	$a \cong b$	a nie jest równe b
$<$	$a < b$	a jest mniejsze od b
\leq albo \leq albo \approx	$c \leq d$, albo $\leq d$, albo $\approx d$	c jest mniejsze albo równe d
$>$	$b > a$	b jest większe od a
\geq albo \geq albo \approx	$d \geq c$, albo $\geq c$, albo $\approx c$	d jest równe albo większe od c
\nlessdot	$b \nlessdot a$	b nie jest mniejsze od a
\nlessdot	$a \nlessdot b$	a nie jest większe od b
\pm	$\sqrt{4} = \pm 2$	
Σ i	$\sum_{s=1 \dots n} a_s = a_1 + a_2 + \dots + a_{n-1} + a_n$	suma wielkości a_1 do a_n
\sphericalangle	$\sphericalangle a$ albo $\sphericalangle ABC$	kąt a albo kąt ABC
\triangle albo Δ	$\triangle ABC$ albo ΔABC	trójkąt ABC . Tego rodzaju znaki używane są również przy oznaczaniu przekrojów: trójkąt, kwadrat itp.
\parallel	$AB \parallel CD$	prosta AB jest równoległa do CD
\neq	$AB \neq DE$	prosta AB nie jest równoległa do DE
\perp	$AB \perp CD$	prosta AB jest prostopadła do CD
\emptyset	$\emptyset 45 \text{ mm}$	średnica 45 milimetrów

Tablica liter alfabetu greckiego.

Litery		Wymawia się	Litery		Wymawia się
duża	mała		duża	mała	
A	α	alfa	N	ν	ni
B	β	beta	Ξ	ξ	ksi
Γ	γ	gamma	O	\omicron	omikron
Δ	δ	delta	Π	π	pi
E	ϵ	epsilon	P	ρ	ro
Z	ζ	zeta	Σ	σ	sigma
H	η	eta	T	τ	tau
Θ	θ	theta	Υ	υ	ypsylon
I	ι	jota	Φ	ϕ	fi
K	κ	kappa	X	χ	chi
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	psi
M	μ	mi	Ω	ω	omega

Szkolnictwo zawodowe.

Wystawa prac słuchaczy Państwowej Szkoły Budowy Maszyn i Elektrotechniki H. Wawelberga i S. Rotwanda w Warszawie.

Państwowa Szkoła Budowy Maszyn i Elektrotechniki urządziła w r. b. w okresie od 21 do 28 września włącznie wystawę prac swych słuchaczy. Wystawę tę, jako pokaz prac programowych z zakresu przedmiotów specjalnych, oraz zajęć w warsztatach szkolnych, można podzielić na dwa główne działy:

Dział A, obejmujący wystawę wyrobów warsztatowych i dział B, obejmujący wystawę prac rysunkowych.

Dział A. Wystawę wyrobów warsztatowych, mających na ogół charakter wyrobów ogólnej użyteczności, można podzielić na pięć części:

I-sza część obejmuje wykonane w drzewie poszczególne ćwiczenia strugania, dłutowania, klejenia, złobkowania i różnorodnego toczenia nożem ręką, oraz zastosowanie powyższych ćwiczeń do wyrobu całkowitych modeli i szablonów części maszyn, części obrabiarek, pomp i t. p.

II-ga część zawiera wykonane w związku z modelarstwem przykłady form szablonowych i murowych dla kół pasowych, zamachowych, linowych, kołan rurowych i t. p.

III część obejmuje kuźnictwo i kotlarstwo, ujęte programowo w formie dwunastu grup robót użytkowych, wyczerpujących poszczególne operacje, włączając spawanie ręczne i acetylenowe. Zwracają tu uwagę węzły konstrukcji żelaznych i połączeń kotłowych.

IV-ta część stanowi prace z działu ślusarstwa, ujęte w formie 4-ch grup robót programowych, wyczerpujących główne operacje, spotykane w ślusarstwie, jako to: ścinanie, (mesłowanie), piłowanie, wiercenie otworów, gwintowanie i pasowania wszelkiego rodzaju. Zwraca tu uwagę wyrób narzędzi jako to: cyrkli, nożów do strugów, piłek ręcznych, dłuł, punktaków, kleszczy, znaczników Starrett'a, sprawdzianów i pomocy naukowych.

