

TECHNOLOG

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: Poznań, Skarbowa 14 — PKO 207-489

Biblioteka Jagiellońska



1002078170

Stal Böhlera

Biuro Sprzedaży Koncernu Böhlera Sp. z o. o.

WARSZAWA, UL. Ś-to KRZYSKA 25

Skrytka pocztowa nr. 1243 — — Telefon Centrala nr. 547 - 95 - 96 - 97

Składy centralne Warszawa, ul. Sienna 88 - Telefon 299-68

STAL: szybko tnąca - narzędziowa - konstrukcyjna - nierdzewiąca
kwasoodporna - ogniotrwała - resorowa.

Wyroby stalowe i narzędzia
specjalnie dla potrzeb górniczych

Drut do spawania — Drut sprężynowy — Liny stalowe — Rury stalowe

KOMPLETNE INSTALACJE PNEUMATYCZNE — KOMPRESORY —
PNEUMATYCZNE NARZĘDZIA

BÖHLERIT DO SKRAWANIA NAJTWARDZSZEJ STALI, ŻELIWA
PRZY NAJWIĘKSZEJ SZYBKOŚCI

Zastępstwa i składy na prowincji;

Borysław — Katowice — Kraków — Lwów — Łódź

na Wielkopolskę i Pomorze:

STEFAN DUCHOWSKI

BIURO INŻYNIERSKIE

POZNAŃ, UL. BR. PIERACKIEGO 16 — TEL. 32-26



klisze drukarskie
KRESKOWE

SIATKOWE • TRÓJBARWNE

ZAKŁAD CHEMIGRAFICZNY
Czesław Hołdorny

Cynkoqrafja

KOZ

Poznań, Długa 11 — Tel. 37-49

L. CISZEWSKI

TECHNOLOG - MECHANIK

LESZNO

ULICA OSIECKA NR. 45



**OGRZEWANIA CEN-
TRALNE - BUDOWA
I NAPRAWA WAG
NAPRAWA
WSZELKICH
MASZYN**

ICG

AKUMULATORY

Samochodowe

Motocyklowe

Traktorowe

Oświetleniowe

Kolejowe

Radiowe

Stacyjne

w najlepszej jakości t y l k o :

ICG FABRYKA AKUMULATORÓW

Inż. Czesław Gottschalk

POZNAŃ, PL. WOLNOŚCI 11, TEL. 51-58

Przedsiębiorstwo Robót Elektrotechnicznych

„ENERGJA”

Poznań, ulica Pocztowa 11 — Telefon 27-85

Wykonuje:

Reklamy neonowe — Uzwojenia maszyn prądu
stałego i zmiennego — Instalacje dla siły
i światła — oraz dostarcza wszelkie artykuły
elektrotechniczne.

TREŚĆ:

1. *Tng Ratajski Z., Rzeszów* — Odbiór gwintów w sprzęcie artyleryjskim. 2. *Tng Przybylski Marian, Ostrowiec n/K* — Usprawnienie ruchu kolejowego ze strony jego punktualności. 3. *Pikulski T., Ostrowiec n/K* — Uwagi o kuźnictwie. 4. *Tng Kozanecki Stefan* — Drewno w lotnictwie. Nowości techniczne: 5. Odchylenie łuku elektrycznego przy spawaniu elektrycznym. 6. Klucz do badania momentu obrotu zakreconych nakrętek. 7. Dętki wodopelne. Życie organizacyjne: 8. Zagadnienie tytułu inżyniera w naświetleniu absolwentów Państw. Wyższej Szkoły Budowy Maszyn i Elektr. w Poznaniu. 9. Z ostatniej chwili. 10. Reklamy.

Tng Z. Ratajski - Rzeszów

Odbiór gwintów w sprzęcie artyleryjskim

Wielka różnorodność rodzajów gwintów stosowanych w konstrukcji dział, nie spotykana w żadnych innych mechanizmach, rozmaitość wymaganych dokładności oraz mała seryjność produkcji sprawiają, iż odbiór elementów gwintowanych, staje się zagadnieniem, nad którym naprawdę warto się zastanowić.

Warsztat zajmujący się produkcją względnie remontem kilku typów dział, oraz wszystkie wydziały z nim współpracujące, muszą zapoznawać się i z gwintem metrycznym i Whitwortha, artyleryjskim, Puteaux t. zw. Px, trapezowym o najrozmaitszych kątach, okrągłym, Edisonowskim, płaskim i całą gamą gwintów o profilach specjalnych. Nadomiar tego, jakby na przekór wszystkim normom, nawet najbardziej normalne profile gwintów, posiadają nienormalne średnice.

Pierwszą trudnością, z jaką spotyka się wykonawca czy odbiorca elementów gwintowanych, to brak określeń wymaganej dokładności wykonania.

Są wprowadzić normy dla niektórych rodzajów gwintów, jest aż pięć klas dokładności wykonania gwintów, tylko jaką klasę obrać i jaką metodę sprawdzenia zastosować, a co począć z gwintami, dla których niema ani norm polskich ani żadnych innych.

Wszystkie gwinty, o których wspomniałem przed chwilą, można podzielić na 4 zasadnicze grupy.

Pierwszą grupę stanowią będą gwinty o profilu trójkątnym symetrycznym.

Drugą, gwinty o profilu trójkątnym asymetrycznym.

Trzecią, gwinty płaskie.

Czwartą, gwinty okrągłe.

Do pierwszej grupy gwintów o profilu trójkątnym symetrycznym, zaliczamy: gwint metryczny, Withwortha, artyleryjski, Puteaux, trapezowy, jednym słowem wszystkie gwinty, które posiadają profil trójkątny, a w którym połowy kątów są sobie równe.

Do grupy drugiej zaliczyć możemy takie gwinty, jak gwint zaczepowy sanek 105 mm lub gwint komory zamkowej 105 lub 75-ki francuskiej.

Grupa trzecia, to gwinty, które mają profil kwadratowy lub prostokątny.

Wreszcie gwinty okrągłe czwartej grupy posiadają podobny profil, jaki spotykamy w śrubach łączących wagony, czy też w oprawkach żarówek elektrycznych.

Gwinty o profilu trójkątnym symetrycznym, stanowią najliczniejszą grupę gwintów, stosowaną w wszelkiego rodzaju mechanizmach, dlatego też zatrzymam się nieco dłużej nad zagadnieniami dotyczącymi tego gwintu, a rozważania te będą mi pomocne przy omawianiu innych typów profilów gwintowych.

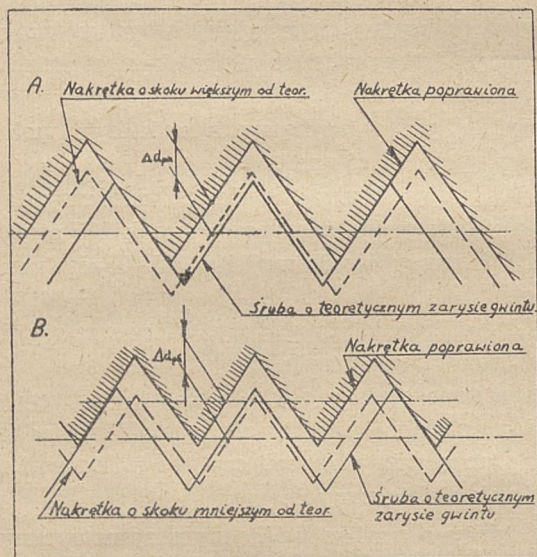
Zastosowanie złącz gwintowych w technice, sięga niepamiętnych czasów i stało się ono najbardziej rozpowszechnionym połączeniem we wszystkich ustrojach maszynowych. Jednak do tej pory niema ogólnie przyjętych przez wszystkie kraje norm, któreby określały wymagania, stawiane złączom gwintowym, podobnie jak zo-



stał stworzony międzynarodowy układ pasowań dla otworów i wałków gładkich. Złączom gwintowym, z jednej strony, stawia się wymagania zamienności i taniości, a z drugiej — wobec rozpowszechnienia lotnictwa i automobilizmu, żąda się od gwintów tak wielkiej dokładności, iż taniść staje się iluzją, a żądanie wielkiej dokładności, tylko żądaniem.

Ustalenie układu pasowań dla połączeń gwintowych następuje daleko więcej trudności, niż ustalenie układu dla otworów i wałków gładkich, bo gdy dla charakterystyki ciał cylindrycznych wystarczy tylko średnica — w gwincie o profilu trójkątnym mamy do czynienia z pięcioma elementami, średnicą zewnętrzną d , — wewnętrzną d_i , podziałową d_p , skokiem h i półkątem $\alpha/2$.

Poza tym na dokładność połączenia gwintowego wpływa położenie powierzchni profilu gwintu względem osi i kształt zakończenia profilu trójkątnego (płaski czy zaokrąglony). Z wszystkich elementów gwintu o profilu trójkątnym, najważniejszą jest średnica podziałowa, która znów tak ściśle związana jest z skokiem i kątem profilu, że najmniejsze odchylenie sko-



Rys. 1.

ku, wpływa nie tylko na przesunięcie poosiowe, ale i w kierunku prostopadłym — błąd kąta profilu nie mniej poważnie odbija się na średnicy podziałowej.

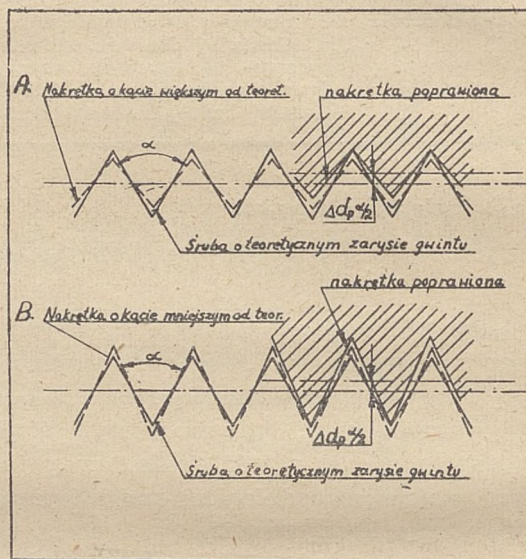
Wyobraźmy sobie, że śruba została wykonana o idealnym profilu, nakrętka zaś w jednym wypadku (rys. 1A) posiada skok większy, w drugim (rys. 2B) skok jest mniejszy od idealnego.

Ażeby można było takie nakrętki wkręcać na śrubę o gwincie idealnym, trzeba usunąć błąd

w skoku powstały w nakrętce przez powiększenie średnicy podziałowej o wartości Δd_p .

Gdyby przy śrubach idealnych, nakrętka (rys. 2A) miała kąt profilu większy lub kąt profilu mniejszy (rys. 2B), to dla umożliwienia nakręcania takich nakrętek na śruby idealne, należałoby powiększyć średnicę podziałową nakrętek o wartości $\Delta d_p \alpha/2$.

Z zupełnie analogicznym zjawiskiem spotkamy się, przyjmując teoretyczny zarys nakrętki przy zmieniającym się profilu śruby.