V-ta część stanowi dział mechanicznej obróbki, obejmujący ćwiczenia, mające na celu: „Chronometraż” wykonania danej roboty, zadania na opracowanie planu obróbki, z podaniem instrukcji, posuwów, szybkości skrawania, wykonanie dokładnych otworów na tokarce zapomocą metody punktowej i t. p. Wystawiono tu tokarki mechaniczne (pociągowe lub pedałowe) do 120 mm wysokości i 500 mm rozstawienia kłków.

B. Dział rysunkowy wystawy obejmuje rysunki ręczne i ćwiczenia z geometrii wykreślnej, kreślenie techniczne ćwiczenia ze statyki wykreślnej i cynematyki, projektowanie modeli i form odlewniczych oraz części maszyn. W dalszym ciągu wystawiono projekty kotłów, dźwignic i silników cieplnych.

Wystawa ujęta była w formie sprawozdawczej w celu ujawnienia możliwych usterek i braków, które ze względu na ciągły postęp techniki i metod szkolenia powinny być usunięte.

2. Z Towarzystwa Kursów Technicznych w Warszawie.

W dniu 2 b. m. w audytorjum fizycznym Szkoły im. Wawelberga i Rotwanda odbyła się inauguracja roku szkolnego Kursów prowadzonych przez T. K. T., przy udziale profesorów i licznego zastępu młodzieży połączona z uroczystością rozdania świadectw ukończenia Kursów Budowy Maszyn i Elektrotechniki.

Prezes instytucji, Profesor Politechniki inż. H. Czopowski w dłuższym przemówieniu przedstawił doniosłość roli technika w dziele ekonomicznego rozwoju kraju i wskazał na ogrom zadań, jakie technicy nasi mają do spełnienia.

Kierownik Kursów Bud. Maszyn i Elektrotechniki dziekan Politechniki inż. M. Pożaryski zanalizował ważność poszczególnych umiejętności w wykształceniu technicznym.

Świadczenia ukończenia Kursów Budowy Maszyn i Elektrotechniki otrzymali: Boguszewski Franciszek, Fabisiak Bolesław, Fötting Edmund, Gajewski Stanisław, Grabowski Franciszek, Koszer Bernard, Liżewski Marjan, Miłosz Mieczysław, Ostaszkiwicz Czesław, Piotrowski Jan, Siennicki Czesław, Świętkowski Antoni, Wiczyński Władysław, Zakrzewski Ludwik.

Przegląd książek.

Eugienjusz Porębski, dyrektor Instytutu Technologicznego *Samochód konstrukcja, obsługa i naprawa*. Tom I. — Silniki: stron 159. Ryc. 132. — Tom II. — Podwozie str. 159. Ryc. 141. — Lwów 1921. Nakładem Księgarni Wydawniczej H. Altenberga.

Książka p. E. Porębskiego jest b. cennym nabytkiem naszej ubogiej literatury technicznej, traktującej o samochodach. Pośród nielicznych dziełek, które zjawily się na rynku księgarskim w ostatnich czasach, — zajmie bez zaprzeczenia nieposlednie miejsce. Autor w ładnej i przystępnej formie, stylem łatwym i potocznym przedstawił samochód współczesny prawie we wszystkich możebnych odmianach, ze wszystkimi detalami, oraz ułomnościami poszczególnych części mechanizmu, b. wyczerpująco, niebaczając, że objętość tych dwóch tomików bynajmniej nie jest dostateczną dla ujęcia przedmiotu —. Samo ujęcie przedmiotu w tem dziełku jest b. treściwe. — Tom I traktuje o silniku samochodowym w ogóle i w szczególe; podane są tu wszystkie najciekawsze typy silników samochodowych wraz z ich krótką charakterystyką, oraz wskazane braki poszczególnych konstrukcji. W końcu podany w b. przystępnej formie rozdział traktujący o „oznaczeniu dzielności silnika“ w KM., wraz z uzasadnieniem ostatecznego wzoru. — Szkoda że w tym tomie autor nie podał rozpowszechnionego na maszynach amerykańskich magneta „Dixi“ posiadającego konstrukcję odmienną zupełnie od wszystkich innych.

Tom II. traktuje o podwoziu i jego częściach, oraz o nadwoziu gumach, armaturze oraz materiałach pędnych. Jednocześnie podany jest krótki opis samochodów marki „Ford“ jako typowego i swobodnego, a mającego pod względem swojej konstrukcji formę zupełnie zakończoną. Bardzo jasno i wyraźnie autor objaśnił czytelnikowi najtrudniejszą część konstrukcji tego samochodu, mianowicie działanie planetarnego systemu skrzynki biegowej, stosując metodę „odwracalności“, i upostaciowawszy ją na rys. 135, 136, 137.

Ponieważ praca autora jest rzeczywiście cenna ze względu na popularne i wszechstronne ujęcie przedmiotu, byłoby pożądane, by w II-giem wydaniu autor zechciał usunąć błędy drukarskie, oraz uwypuklić wszelkie rysunki w tekście, a także pewne określenia, — poprawić lub zmienić. Na str. 14 i 1 tomu — omawiając ruch tarczek wałka noskowego należy dodać w nawiasie, że obrót dwa razy wolniejszy stosuje się do motoru 4 cylindrowego. Na str. 31 — od wstępu należy zaznaczyć, że cylindry silników benzynowych bywają stalowe z rur, wstawiane w bloki aluminiowe, lub żeliwne.

Na str. 60 i 61 należy poprawić minimalną ilość obrotów silników (nie 200 na minutę), gdyż skali 200-1500 obrotów do tej pory nie osiągnięto.

W liczbie mnogiej należy pisać magneta, a nie magnety (str. 78 — dół) tembardziej, że autor dalej, pisze „magneta“ (str. 101).

Słowo „elektromagnet“ (str. 86, i str. 92) należałoby usunąć, a używać ogólnie przyjęte „magneto“, — które prąd wytwarza na zasadzie elektromagnetycznej nie posiadając w sobie elektromagnesów, a tylko „magnesy stałe“. Na str. 96 i 97 — należy stanowczo wykreślić słowa „dodatni prąd“ „prąd ujemny“ gdyż sam autor pisząc ten rozdział, wyraźnie podkreśla różnicę prądu zmiennego i stałego.

Wyrażenie „magnet dawał“ (str. 102). — winno być zastąpione „magneto dawał“.

Oprócz tego należy w I tomie poprawić niektóre rysunki mianowicie str. 60: rysunek № 59 oraz słowo dyssa zamienić słowem „dysza“. Str. 89 przerywacz z rys. 78 nie „S“ — a „A“. Rys. 18 wyposażyć w litery a, b, c, o których mowa w tekście. Na str. 104 rysunek musi mieć cyfrę nie 29. — a 92. —

Na rysunku 104 — litera „b“ winna być uwypuklona: Na rysunku 106. (str. 115) brak litery „C“ Rysunki 107. (str. 117) i rys. 108 (str. 118) winny być wykonane daleko wyraźniej, gdyż nawet z lupą trudno je odczytać, a są one b. ważne i cenne.

W tomie. II. str. 14. nie jest oznaczona rycina 6. Autor winien był umieścić współrzędnie ze sprzędłem dyskowem rys. 11 sprzędło „Panhard & Lewassor“.

Na str. 20. — W rozdziale 4. Przeguby — winno być napisane przegub nie „Carpa“ a „Cardan'a“ i sam autor parę wierszy dalej używa tego określenia.

Na str. 55 autor wspominając o kołach spiralnych winien był przytoczyć, że takowych używa nie tylko Ameryka i Francja lecz i Włochy (Fiat).

Naogół jednakże są to usterki drobne, które nic nie ujmują wartości książki. „Samochód“ p. E. Porębskiego powinien nabyć sobie każdy technik automobilowy, każdy sportsmen oraz zawodowy szofer i inżynier, gdyż każdy z nich w tej popularnej i logicznie usystematyzowanej książce znajdzie dla siebie nieraz cenne wskazówki i dane.