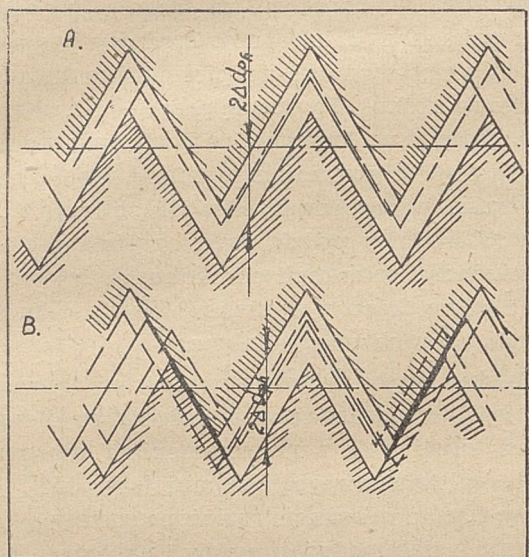
Rys. 2.

Jeżeli teraz porównamy śrubę i nakrętkę, w których skoki są jednocześnie większe lub mniejsze od wartości teoretycznych, to kiedy dla skompensowania tych błędów, powiększymy średnicę podziałową nakrętki, a zmniejszymy średnicę podziałową śruby o wartość Δd_p w złączu tym pomiędzy powierzchniami nośnymi gwintu powstanie szczelina promieniowa o wartości $2 \Delta d_p$ i odpowiadający jej luz poosiowy (rys. 3A).

Natomiast w razie większego skoku nakrętki i mniejszego śruby (rys. 3B) odnośnie skoku teoretycznego lub odwrotnie, po skompensowaniu błędów średnic podziałowych o wartość $2 \Delta d_p$ nie powstanie żadna szczelina promieniowa, a więc nie będzie też luzu poosiowego, gdyż krańcowe zwoje gwintu, przylegają szczelnie do siebie.

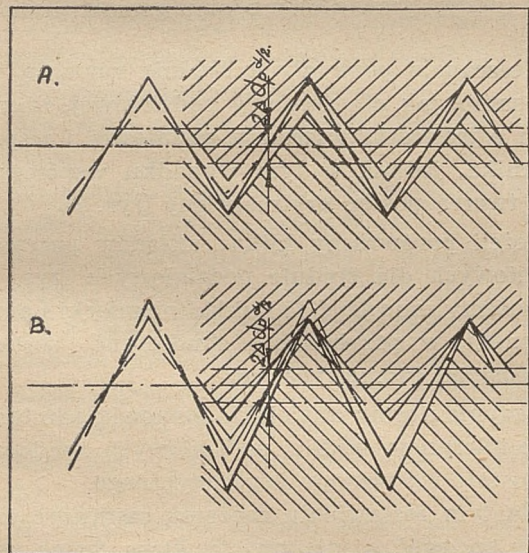
Z podobnymi zjawiskami spotkamy się przy połączeniu śruby i nakrętki, które mają jednocześnie kąt profilu większy lub mniejszy od teoretycznego (rys. 4A); po skorygowaniu średnic podziałowych, powstaje między powierzchniami nośnymi gwintów, luz $2 \Delta d_p \alpha/2$ i odpo-

wiadający mu luz poosiowy. Natomiast w razie wkręcenia śruby o większym kącie profilu gwintu w nakrętkę o mniejszym kącie od teoretycznego zarysu — i naodwrot (rys. 4B) po dokonaniu poprawek średnic, mimo różnicy $2\Delta dp_{\alpha/2}$ między średnicami, nie będzie żadnego luzu promieniowego ani poosiowego.



Rys. 3.

W ten sposób korygowanie błędów skoku i kąta profilu gwintu sprawia, iż przy kojarzeniu śrub o identycznych średnicach podziałowych,



Rys. 4.

z nakrętkami których średnice podziałowe nie różnią się między sobą, w jednych wypadkach otrzymujemy połączenia posiadające nieprzyjemny, lecz nieunikniony luz promieniowy $2\Delta Dph$ lub $2\Delta dp_{\alpha/2}$, w innych znów szczęś-

liwych razach, złącze niema ani osiowego, ani promieniowego luzu.

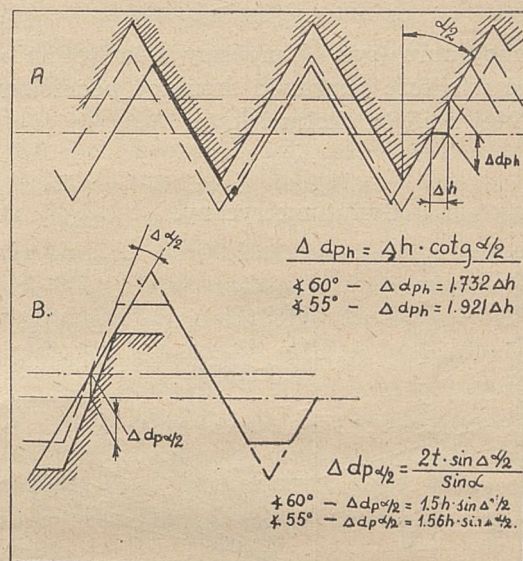
Poprawka średnicy podziałowej Δdph (rys. 5A), uwzględniająca błędy skoku, wyraża się wartością

$$\Delta dph = \Delta h \cdot \cotg \alpha/2$$

gdzie h odpowiada błędowi skoku na normalnej długości nakrętki równej około 0.8 d . W razie nakrętki dłuższej, należy zwiększyć poprawkę średniej średnicy, lub zmniejszyć dopuszczalny błąd skoku.

Dla gwintu metrycznego przy kącie 60°

$$\Delta dph = 1,732 \Delta h.$$



Rys. 5.

Dla gwintu Whitwortha przy kącie 55°

$$\Delta dph = 1,91 \Delta h.$$

Poprawka średnicy podziałowej (rys. 5B), wynikła z błędów kąta profilu, wynosi:

$$\Delta dp_{\alpha/2} = \frac{2t \cdot \sin \Delta \alpha/2}{\sin \alpha}$$

gdzie t równa się wysokości i nośnej gwintu w mm, a $\Delta \alpha/2$ jest największym odchyleniem kąta profilu gwintu od kąta teoretycznego, wyrażonego w stopniach.

Dla gwintu metrycznego po przeliczeniu na skok poprawka

$$\Delta dp_{\alpha/2} = 1,5 h \cdot \sin \Delta \alpha/2$$

Dla gwintu Whitwortha

$$\Delta dp_{\alpha/2} = 1,56 h \cdot \sin \Delta \alpha/2$$

Ponieważ w rzeczywistości, tak śruby jak i nakrętki mają równocześnie błędy tak w skoku jak kącie. Przeto należy korygować średnice podziałową o wielkość

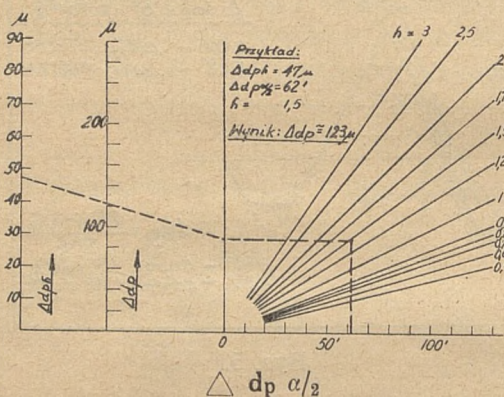
$$\Delta dp = \Delta dph + \Delta dp \alpha/2 = \Delta h \cotg \alpha/2 + \frac{2t}{\sin \alpha} \sin \Delta \alpha_2$$

Jako następstwo tej korekcji może powstać pomiędzy powierzchniami nośnymi gwintu śruby i nakrętki luz promieniowy równy wartości $2\Delta dp$ albo w najkorzystniejszym układzie błędów, luz równy 0. Jeżeli do błędów wykonania skoku i kąta profilu gwintu dodamy pewną wartość dla błędu wykonania średnicy podziałowej, to suma tych błędów stanowić będzie tolerancję wykonania gwintu i nie może jej przekraczać

$$\Delta dp' + \Delta h \cotg \alpha/2 + \frac{2t}{\sin \alpha} + \sin \Delta \alpha/2 \leq Tdp.$$

Z nomogramu (rys. 6) możemy z łatwością odczytać wielkość poprawki średnicy podzielonej, wynikłej z błędu skoku i kąta.

Gwint metryczny.



Rys. 6.

Należy pamiętać, że dobrze wykonane złącze gwintowe powinno pracować tylko powierzchniami nośnymi gwintu, nigdy zaś wierzchołkami. Wszystkie obliczenia wytrzymałościowe odnoszą się do takiego właśnie złącza. Praktycznie jednak, otrzymanie takiego złącza, jest rzeczą trudną, gdyż korygowanie gwintów prowadzi nieuchronnie do luzów promieniowych i osiowych w złączu gwintowym, a tym samym sprawia, iż śruba łatwo wkręca się w nakrętkę. Nie należy uważać to za wadę złącza, jak to często wydaje się czynnikom odbiorczym, wnioskującym o jakości złącza na czucie, a przeciwnie, łatwe wkręcanie się śruby będzie najlepszą rękojmią, iż złącze zostało wykonane prawidłowo, gdyż przylegają do siebie powierzchnie nośne gwintu.

Bardzo łatwo przecież wykonać złącze ciasne, przez zakleszczenie końców gwintów lub przez powiększenie n. p. średnicy zewnętrznej i wewnętrznej gwintu — takie złącze jednak będzie nietrwałe.

Badania angielskie i niemieckie, oparte na pomiarach bardzo dużej ilości śrub o jednakowym skoku, wykonanych ze średnią dokładnością, wykazały, iż tolerancje średnicy podziałowej są proporcjonalne do pierwiastka kwadratowego ze skoku. Tę zasadę przyjęły i inne państwa, jedynie w Ameryce, na podstawie pomiarów około 4000 gwintów otrzymano dosyć skomplikowane wzory empiryczne do obliczania tolerancji średnicy podziałowej, oparte częściowo na zależności tolerancji od skoku, częściowo od \sqrt{D} , a nawet koszty wykonania śrub i nakrętek w tych wzorach uwzględniono.

Polskie normy wojskowe oparte na normach niemieckich, opracowane zostały tylko dla pasowań suwliwych z przeznaczeniem dla przemysłu uzbrojeniowego. Najmniejszy luz jest równy zero, a tolerancje rozłożone zostały symetrycznie włąb materiału śruby i nakrętki. Jednostka tolerancji gwintowej wynosi $I_g = 50 \sqrt{h}$ mikronów, gdzie h jest w milimetrach. Tolerancja średnicy podziałowej równa się iloczynowi z jednostki tolerancji gwintowej i współczynnika. Współczynnik dla klasy pierwszej jest równy jedności, dla klas dalszych, współczynniki tworzą prawidłowy postęp geometryczny z $\sqrt{2}$.

Tolerancje pozostałych średnic równają się tak samo, jak dla średnicy podziałowej, iloczynowi z jednostki tolerancji gwintowej i współczynnika, jednak w tym wypadku współczynniki tworzą postęp arytmetyczny (rys. 7).

Jeżeli porównamy kilka układów pasowań gwintowych dla średnic podziałowych (rys. 8), to możemy zauważyć, iż i układ niemiecki i amerykański, w przybliżeniu zbudowane zostały wg postępu geometrycznego.

Jedynie normy angielskie stanowią odmianę, gdyż tolerancje średnic podziałowych zbudowane zostały wg postępu arytmetycznego.

Na tym zestawieniu możemy zauważyć ciekawy szczegół, a mianowicie, klasa druga polskiego układu odpowiada w zupełności niemieckiej klasie mittel i znajduje odpowiedniki w układach pozostałych. Tak, że z pewnym przybliżeniem możemy powiedzieć, iż 2 klasa już jest nieoficjalnie tolerancją międzynarodową dla średnicy podziałowej, a stanie się niewątpliwie dla układu międzynarodowego, klasą podstawową.

wą dla utworzenia klas dokładniejszych i zgrubnych.

I ta właśnie druga klasa stała się jako niemal jedyna klasa dokładności wykonania gwintów sprzętu artyleryjskiego.

Dla zilustrowania, jak się wykonuje gwinty gdziekolwiek, pozwolę sobie przytoczyć kilka przykładów:

W Ameryce pasowanie nieco dokładniejsze od naszej pierwszej klasy, jest stosowane tam, gdzie dopuszczalny jest indywidualny dobór czę-

Klasa	Tolerancja średnicy podział. śruby i nakrętki $T_{dp} - T_{dp}$	Tolerancja średnicy gwintu śruby d. średnicy otworu nakrętki $T_{do} - T_{dp}$	Tolerancja średnicy rzeźnia śruby d. i średnicy gwintu nakrętki $T_{dr} - T_p$
1	1 Jg		2,5 Jg
1A	1,4 Jg	2 Jg	dla $h \geq 1,25$ mm
2	2 Jg		5 Jg
2A	2,8 Jg	4 Jg	dla $h \geq 1,75$
3	4 Jg	6 Jg	8 Jg dla $h \geq 2,5$

$$Jg = 50 \sqrt{h}$$

Rys. 7.

ści i gdzie niewymagana jest zamienność, w wypadkach szczególnie odpowiedzialnych, n. p. przy wyrobie silników samolotowych.

Pasowanie to ma charakter pasowań wtłaczanych.

Klasa odpowiadająca 1A stosowana jest w obrabiarkach, silnikach, samochodach.

Klasa odpowiadająca klasie 2, stosowana jest w zwykłej budowie maszyn, gdzie pewien luz między śrubą a nakrętką, nie przeszkadza i jest zjawiskiem typowym.

Klasa odpowiadająca 2A, stosowana jest dla śrub i nakrętek wykonywanych w różnych fabrykach dla części maszyn i połączeń rynkowych.

W Anglii firma Habert, zajmująca się specjalnie zagadnieniami połączeń gwintowych, zaleca stosowanie do pierwszorzędných połączeń gwintowych, n. p. w lotnictwie i wszędzie tam, gdzie należy się liczyć z dużymi wstrząśnieniami, pasowanie odpowiadające naszej klasie 2 z tym, że minimalny luz wynosi około 13 mikronów.

Do połączeń wysokokwalifikowanych, n. p. do samochodów, silników cieplnych, obrabiarek — pasowanie odpowiadające klasie 2A.

Do połączeń gwintowych z mosiądzu, śrub i nakrętek nieobrabianych do takich celów, gdzie odgrywa główną rolę cena: pasowanie między 2A a 3 klasą.

I wreszcie do połączeń gwintowych, stosowanych w maszynach rolniczych i t. p. — pasowanie równe 3 klasie.

Trudno sobie przecież wyobrazić, by trzeba wykonywać n. p. gwint wkrętki iglicznej z taką samą dokładnością, jak gwint śruby wkręcanej na minę z tym, że się już jej nigdy wykręcać nie będzie, lub śruby, której nakrętka zabezpieczona jest kółkiem lub zawleczką.

Musi więc być dokonany jakiś podział wszystkich gwintów, na gwinty dokładne, mniej dokładne i zgrubne, a dla każdego z tych grup, obrana odpowiednia metoda sprawdzania.

Dla gwintów naprawdę odpowiedzialnych i dla tych, od których wymagana byłaby zamienność, można przyjąć zasadę dwugranicznego sprawdzania. Natomiast dla gwintów mniej dokładnych i dla wszystkich tych gwintów, które ze względów fabrykacyjnych musiałyby być wykonywane wg jakiegoś wzorca, należałoby stosować sprawdziany wzorcowe (jednograniczne) przy zachowaniu zasady, że przedmiot wykonany dobrym narzędziem, mógłby być sprawdzany co pewną ilość wykonanych sztuk, jedynie dla kontroli zużycia narzędzia (gwintownika - narzynki).

Tolerancja średnic podziałowych						
Układ angielski		75%	100%	133%	167%	200%
Układ amerykański w przybliżeniu dla rzeźnia od 1 mm	35%	70%	100%	145%		
Układ niemiecki		67%	100%		167%	
Układ polski		30% ①	70% ②	100% ③	140% ④	200% ⑤

Rys. 8.

Trzecią grupę gwintów stanowiłyby gwinty zgrubne, lub gwinty, które wymagałyby indywidualnego pasowania, gdzie zasadniczo gwintownik i narzynka, względnie nagwintowany produkt, zastępowałby sprawdziany.

Tolerowanie gwintów trójkątnych anormalnych, jak też i gwintów trójkątnych asymetrycznych, nie przedstawia żadnych trudności, gdyż na podstawie norm dla gwintów metrycznych,

możemy sobie łatwo obliczyć tolerancję średnicy podziałowej, przyjmując tolerancję średnicy podziałowej gwintu anormalnego

$$(T'_{dp} = T_{dp} \cdot k_p),$$

równą tolerancji gwintu metrycznego dla danego skoku, pomnożonego przez współczynnik K_p

$$K_p = \frac{0,385}{\operatorname{tg} \alpha/2'} + \frac{0,192}{\sin \alpha/2' \cdot \sqrt{\cos \alpha/2'}} \sqrt{\frac{r}{h}}$$

Tolerancja średnicy wierzchołków gwintu jest proporcjonalna do głębokości nośnej gwintu nienormalnego i zastępczego gwintu metrycznego. Gwinty tego typu w większości wypadków sprawdzamy dwugranicznie przy pomocy sprawdzianów różnicowych, lub przyrządów pomiarowych normalnych, tak, że jeśli chodzi o odbiór, niema rozbieżności w sposobie interpretowania rezultatów pomiarów — jedynie mogłaby zachodzić wątpliwość co do sposobu użycia sprawdzianu nieprzechodniego. Sprawdzian gwintowy nieprzechodni zasadniczo nie powinien wkręcać się w nakrętkę, jednak dopiero wtedy należy uważać nakrętkę jako brak, jeżeli sprawdzian nieprzechodni da się zupełnie do niej wkręcić

bez wysiłku i przejdzie przez całą nakrętkę.

Jeżeli zaś przy wkręcaniu będzie stawiał opór i nie da się przeprowadzić przez całą nakrętkę, to należy taką nakrętkę uważać za dobrą.

Pozostały jeszcze do omówienia gwinty płaskie i okrągłe.

Odnosnie gwintu płaskiego odsyłam czytelników do nru 4 „Technologa“ z 1937 r.

Ten typ gwintów okrągłych, jaki spotykamy w sprzęcie artyleryjskim, jest niestety klasycznym przykładem gwintów okrągłych, a łączy on w sobie trudności gwintów płaskich i okrągłych innych typów. Podobnie, jak i gwint płaski, nie posiada żadnych norm dla błędów wykonania. Gwint ten można porównać do gwintu płaskiego, z tym, że wierzchołek i dno zostały zaokrąglone.

Dla gwintu okrągłego $\frac{T_o'}{2}$ odpowiadać będzie tolerancjom wykonania promieni, a tolerancje d i d_r będą tolerancjami położenia środków promieni zaokrągleń. Komplet sprawdzianów składałby się z tych samych typów sprawdzianów co i w gwincie płaskim.

Tng Marian Przybylski - Ostrowiec n/K.

Usprawnienie ruchu kolejowego ze strony jego punktualności

Wstęp.

Z pobłażliwym sentymentem wspominamy czasy romantycznych podróży koleją Stefensona. Sensacyjna owa nowość nie rościła sobie wówczas pretensji do jakiejś planowości jazdy.

Dziś — punktualność ruchu kolejowego stała się przysłowiową.

Wysiłki personelu technicznego, mające na celu praktyczne wykonanie założonego planu, czyli t. zw. „utrzymanie planu jazdy“, mają swoje uzasadnienie w roli, jaką spełnia komunikacja kolejowa w wszystkich kulturalnych państwach świata.

Sprawność kolejnictwa, której wyrazem jest punktualność ruchu, decyduje w znacznym stopniu o stanie, o rytmie ekonomicznego i gospodarczego życia państwa. Udowodniać tego oczywiście nie potrzeba, zwróć jedynie uwagę na doniosłość zagadnienia w okresie wojny, kiedy spóźnienie transportu o kilka choćby minut zdecydować może o niepowodzeniu.

Wysiłek kolejnictwa, zmierzający do jak najpełniejszego zrealizowania teoretycznej planowości ruchu jest więc w pełni uzasadniony.

Przyczyny niepunktualności ruchu.

Analizując poszczególne wypadki spóźnień pociągów znajdujemy szereg czynników, które można podzielić na dwie zasadnicze grupy:

- 1) przyczyny natury ruchowej,
- 2) przyczyny natury mechanicznej.

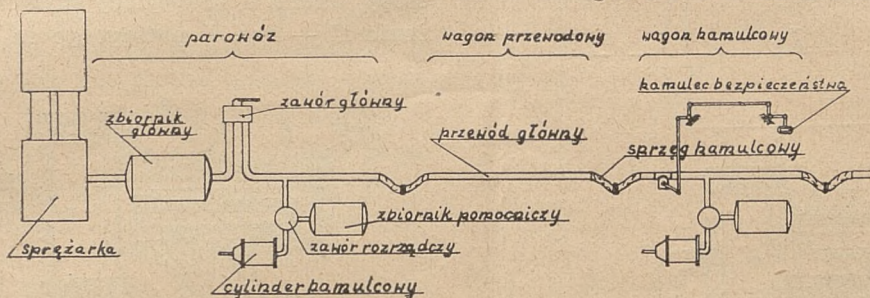
Rozwijając grupę drugą — wymienię:

- a) uszkodzenie wzgl. wadliwe działanie poszczególnych części parowozu i wagonów,
- b) zerwanie pociągu,
- c) nieodpowiednie paliwo,
- d) nieumiejętna obsługa.

Przyczyny wymienione pod c) i d) należą do rzadkości, zaś wymienione pod a) stanowią odrębną dziedzinę kolejnictwa, poruszaną już niejednokrotnie na łamach fachowej prasy. W niniejszym artykule omówię szczegółowiej zagadnienie zrywania pociągów czyli zrywanie sprzęgieł międzywagonowych. Zjawisko to wiąże się ściśle z działaniem hamulców kolejowych, które pokrótce opisze.

Hamulce kolejowe.

W europejskim ruchu kolejowym prawie wyłącznie stosuje się hamulce działające sprężonym powietrzem, a zasady działania kilkunastu stosowanych typów konstrukcyjnych — są identyczne. Polski tabor kolejowy wyposażony jest w urządzenia hamulcowe syst. Westinghouse'a. Hamulec ten jest pierwowzorem samoczynnych hamulców zaspólnych.



Rys. 1.