Ogromnie jest pożądane, by obiecane następne tomy tego dziełka zjawily się jak najprędzej na półkach księgarskich, bo wtedy całość byłaby zakończona *inż. Wł. Siwecki.*

Nowe książki.

Inż. Karol Ludwik Stieber. *Technologia Drewna z uwzględnieniem kory, lyka i soków drzewnych*. Z 3 tablicami i 81 rycinami w tekście. Lwów i Warszawa 1922. Nakładem Księgarni Polskiej Bernarda Połonieckiego.

Przewodnik Przemysłu Drzewnego wraz z kalendarzykiem na rok 1922. Pod redakcją Inż. J. L. Sznycera. Lwów i Warszawa. Nakład i własność Księgarni Polskiej Bernarda Połonieckiego

Polski Związek Zawodowców-Mechaników i Urzędników Technicznych w Krakowie.

Dnia 30 lipca 1922 roku odbyło się w Krakowie w lokalu Związku przy ul. Karmelickiej 21 Roczne Walne Zgromadzenie, przy licznych udziałach członków zwyczajnych i honorowych.

Z wielkiem uznaniem przyjęli członkowie sprawozdanie z działalności Głównego Zarządu, które złożył prezes p. Bodnarowski, oraz sprawozdanie komisji rewizyjnej w imieniu której przemawiał p. Dudek.

W dowód uznania za pełną poświęcenia pracę w organizacji mianowało Walne Zgromadzenie członkami honorowymi i założycielami: p. N. Bodnarowskiego prezesa Głównego Zarządu, A. Kołtowski viceprezesa, A. Natanka skarbnika, A. Olszaka prezesa Koła w Nowym Sączu, oraz członkami założycielami: p. p. E. Cichonia i W. Dudka.

Po udzieleniu absolutorjum ustępującemu Zarządowi obrano nowy Zarząd Główny, który ukonstytuował się jak następuje: prezes: N. Bodnarowski, sekretarz: E. Cichoń, skarbnik: A. Natanek, viceprezesi: J. Popławski i A. Kołtowski (wszyscy ponownie z Krakowa, oraz członkowie Zarządu: W. Dudek (Kraków), Szykowski (Żywiec), Olszak, Malinowski, Dąbrowski, (Nowy Sącz) Kasprzycki (Wieliczka), Jurczyk (Dziedzice), Jurzyca (Tarnów). Do Komisji Rewizyjnej weszli: J. Okoński, prezes (Wieliczka), S. Wilkosz (Kraków), F. Langer (Nowy Sącz), S. Kawula (Tarnów).

Następnie na wniosek Gł. Zarządu, zatwierdziło Walne Zgromadzenie nominację nowych członków honorowych Związku, w uznaniu zasług położonych przy pracy w szkolnictwie przemysłowym, oraz na polu przemysłowo-technicznym. Nominacje otrzymali: p. inż. Prachtel-Morawiński, prezes Krakowskiej dyrekcji kolei państwowych, p. inż. E. Tor, dyrektor Muzeum Przemysłowego inż. J. Tokarski w Krakowie, inż. prof. F. Uranowicz. D-r. pułk. J. Koźmiński i D-r. St. Klimecki w Krakowie.

Walne Zgromadzenie uchwaliło zwrócić się do inżynierów i językoznawców o opracowanie nazwy zawodowej zamiast barbarzyństwa niemieckiego „werk mistrz“. Związek używa dotychczas nazwy zawiadowca — mechanik. Proponowana jest nazwa: zawiadowca mechaniczno-techniczny.

Wszelkie w tej sprawie propozycje należy nadsyłać do Związku: Kraków, Karmelicka 21.

Na wniosek skarbnika podniesiono wpisowe do 250 mkp. i wkładki do 200 mkp.

Zmieniono statut o tyle, że członkiem zwyczajnym może być obecnie także zawiadowca (werk mistrz praktyk), zajmujący stanowisko najmniej od lat 5.

Zmiana ta ma na celu zorganizowanie werk mistrzów - mechaników, kierowników w całej Polsce celem poprawy bytu, wzajemnej pomocy, pośrednictwa w wyszukiwaniu pracy, pogłębienia wiedzy fachowej i t. p.