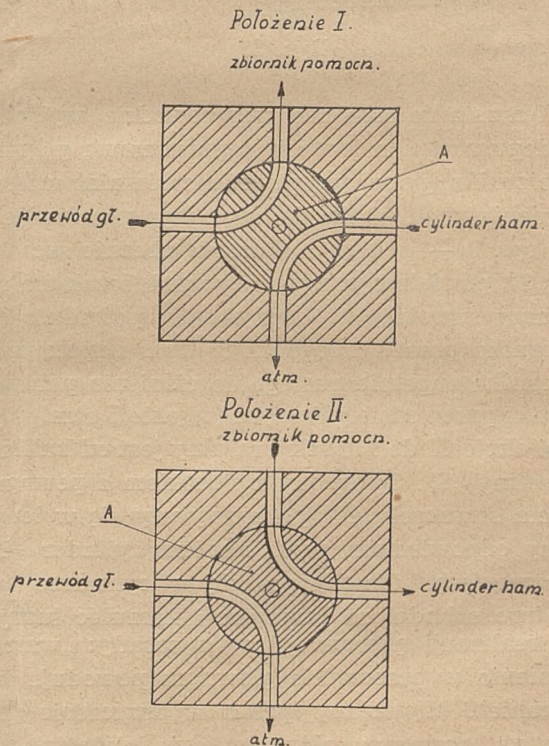
Hamulec Westinghouse'a.

Sprężone powietrze, którym hamulec ten działa, dostarcza specjalna „sprężarka”, umocowana na parowozie a uruchamiana parą z kotła. Sprężarka wtłacza powietrze do „zbiornika głównego”, umieszczonego na parowozie, a z tąd „zaworem głównym”, obsługiwanym przez maszynistę (dlatego zwanym czasami „kranem maszynisty”), powietrze to odpływa do poszczególnych urządzeń hamulcowych na wagonach, połączonych wspólnym „przewodem głównym” t. j. rurą biegnącą od zaworu głównego wzdłuż całego pociągu. Poszczególne odcinki przewodu łączone są między wagonami „sprzęgami powietrznymi” (wąż gumowy). Wagony, których urządzenia hamulcowe są czynne, t. zn. połączone z przewodem głównym, nazywamy „wagonami hamulcowymi”, zaś wagony wyposażone jedynie w przewód główny a włączone w skład pociągu — „wagonami przewodowymi”.

W czasie jazdy przewód główny napełniony jest sprężonym powietrzem ($\approx 5 \text{ atm.}$) i hamulce są zluźnione. Jeśli z jakiegokolwiek powodu nastąpi spadek ciśnienia w przewodzie — zwykle maszynista wypuszcza powietrze na zewnątrz przez zawór główny — hamulce uruchamiają się i pociąg zwalnia, aż wreszcie zatrzymuje się. Dzięki tej zasadzie hamulec jest samoczynny, bo jeśli np. pęknie przewód lub ktoś z pasażerów, pociągając rączkę hamulca bezpieczeństwa, otworzy tym samym kurek umieszczony w przewodzie — powietrze raptownie uchodzi na zewnątrz i hamulec gwałtownie hamuje.

Opisane działanie umożliwia obecność specjalnych urządzeń pod każdym wagonem hamulcowym. Wyposażenie to składa się z „cylindra hamulcowego” z tłokiem na trzonie, związanym przegubowo z przekładnią hamulcową (system dźwigni) i klockami zawieszonymi tuż przy obręczach kół tocznych. Do cylindra powietrze napływa z „zbiornika pomocniczego” a cisnąc na tłok, wypycha go. Związany z systemem dźwigni trzon tłoka uruchamia przekład-

nię, klocki dosuwa do kół a przyciskając je z pewną siłą (zwaną „siłą hamulcową”), hamuje wagon. Do cylindra powietrze napływa z zbiornika pomoc. za pośrednictwem „zaworu rozrządczego” wówczas, gdy w przewodzie ciśnienie spada. Zawór rozrządczy zająć może dwa zasadnicze położenia.

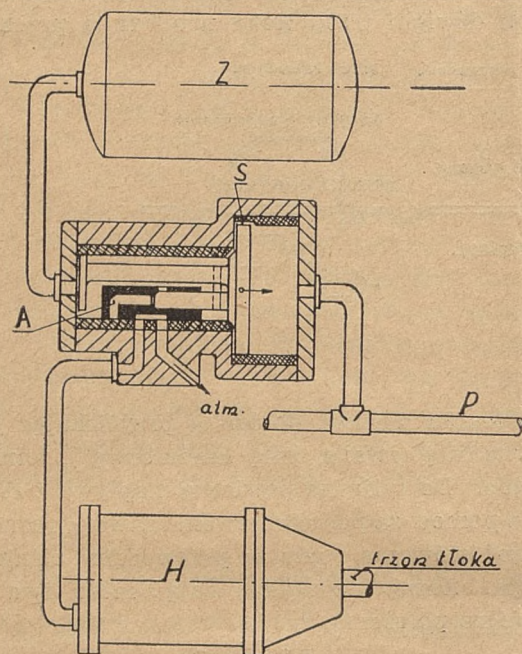


Rys. 2.

Z położenia II zawór przestawia się w położenie I na skutek różnicy ciśnień wywołanej spadkiem ciśnienia w przewodzie i odwrotnie z

I w II na skutek wzrostu ciśnienia. Z uwzględnieniem powyższej zasady zawór skonstruowany jest w następujący sposób:

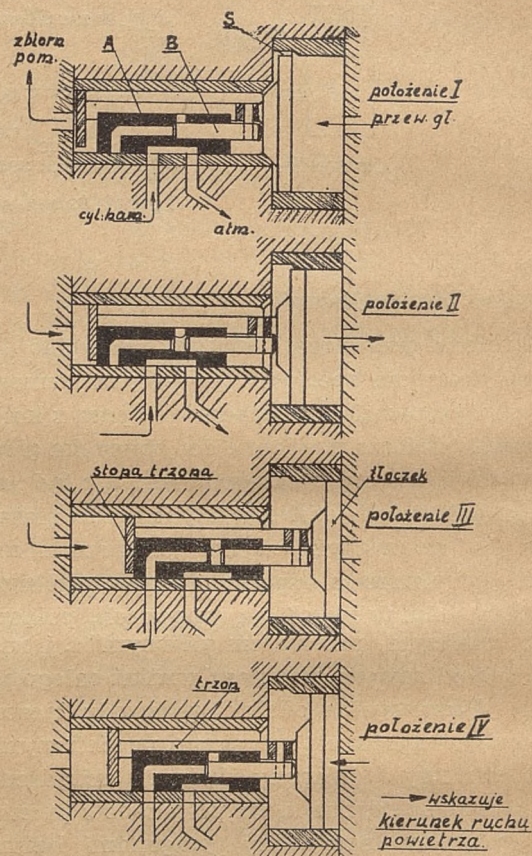
Części „A” na szemacie odpowiada „suwaczek rozrządczy”, napędzany tłoczkiem, który stale jest pod ciśnieniem powietrza. Tłoczek porusza się w szczelnej tulei posiadającej w jednym końcu szczelinę „S”.



Rys. 3.

Wzrastanie ciśnienia w przewodzie, wywołane dopuszczeniem powietrza przez zawór główny z zbiornika głównego, powoduje również wzrost ciśnienia na tulei tłoczka oraz jego przesunięcie (na rys. 3 — w lewo). Otwartą obecnie szczeliną „S”, powietrze przepływa ponad tłoczkiem do komory suwaka „A”, stąd zaś, bezpośrednio do zbiornika pomocniczego „Z”. Czas napełnienia zbiornika zupełnie pustego do ciśnienia panującego w przewodzie głównym (zwykle 5 atm.) wynosi około 60 do 100 sek i zależy od kalibru szczeliny „S”. Sprężony z tłoczkiem z pewnym luzem suwaczek „A”, przesunawszy się w lewo, łączy odpowiednim wyłobieniem cylinder „H” z atmosferą. Znajdujące się w cylindrze powietrze uchodzi na zewnątrz i hamulec luzuje. Od realizacji pierwszej części zasady: „wzrost ciśnienia w przewodzie głównym powoduje luzowanie”. Wywołany przez wypuszczenie powietrza zaworem głównym, spadek ciśnienia w przewodzie, daje po paru już sekundach różnicę w ciśnieniach działających na obie strony tłoczka, a to dzięki stosowaniu bardzo wąskiej szczeliny „S”, utrudnia-

jącej wylot powietrza z komory suwaka „A” do przewodu. Powstała różnica powoduje w pierwszej chwili cofnięcie się tłoczka i związanego z nim trzpienia „B”. Tłoczek — mijając szczelinę „S” — przerywa połączenie zbiornika „Z” z przewodem, zaś trzpień „B” — wysuwając się z nieruchomego narazie suwaka „A” otwiera w nim przełot dla powietrza (położenie II — rys. 4). W dalszym ruchu — tłoczek — po zetknięciu stopy trzona z krawędzią suwaczka „A” (położenie II — rys. 4) pociąga go za sobą, przez co



Rys. 4.

przerywa połączenie cylindra „H” z atmosferą natomiast otwarty w suwaczku kanał łączy cylinder z zbiornikiem „Z” (poł. III — rys. 4). Powietrze z „Z” napływa do „H”, ciśnienie w nim wzrasta, tłok wysuwa się i hamulec rozpoczyna działanie. Uchodzące do cylindra powietrze powoduje obniżkę ciśnienia w komorze suwaka „A” i w pewnej chwili ciśnienie na wewnętrznej stronie tłoka będzie mniejsze od ciśnienia z zewnątrz zaworu (w przewodzie). Tłoczek, pod wpływem powstałej niewielkiej różnicy ciśnień cofnie się — wsuwając trzpień „B” do gniazda w nieruchomym suwaczku (położ. IV — rys. 4). Połączenie „Z” z „H” przerywa się i w cylindrze

utrzymuje się pewne mierne ciśnienie, dające odpowiednią siłę hamulcową. Wywołanie dal- szego spadku ciśnienia na przewodzie znowu od- suwa tłoczek i trzpień „B” od suwaczka i powie- trze w dalszym ciągu napływa do „H” — zwięk- szając w nim ciśnienie a tym samym działanie hamulca. Manipulację taką — zw. „hamowa- niem stopniowanym” — powtarzać można, zwięk- szając każdorazowo siłę hamulcową, dopóki ciśnienia w „H” i „Z” nie wyrównają się. Usta- lone wówczas w cylindrze ciśnienie (wyrówna- nia $\approx 3,5$ atm. jest największym osiągalnym i odpowiednia siła hamulcowa posiada wartość maksymalną. Hamulec działa najwydatniej.

W odróżnieniu od opisanego — można stoso- wać „hamowanie ciągłe”, polegające na ciągłym (nie stopniowanym) obniżaniu ciśnienia w prze- wodzie do chwili wyrównania ($\approx 3,5$ atm.). Opi- sane wyżej działanie to druga część zasady: „spadek ciśnienia w przewodzie głównym powo- duje hamowanie pociągu”. Maksymalne ciśnie- nie w cylindrze hamulcowym, tak przy hamo- waniu stopniowanym jak i ciągłym powstaje w ciągu pewnego czasu; a ponieważ wartość tego czasu odgrywa poważną rolę w przebiegu hamo- wania pociągu — zajmiemy się tym zagadnie- niem.

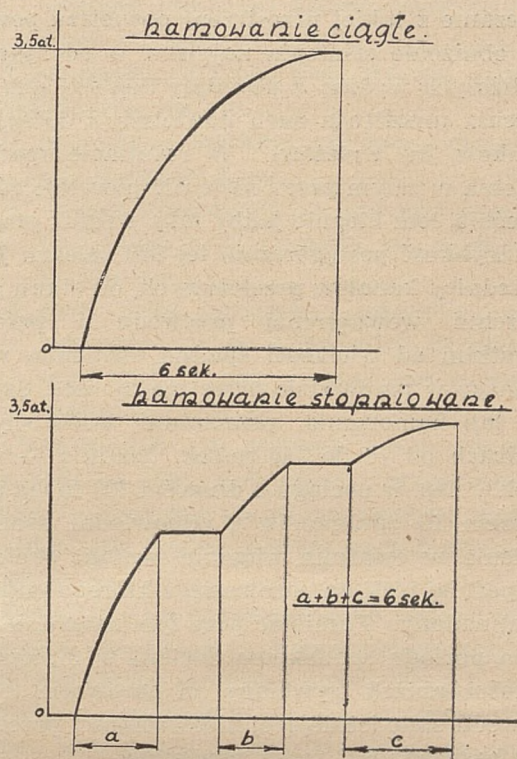
Czas napełniania cylindrów hamulcowych.

Przy hamowaniu ciągłym, najwyższe ciśnie- nie w cylindrze hamulcowym w pociągu osobo- wym ustala się po upływie 6 sek. Z pewnych względów czas napełniania cylindrów w pociąg- ach towarowych ustalono na minimum 28 sek. Zachowanie podanych okresów czasu osiągnięto przez zastosowanie kalibrowanych kanałów przelotowych w zaworach rozrządczych. Wspomniany czas napełniania liczy się indywidual- nie do cylindrów poszczególnych wagonów i mierzy się od chwili uruchomienia zaworu roz- rządczego odnośnego wagonu. Pożądanym jest, aby wszystkie zawory czynne w danym pociągu uruchomiły się możliwie równocześnie, gdyż jest to warunkiem spokojnego hamowania pociągu. W istocie — poszczególne hamulce nie urucha- mniają się równocześnie, a wielkość powstałych różnic w czasie zależy od „czułości zawo- ru” oraz od szybkości postępowania „fali hamo- wania”.

Czułość zaworu rozrządczego.

Uruchomienie zaworu następuje w chwili, gdy różnica ciśnień działających na obie strony tłoczka pokona opór własny i tłoczka i suwacz-

ka t. j. opór tarcia tłoczka w tulei i suwaka przyciskanego sprężyną do gładzi. Opór własny zaworu świeżo zmontowanego wynosi około 0,3 atm. i jeśli np. w okresie początkowym na obie strony tłoczka rozrządczego działało ciśnienie 5 atm. (hamulec zluźniony) to uruchomienie za- woru nastąpi wówczas, gdy od strony przewodu ciśnienie obniży się co najmniej do 4,7 atm. Na



Rys. 5.

mniejszy spadek ciśnienia — w danym wypad- ku zawór niezareaguje.

Czułość zaworu rozrządczego nie posiada wartości stałej i zależnie od warunków podie- gać może znacznym zmianom. Zrozumiałym jest, że opór własny zaworu co dopiero zmonto- wanego — odpowiednio nasmarowanego i o- czyszczonego będzie różnił się od oporu zaworu dłuższy czas pracującego, w którym smar zuży- ty nie spełnia swej roli. Na czułość zaworu w dużym stopniu oddziałują stopień wilgotno- ści powietrza i temperatura zewnętrzna. Ujęcie w konkretne ramy wpływu tych i innych czyn- ników na wielkość oporu zaworu czyli jego czu- łość, jest kwestią badań laboratoryjnych i do- świadczeń praktycznych, godnych polecenia miarodajnym czynnikiem kolejowym i zaintere- sowanym fabrykom, produkującym urządzenia hamulcowe.

Dla technicznej sprawności ruchu kolejowe- go, szczególnie pasażerskiego, pożądanym jest,

aby urządzenia hamulcowe poszczególnych wagonów zestawionych w jeden pociąg, posiadały możliwie jednakową czułość.

Fala hamowania.

Odcinki przewodu głównego poszczególnych wagonów — zespolone — stanowią jakby jeden zbiornik o bardzo małej średnicy (średn. 1") i długości wynoszącej nieraz paręset metrów. Wypuszczanie z takiej przestrzeni powietrza powoduje obniżenie ciśnienia najpierw w odcinkach najbliższych wylotu, a powstały dopiero spadek ciśnienia umożliwia ruch powietrza z dalszych odcinków, ku wylotowi. W rezultacie spadek ciśnienia w całym przewodzie nie powstaje równocześnie, lecz biegnie jakby falą, wzdłuż pociągu. Szybkość postępowania tej fali zależna jest od średnicy kanałów przelotowych, od stanu powierzchni wewnętrznej przewodu i przede wszystkim od wielkości spadku ciśnienia, wywołanego w przewodzie przez maszynistę. Szybkość fali hamowania przeciętnie waha się w granicach od 70 do 140 m/sek. (średnio — 100 m/sek.). Np. w pociągu o długości 200 m (za parowozem 10 „pulmanów”), odpowiedni spadek ciśnienia w ostatnim wagonie nastąpi około 2 sek. później niżli na parowozie, z którego impuls został nadany. Pamiętać przy tym należy, że do końca pociągu spadek ten dociera w mniejszej wartości, aniżeli wywołany na parowozie, a to z powodu stale istniejącej nie szczelności przewodu i beżwładności masy powietrza.

Opóźnianie uruchomienia hamulców.

Chcąc zatrzymać pędzący pociąg, maszynista wypuszcza powietrze z przewodu głównego, wywołując spadek ciśnienia. Uruchomienie hamulca pierwszego wagonu nastąpi w momencie, gdy w przewodzie danego wagonu nastąpi spadek wystarczający do pokonania oporu zaworu rozrządczego. Analogicznie uruchamiają się następne zawory, jednakże z opóźnieniem, zależnym od szybkości postępowania fali hamowania. Powstaje więc różnica w czasie uruchomienia wagonów w tylnej części pociągu względem części przedniej i to tym większa, im dłuższy jest pociąg. I jeszcze jedno. — Jeśli wywołany w pierwszej części pociągu spadek ciśnienia jest nieznaczny — mimo że wystarczający do uruchomienia najbliższych kilku zaworów — przy czym w miarę oddalania się ku końcowi pociągu wartość jego spada, możliwym jest, że osiągnąwszy ostatnią partię wagonów, będzie mniejszy od oporu zaworów i ich nie uruchomi. I teraz następuje szereg zjawisk, które zakończyć się mogą zerwaniem pociągu.

Zerwanie pociągu.

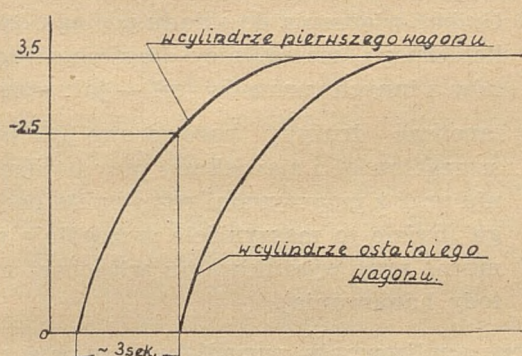
Od chwili uruchomienia zaworu do cylindra danego wagonu zaczyna napływać powietrze, powodując stale wzrastający nacisk klocków na koła. W wypadku zbyt „ostrożnego” hamowania (maszynista wypuścił za mało powietrza z przewodu), bądź też ze względu na duże różnice w czułości poszczególnych zaworów, opóźnienie w uruchomieniu hamulców, zwiększa się.

Jako skutek — końcowa część pociągu, — jeszcze nie hamowana, a więc pędząca z większą szybkością — nabiega na przednią, hamowaną. Sprężyny zderzakowe, poddając się naporowi nabiegającej końcówki — skracają się i w sprężonym stanie trwają tak długo, dopóki napór jest większy od ich odporu. Nabiegające wagony zużywają na zginięcie sprężyn część swej energii kinetycznej i już za chwilę biegną z szybkością taką jak wagony przednie. Znika więc napór utrzymujący dotychczas sprężyny w stanie ściśniętym, bo zasób energii nagromadzony w wagonach, raptownie maleje, zużywając się na pokonywanie stałych oporów ruchu. Ściśnięte sprężyny odprężają się gwałtownie i odrzucają nabiegnięte wagony. Części pociągu jakby rozjeżdżają się w przeciwnych kierunkach, powstają ogromne nateżenia w sprzęgach i nieuchronne zerwanie pociągu. Jeśli istotnym powodem opisanych wyżej zjawisk jest niejednakowa czułość zaworów rozrządczych, to inny będzie przebieg w długim pociągu na hamulcu szybko działającym (osobowym) nawet z zaworami wykazującymi małe różnice w czułości, lecz hamowanym „ostrożnie”. („Ostrożne” hamowanie oznacza w pojęciu większości personelu kolejowego — nieznaczne; a wielokrotne obniżanie ciśnienia w przewodzie). Otóż wywołany w pierwszej chwili hamowania spadek, uruchamia kilka przednich hamulców, lecz nadpływające od końca pociągu masy powietrza, nie mając ujścia przez za wcześniej zamknięty wylot, powodują wzrost ciśnienia i co za tym, zluźnienie przednich hamulców właśnie w chwili, gdy końcowe rozpoczęły działanie. Rozprężające się w tym momencie sprężyny zderzakowe, ściśnięte przez nabiegające wagony końcowe w początkowym okresie hamowania — odrzucają teraz zluźowaną przednią część pociągu. I w tym wypadku przykrym następstwem będzie zerwanie.

Wszystkie te zjawiska dzieją się w czasie ruchu, dlatego też reakcja nabiegu (odrzut) jest znacznie efektywniejszy od naporu. W czasie jednej z wielu dokonanych prób stwierdzono, że

w odnośnych warunkach nabieg wagonów wywołał nacisk na zderzaki, wynoszący około 9 ton, zaś odrzut tychże wagonów, jako skutek reakcji sprężyn, wywołał natężenie w sprzęgach, przekraczające 24 ton. Oczywiście — sprzęg wagonowy tego nie wytrzyma i z całą pewnością zerwie się.

Uzasadnieniem opisanego zjawiska opóźnienia uruchomienia zaworów w końcowych wagonach względem początkowych — jest rys. nr. 6. Przesunięte na wykresie o czas opóźnienia, zależny od szybkości fali hamowania, krzywe wzrostu ciśnienia, w cylindrze hamulcowym, wykazują różnice w wielkości sił hamulcowych odnośnych wagonów. $\sim 2,5$ atm różnicy w ciś-



Rys. 6.

nieniach cylindrowych charakteryzują różnicę w siłach hamulcowych między pierwszym a ostatnim wagonem pociągu o długości około 300 metrów. Jest to w danym wypadku różnica najmniejsza i może ulec znacznemu powiększeniu przy nieodpowiednim hamowaniu i przy zespoleniu wagonów o nierównej czułości zaworów. Ciśnienie około 2,5 atm. w cylindrze ham. daje już znaczną siłę hamowania, a w skutkach dość energiczne zwalnianie biegu i jeśli uzmysłowić sobie, że w tymże okresie inna część tego samego pociągu nie jest w ogóle hamowana, a szybkość całego pociągu była znaczna — niebezpieczeństwo nabiegu staje się aż nadto wyraźne.