Utworzono „Fundusz pośmiertny“, który ma na celu udzielanie rodzinie zmarłego członka Związku wydatnej pomocy. Na fundusz ten każdy członek składa w przeciągu 14 dni od daty uchwały kwotę mp. 500. Ze składek tych tworzy się „Fundusz pośmiertny“ zdeponowany w jednym z banków krakowskich. Po śmierci członka otrzymuje rodzina cały ten fundusz, wynoszący kilkaset tysięcy zależnie od ilości członków, a członkowie płacą nowe składki.

Powzięto dalej szereg innych uchwał w sprawie zreformowania programu naukowego szkół werk mistrzów, w sprawie uposażenia werk mistrzów kolejowych i t. p.

CHROŃ swój majątek!

Włamywacze nie próżnują!

TIMOR nieprzebyta zaporą dla złodziei-włamywaczy!

Najnowszy wynalazek opatentowany nieomal we wszystkich krajach i zastosowany z wielkiem uznaniem w państwowych i prywatnych instytucjach.

Demonstrowany wobec reprezentantów władz, prasy, świata kupieckiego i przemysłowego zyskał całkowite i zupełne uznanie.

Polecamy naszą instalację, płoszącą złodziei-włamywaczy niezawodnym alarmem mechanicznym w każdym wypadku próby włamania się do ubezpieczonego obiektu, nawet jakiegokolwiek bądź próby zdemolowania instalacji powodują alarm, tak np.: przecięcie drutów, spowodowanie krótkiego spięcia wyłączenie elementów i t. p.

Zabezpieczamy: drzwi, okna, szyby, ściany, sufity, podłogi, kasy żelazne i całe zabudowania.

Liczne podziękowania i świadectwa potwierdzają niezłomie nieocenione usługi aparatu „TIMOR”.

Ukończone większe instalacje w Warszawie: Warszawsko-Gdańskie Tow. Zastaw. Pożyczk. (Sala Gdańska), — Comp. Transatlantique, — Bracia Nobel w Polsce, — p. T. Herse, — Tow. Komispol, — i wiele innych.

W Oddziale Poznańskim: Bławat Polski, Tow. Akc. — Bank Poznański, Tow. Akc., — Urząd Poczty III, — firma K. Ignatowicz, — Hurtownia Związkowa, Tow. Akc., — Fabryka obuwia Pańczaka, — Skład apteczny „Suzol“ w Jarocinie — i szereg innych.

Zniweczony zamiar milionowej kradzieży w Warszawie:

Podziękowanie firmy M. Wedernikowa.

Magazyn Jarosławski

M. WEDERNIKOWA

Warszawa,

Nowy-Świat 72, tel. 18-54.

Warszawa, dn. 27 lipca 1922 r.

Do Zarządu firmy „Timor“,

w miejscu, ul. Foksal 15.

Przyjemnie nam jest zawiadomić W. Panów, że dzięki Ich alarmowi systemu „Timor“ zdołaliśmy uchronić nasz magazyn przed grabieżą.

Mianowicie w nocy 25 lipca r. b. usiłowano dokonać włamania, lecz złodzieje chcąc przedostać się przez szybę wystawową, po jej stłuczeniu natychmiast zostali spłoszeni, powodując alarm w kilku miejscach naraz i automatyczne zapalenie się światła.

Wyrażając W. Panom nasze podziękowanie za założenie nam Ich instalacji, działającej bez zarzutu i zasługującej na jaknajszersze zastosowanie, pozostajemy z poważaniem (—) podpis (stempel).

Prosimy o zwiedzenie okazowej instalacji w biurach naszych:

„TIMOR”, Centrala w Warszawie, ul. Foksal 15, m. 3, telefon 160-40.
Oddział w Poznaniu, ul. Cieszkowskiego 7, telefon 25-04.

Bezpłatnie i nieobowiązująco składamy oferty i sporządzamy kosztorysy.

Poszukujemy przedstawicieli na cały obszar Rzeczypospolitej Polskiej.