Zapobieganie rozrywaniu pociągów.

Badając statystykę wypadków zerwania pociągów w największej jednostce trakcyjnej w jednej z zachodnich Dyrekcji K. P., miałem możliwość stwierdzić, że z pociągów posażerskich najczęściej zrywają się dalekobieżne — prowadzące wagony bezpośredniej komunikacji oraz pociągi o mieszanym typie hamulców. W aktach z przeprowadzanych badań, które, nawiasem mówiąc, winę zerwania przypisywały maszyniście (moim zdaniem zupełnie niesłusznie), znalazłem nastę-

pujące, wspólne dla poszczególnych wypadków okoliczności, a mianowicie:

- 1) długość pociągu przekraczała 200 metrów,
- 2) w pociągach były wagony bezpośredniej komunikacji, doczepiane na poszczególnych stacjach węzłowych,
- 3) zrywania następowały na stacjach o trudnym szlaku dojazdowym, względnie maszynista zamierzał dobrać wody do parowozu w czasie postoju.

Wymienione czynniki potwierdzają istnienie następujących faktów:

- ad 1) opóźnienie uruchomienia końcówki wynosiło najmniej 2 sek.,
- ad 2) czułość poszczególnych zaworów była różna (jednakże niewiadomo, jak wielkie były różnice),
- ad 3) maszynista hamował „ostrożnie“, chcąc zatrzymać pociąg w dokładnie określonym miejscu (t. j. parowozem pod żurawiem wodnym).

Uwzględniając że szybkość tych pociągów była znaczna (poc. pośpieszne i przyspieszone), a więc i zapas energii ruchu każdego wagonu był duży, nie trudno znaleźć istotną przyczynę zerwania.

Złożyły się na to bezwątpienia wszystkie wymienione okoliczności. Można przypuszczać, że usunięcie choćby jednego z wymienionych trzech czynników uchroniłoby pociąg od zerwania.

Kto więc ponosi odpowiedzialność za zerwanie?

- 1) Za czynnik pierwszy służba wykonawcza nie odpowiada, bo długości poszczególnych rodzajów pociągów są szczegółowo określone odnośnymi przepisami.
- 2) Za czynnik drugi personel wykonawczy również nie odpowiada, bo niemając pojęcia o czułości zaworu danego wagonu, doczepia go do pociągu wg ustalonego planu, sprawdzając jedynie (zwykle jak najsumiennie) przydatność do ruchu. Użyteczność hamulca sprawdza się każdorazowo przy doczepianiu wagonów przez t. zw. „próbę hamulca“; jeśli podczas próby hamulec uruchomi się, wagon może kursować.

Techników-elektrotechników

z praktyką konstrukcyjną i ruchową poszukujemy. Oferty wraz z życiorysem i odpisami świadectw i referencjami składać należy do Biura Ogłoszeń „P A R“ - Poznań, Aleje Marcinkowskiego nr 11 pod nr „2.176“.

3) Zatrzymanie w ściśle określonym miejscu pociągu biegnącego z dużą szybkością, jest trudne i wymaga bardzo umiejętnego hamowania. Pełne zastosowanie znajduje tutaj hamowanie stopniowane, umożliwiające rozwinięcie siły hamulcowej dostosowanej do panujących warunków atmosferycznych. Do obowiązków maszynisty należy poza zachowaniem w całości urządzeń taboru, przede wszystkim „planowe” przeprowadzenie pociągu. Wyznaczone w rozkładach czasy jazdy na poszczególnych szlakach międzystacyjnych uwzględniają jak największe wykorzystanie możliwości technicznych parowozu. Czasy postoju na stacjach są jak najkrótsze. Musi więc pociąg — wpadając na stację z dużą jeszcze szybkością — zatrzymać się z dokładnością $\pm 0,5$ m na miejscu pod żurawiem, aby w krótkim postoju naczepić potrzebną ilość wody. Zrozumiałym więc, że maszynista, dokładając starań, hamuje drobnymi stopniami, aby pociąg precyzyjnie zahamować. Ze względu na długość i różnorodną wrażliwość zaworów — w danym wypadku taka metoda hamowania właśnie jest niewskazana. Jeśli pociąg rozerwał się maszyniście przypisuje się winę, mimo że zabiegał, aby pociąg jak najlepiej przeprowadzić. Czy słusznie?

Twierdzenie opiniującego brzmi: „maszynista musi tak hamować, aby pociągu nie zerwać”. Ale jak? Odpowiedź dać sobie może tylko sam na podstawie długoletniej praktyki, lecz w oparciu o gruntowną znajomość zjawisk zachodzących przy hamowaniu.

Zorganizowane przez M. K. w ubiegłym roku dokształcanie personelu technicznego z zakresu hamulców ma na celu uzupełnienie ich wiadomości oraz zapoznanie z zdobyczami ostatnich lat. Celowość takiej akcji jest niezaprzeczona, a skutek jej okaże się w usprawnieniu służby trakcyjnej. Jeśli przy tym dałoby się zestawiać w pociągi wagony o jednakowej lub choć przybliżonej wrażliwości na zmiany ciśnienia, niebezpieczeństwo zerwania zostałoby ogromnie umniejszone.

Wnioski końcowe.

Po każdym wypadku zerwania pociągu przeprowadza się dochodzenia. Celem tego dochodzenia winno być nie wykrycie osoby, która poniesie odpowiedzialność, lecz zbadanie okoliczności towarzyszących wypadkowi i ustalenie istotnych przyczyn. Dostarczyć to wiele cennych

szczeółów, które uwzględnione w organizowaniu służby trakcyjnej z pewnością usprawnią ją.

Na podstawie takiej analizy uważam za celowe:

- 1) Aby zapobiec zrywaniu pociągów pasażerskich:
 - a) zorganizować ruch wagonów bezpośredniej komunikacji w ten sposób, aby dany wagon kursował zawsze w tym samym składzie, przy czym do okresowych rewizji i napraw winien być wycofany równocześnie z resztą wagonów odpowiedniego składu (ma to na celu zachowanie możliwie jednakowej czułości zaworów).
 - b) Unikać włączania do składu pociągu dalekobieżnego, szczególnie długiego, wagonów z innych turnusów (cel — jak wyżej).
 - c) zapoznać drużyny parowozowe jak najszczegółowiej z zjawiskami przy hamowaniu oraz z przyczynami rozrywania pociągu (będzie to maszyniście szczególnie pomocne przy wyszukiwaniu właściwej metody hamowania).
- 2) Przy analizowaniu wypadków zerwania należy:
 - a) stwierdzić datę ostatniej rewizji zaworów czynnych w całym składzie,
 - b) ustalić możliwie dokładnie wszystkie okoliczności towarzyszące zerwaniu,
 - c) przyjąć jako pewnik, że maszynista nie ponosi odpowiedzialności za zerwanie, a odstąpić od tego jedynie w wypadku posiadania jaskrawego dowodu jego winy.
- 3) W warsztatach należy dokonywać (przy pomocy odpowiednich przyrządów, pomiary czułości zaworów, przychodzących do rewizji i po przeprowadzeniu rewizji. Otrzymane wyniki należy zanotować w właściwych dokumentach. Używane przez warsztaty przyrządy Amslera oddać mogą duże usługi.

Posiadanie wymienionych danych ułatwi rozwiązanie sprawy i umożliwi wyciągnięcie wielu korzyści z ewentualnego wypadku zerwania.

Zakończenie.

Zespolenie wyników administracji technicznej służby wykonawczej, jako wyraz wzajemnego zaufania, przyczyni się do usprawnienia służby kolejowej, szczególnie jej regularności i punktualności. Czynniki te są legitymacją nowoczesnej komunikacji kolejowej.

T. Pikulski - Ostrowiec

Uwagi o kuźnictwie

Spostrzeżenia ogólne.

W pierwszym z moich artykułów na tematy kuźnicze pragnę podzielić się z czytelnikami z szeregiem moich spostrzeżeń z praktyki kuźniczej, które poczyniłem w ciągu kilkuletniej pracy w tej gałęzi techniki.

Pragnę przyjść z pomocą młodym konstruktorom narzędzi i przyrządów kuźniczych — hutnictwo bowiem jest jedną z tych dziedzin, w których doświadczenie oddaje większe usługi, aniżeli stosowanie wiedzy teoretycznej. Zresztą i korzystanie ze źródeł literatury kuźniczej, ułatwia znacznie doświadczenie własne.

Polska literatura kuźnicza zwłaszcza poświęcona konstrukcji pomocy kuźniczych — jest bardzo uboga. Dlatego też należy przyjąć z uznaniem inicjatywę tych technologów, którzy na łamach czasopisma „Technolog” wystąpili z szeregiem artykułów z praktyki kuźniczej, a szczególnie o zagadnieniach dotyczących konstrukcji pomocy kuźniczych, zapelniając choć w części lukę w naszej literaturze technicznej.

Artykuły te spowodowały mnie również do dorzucenia moich spostrzeżeń praktycznych.

Na wstępie zwracam uwagę na konieczność indywidualnego traktowania każdego zadania, którego rozwiązanie dostosowane być musi do warunków lokalnych. Kuźnie są zazwyczaj wyposażone w różnego rodzaju maszyny kuźnicze, jak np. młoty spadowe parowe, młoty deskowe, młoty wolnospadowe parowe, młoty powietrzne, prasy cierne, prasy korbowe pionowe, poziome i t. d., i t. d.

Rzeczą konstruktora jest wybrać do danej roboty maszynę najbardziej odpowiednią z pośród tych, którymi dana kuźnia rozporządza, przy czym czynnikami zasadniczymi są: rodzaj maszyny, jej moc oraz skok bijaka. Kwestię tę omówię szczegółowiej w jednym z następnych artykułów. Obecnie zajmę się opracowaniem matrycy pod młot parowy. Na podstawie otrzymanego rysunku przedmiotu, konstruktor zakwalifikował robotę pod młot parowy. Pierwszym zadaniem będzie dobranie bloczka, odpowiadającego wymiarom przedmiotu i głębokości wykroju matrycy. Podany do tego celu w nrze 5/37 „Technologa” wykres i tabela według

Braun-Kaessberga nie rozwiązuje kwestii w znaczeniu praktycznym. Wysokość bloczka matrycy znaleziona z tabelki w zależności od danej głębokości wykroju, jest wysokością mini-

malną dla tejże głębokości. Z drugiej strony o wymiarach bloczka decyduje wielkość skoku bijaka. Normalna wysokość bloczków używanych na danym blacie będzie drugą orientacyjną wysokością, na podstawie których konstruktor ustali wymiary maszyny. Jeśli np. z tabelki Kaessberga wypadnie wysokość bloczka 250 mm (t. j. na 2 bloczki łącznie 500 mm), a robota wymaga blata, którego minimalna wysokość łączna bloczków wynosi 1 m, to przy projektowaniu matrycy konstruktor musi się dostosować do wymiaru 1 m.

W wypadku, gdy na danym młocie wykonuje się roboty w matrycach o znacznie różniących się wysokościach, stosuje się wówczas jedną (lub więcej) obsadę; zdarza się bowiem często, że dwa przedmioty o różnych głębokościach wykrojów wymagają młota o tej samej mocy, ze względu na jednakową powierzchnię kucia. Wysokości bloczków ich matryc różnią się nie raz bardzo znacznie — stąd konieczność stosowania obsad.

Np. wykonujemy dwa przedmioty, które z wspomnianych względów wymagają kucia na młocie o tej samej mocy. W wypadku, gdy głębokości wykrojów matryc dla tych przedmiotów różnią się znacznie, powstają duże różnice w wysokości bloczka. Jeżeli w konkretnym przykładzie pierwszy przedmiot wymaga głębokości wykroju = 25 mm, a drugi głębokości = 150 mm z tabelki Braun-Kaessberga, znajdujemy wysokości pierwszego bloczka = 175 mm, zaś drugiego = 450 mm. Łączna wysokość bloczków:

rezerwa

$$aI = 2 (175 + 100) + 100 = 650 \text{ mm}$$

zapas na zużycie

$$aII = 2 (450 + 100) + 100 = 1200 \text{ mm}$$

Powstała różnica $1200 - 650 = 550 \text{ mm}$ jest bardzo znaczna. Tego rodzaju przykłady spotykamy w praktyce często.

Przed projektowaniem matrycy należy opracować również przedmiot wg nadesłanego przez klienta rysunku, pod względem kucia w matrycy; przedmiot bowiem nie zawsze nadaje się do odkucia w takiej formie, jak ją przedstawia rysunek klienta.

Przy konstrukcji matrycy bardzo ważną kwestią jest odpowiedni jej podział. Mniej lub więcej udana linia podziałowa zależy częstokroć od „wyczucia” kuźnika.

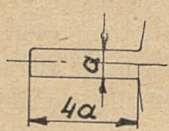
W końcu, zadaniem konstruktora jest — poza matrycą — zaprojektować jeszcze komplet sprawdzianów, potrzebnych do wykonania profilu matrycy.

Podaję przykład opracowania przedmiotu z rysunku klienta do kucia w matrycy na prasie śrubowej, projekt matrycy i komplet sprawdzianów:

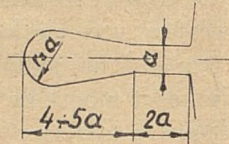
Kilka słów o wycięciach na grad.

Zagadnienie to z niezrozumiałych powodów w wielu fabrykach jest niedoceniane. Kuźnie ustalają sobie zazwyczaj kilka profili na wyjęcia gradowe i stosują je do najróżnorodniejszych robót. Jeśli nawet nie odbija się to ujemnie na jakości roboty, to jednakże często jest bardzo kosztowne. Podając trzy rodzaje stosowanych wyjęć gradowych, omówię ich zalety i wady.

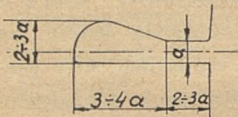
Przykłady gradowych wycięć:



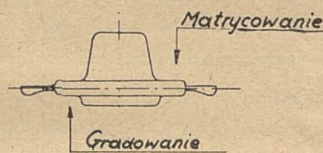
Rys. 1.



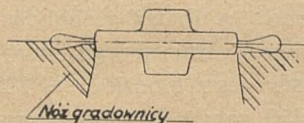
Rys. 2.



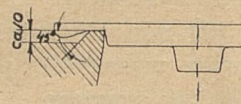
Rys. 3.



Rys. 4.



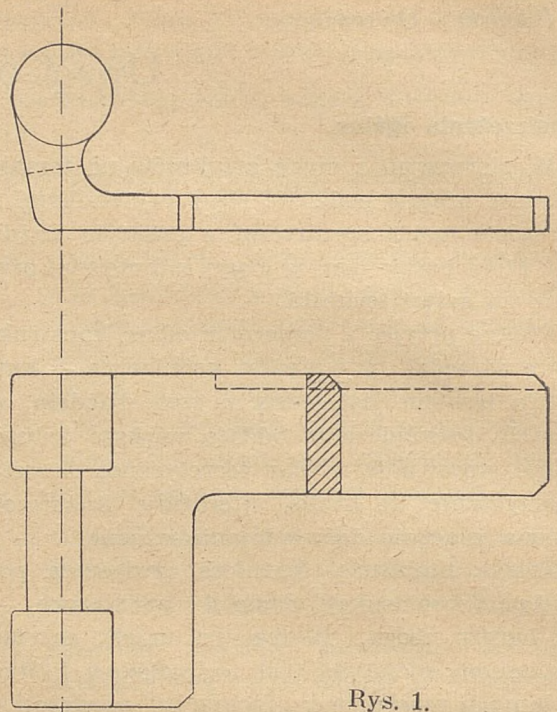
Rys. 5.



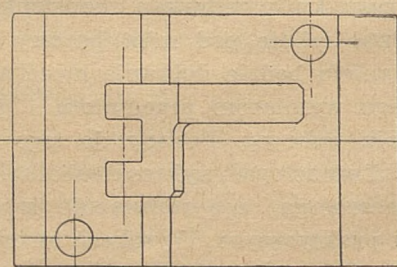
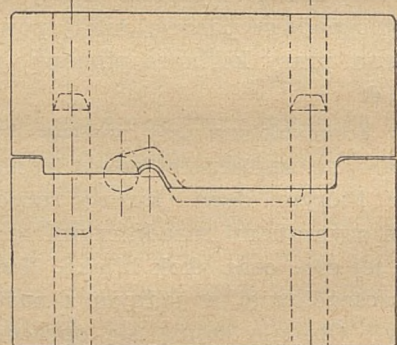
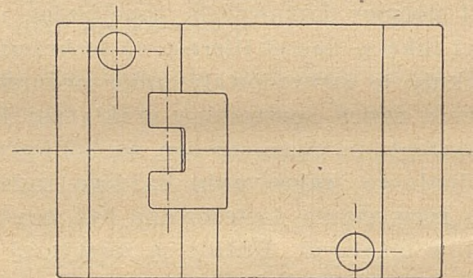
Rys. 6

Wyjęcie wg rysunku 1 stosowane dla przedmiotów o bardzo prostych profilach gradowania (pierścien, kwadrat itp.) i bardzo płytkich wykrojach, do przedmiotów bardzo dokładnie zakuwanych do matrycowania, oraz do kalibrowania na gorąco w matrycach. (końcowa operacja kuźnicza). Zaletą tego wyjęcia jest taniość i trwałość wykonania.

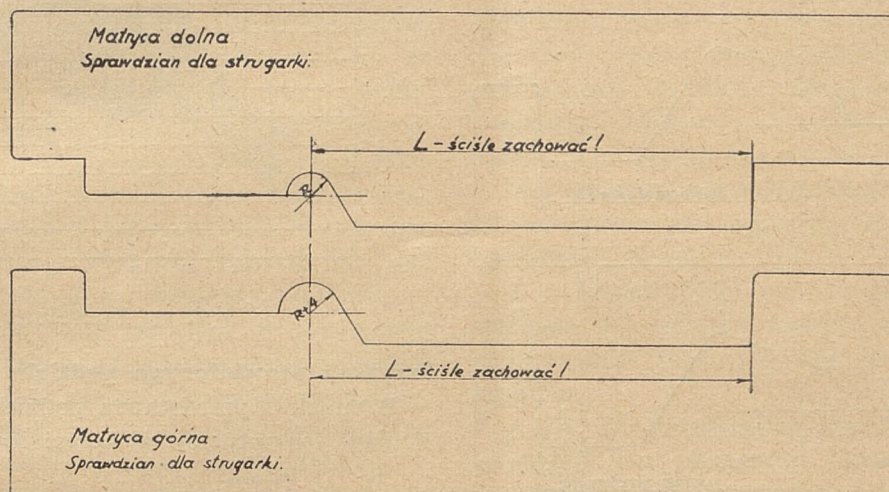
Wyjęcie wg rysunku 2 może być stosowane w różnych wypadkach kucia w matrycy, lecz jest bardzo kosztowne, gdyż wymaga wyjęcia w obu połówkach matrycy. Przy pewnych kształtach przedmiotu (patrz np. rys. 4) wyjęcie to może być niepraktyczne ze względu na wykonanie stempla gradownicy. Ponieważ zalet specjalnych nie posiada, wyjęcia takiego nie należy stosować.



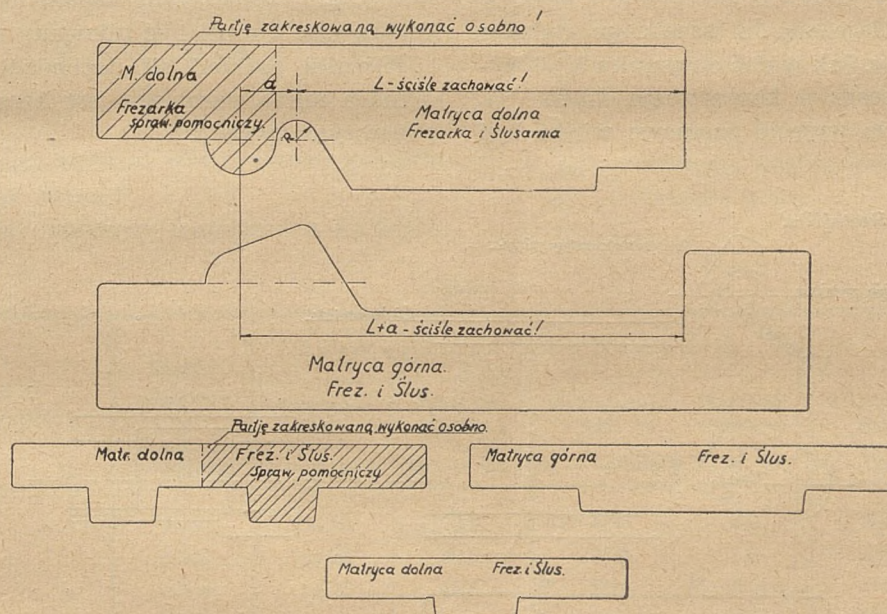
Rys. 1.
Przedmiot.
(rys. zamawiającego)



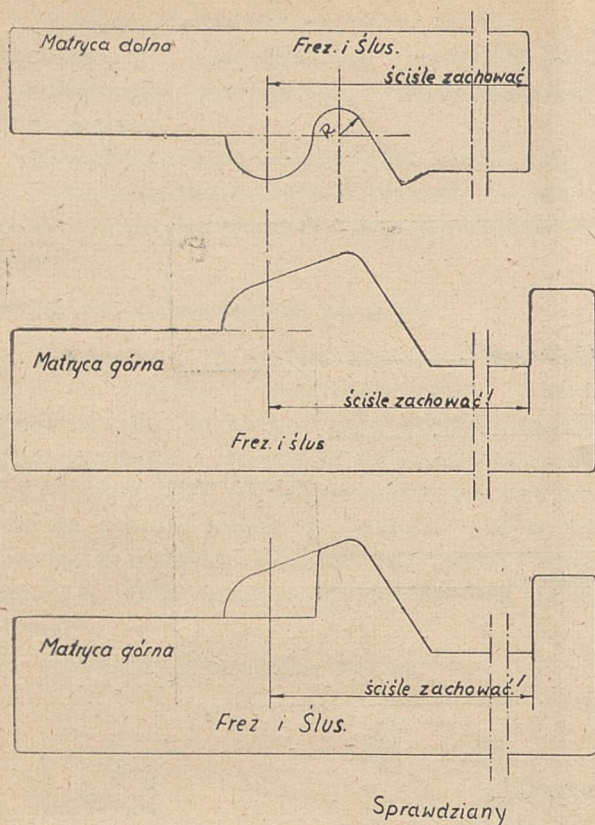
Rys. 2.
Bloczki matrycy. Matrycowanie pod prasą frykcyjną (cierną) zestawienie.



Rys. 3.
Sprawdziany strugarskie.



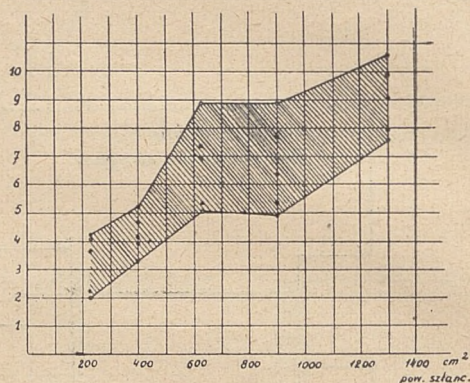
Rys. 4.
Sprawdziany.



Rys. 5.
Sprawdziany.

Wyjęcie wg rysunku 3 jest proste i tanie w wykonaniu. Nadaje się do wszelkiego rodzaju kucia w matrycy. Jak widać z rysunku 5 i 6 wykonanie jest proste, a konserwacja łatwa. W końcu dodaję, że wyjęcie pasmowe winno być

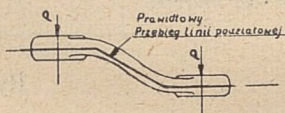
wykonane w dalszej połowie matrycy. Wielkość „a” znajdziemy z wykresu Kurreina.



Wykres Kurreina.

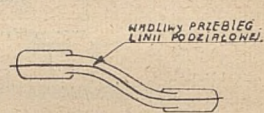
Przykład prawidłowego podziału matrycy.

Rysunek 1 przedstawia podział prawidłowy. Podział ten możemy wykonać obróbką mecha-



Przejście z jednej płaszczyzny do drugiej - pod kątem (nie po łuku)

Rys. 1.



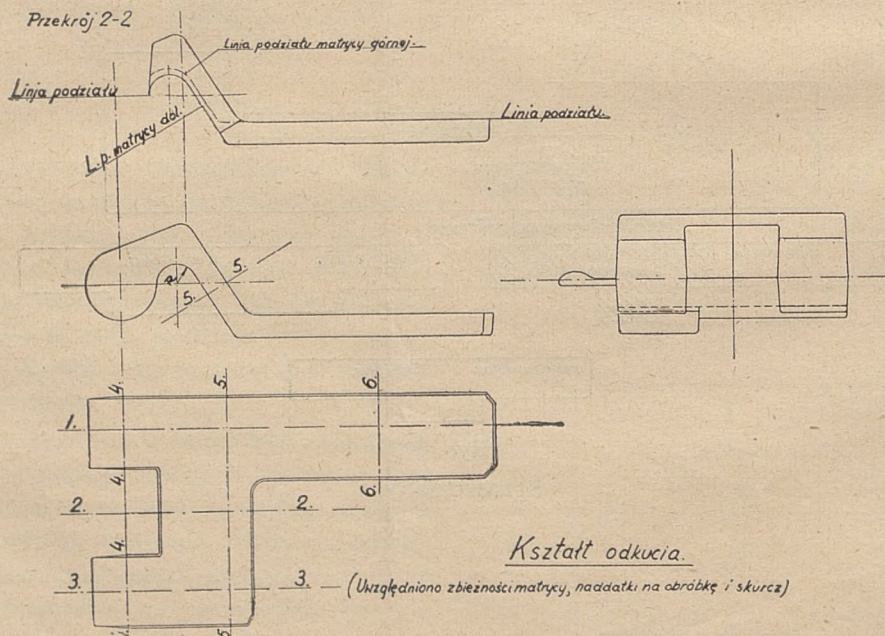
Przejście z jednej płaszczyzny do drugiej po krzywej łukowej

Rys. 2.

niczną, gdy tymczasem kształt linii podziałowej wg rys. 2 musi być piłowany ręcznie.

Również rozkład sił pochodzących z tłoka cylindra młota parowego jest korzystniejszy w pierwszym wypadku.

C. d. n.



Rys. 6.

Tng Stefan Kozanecki

Drewno w lotnictwie

Przedruk z „Techniki Lotniczej“ nr 1/1938.

Biorąc pod uwagę wielki postęp w technologii metali oraz wysokie wymagania konstruktorów lotniczych, możnaby przypuszczać, że drewno, stopniowo wypierane przez metale wkrótce przestanie być stosowane w konstrukcjach lotniczych. Tymczasem wbrew tym przewidywaniom jest ono nadal używane do budowy samolotów o różnym przeznaczeniu, występując w konstrukcjach czysto-drewnianych lub mieszanych (np. kadłub — metalowy, skrzydła — drewniane). Powodem tego jest m. in. dążenie do uzyskania jak najtańszej konstrukcji, dające się urzeczywistnić przez stosowanie do budowy samolotów drewna jako materiału taniego, łatwego w obróbce i wygodnego w eksploatacji.

Drewno, jako materiał lotniczy, pod względem wytrzymałościowym jest wartościowym materiałem, o czym przekonamy się poniżej.

W wyborze materiałów lotniczych wskaźnikiem dobroci jest stosunek wytrzymałości do ciężaru właściwego danego materiału. Stosunek ten nazywa się wartością właściwą i oznacza wzorem:

$$W = \frac{R}{D} \text{ w km}$$

gdzie

R — danego rodzaju wytrzymałość materiału w kg/mm².

D — ciężar właściwy materiału w kg/dcm³.

Im wartość właściwa jest wyższa, tym korzystniejszy jest materiał do konstrukcji lotniczej. Jakie właściwości posiada pod tym względem drewno, wynika z porównania wartości właściwych niektórych materiałów lotniczych, podanych w poniższym zestawieniu (tablica 1).

Dla łatwiejszego zorientowania się podane w tabelce wartości właściwe są przedstawione wykreślnie, na rys. 1, 2 i 3.

Z wykresów tych wynika, że drewno przy rozciąganiu i zginaniu wysuwa się na pierwsze miejsca, przy ściskaniu zaś ustępuje miejsca metalom.

A jak się przedstawia drewno w stosunku do metali przy obciążeniu wybożającym? W odpowiedzi na to pytanie rozważmy wybożenie dwóch prętów o jednakowej długości, jednego drewnianego, drugiego zaś metalowego.

Według wzoru Euler'a będziemy mieć:

$$P_c = \frac{\pi^2 E_d I_d}{l^2} = \frac{\pi^2 E_m I_m}{l^2}$$

gdzie

P_c — siła wybożenia

E_d — współczynnik sprężystości drewna

E_m — współczynnik sprężystości metalu

I_d — moment bezwładności drewn. pręta

I_m — moment bezwładności metal. pręta

l — długość pręta

Tablica 1

RODZAJ MATERIAŁU	Ciężar właściwy	Rozciąganie		Ściskanie		Zginanie	
		Wytrzyma- łość	Wartość właściwa	Wytrzyma- łość	Wartość właściwa	Wytrzyma- łość	Wartość właściwa
	D — kg/dcm ³	R _r — kg/mm ²	W _r — km	R _c — kg/mm ²	W _c — km	R _g — kg/mm ²	W _g — km
sosna	0,500	10,00	20,0	4,40	9,0	10,00	20,0
jesion	0,680	15,00	22,0	4,70	7,0	13,00	19,0
klon	0,600	11,00	18,5	5,20	9,0	11,00	18,5
buk	0,750	12,00	17,5	5,80	8,0	10,00	13,5
dural	2,85	40,00	14,0	40,00	14,0	40,00	14,0
elektron	1,80	34,00	19,0	34,00	19,0	34,00	19,0
stal chromomolibde- nowa spawalna . .	7,85	70,00	9,0	70,00	9,0	70,00	9,0
stal chromoniklowa ulepszona	7,85	130,00	16,5	130,00	16,5	130,00	16,5
stal węglista spawalna	7,85	45,00	6,0	45,00	6,0	45,00	6,0
„ „ ulepszona	7,85	65,00	8,5	65,00	8,5	65,00	8,5

Stąd wynika, że:

$$E_d I_d = E_m I_m$$

czyli

$$\frac{I_d}{I_m} = \frac{E_m}{E_d} = \frac{V_d^2}{V_m^2}$$

gdzie V_d i V_m odpowiednie objętości prętów.

W dalszym ciągu możemy napisać:

$$\frac{Q_d}{Q_m} = \frac{V_d \cdot D_d}{V_m \cdot D_m} = \sqrt{\frac{E_m}{E_d}} \cdot \frac{D_d}{D_m}$$

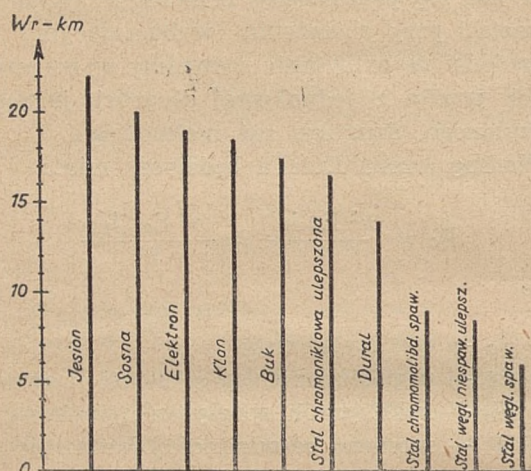
gdzie

Q_d — ciężar drewnianego pręta

Q_m — ciężar metalowego pręta

D_d — ciężar właściwy drewna

D_m — ciężar właściwy metalu



Rys. 1. Wartość właściwa na rozciąganie.

Podstawiając do tego wzoru wartości na:

$$E_m = 2200000 \text{ kg/cm}^2, \quad E_d = 110000 \text{ kg/cm}^2,$$

$$D_d = 0,7 \text{ kg/dcm}^3 \text{ i } D_m = 7,8 \text{ kg/dcm}^3,$$

otrzymamy:

$$\frac{Q_d}{Q_m} = \sqrt{\frac{2200000}{110000}} \cdot \frac{0,7}{7,8} = \sqrt{20} \cdot 0,09 = 0,4$$

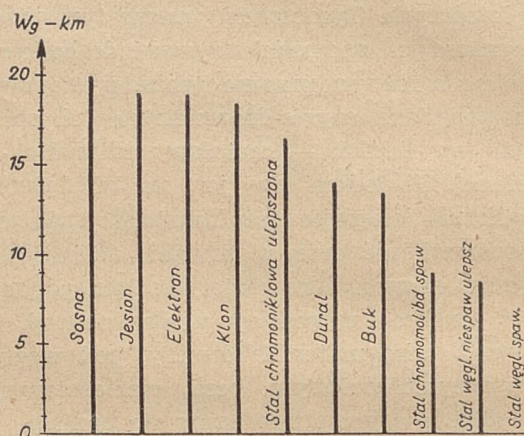
czyli:

$$Q_m \approx 2 Q_d$$

co oznacza, że metale na wyboczenie są około dwa razy cięższe od drewna.

Powyższe dane wykazują, że pod względem wytrzymałościowym drewno jest w porównaniu z metalami wcale dobrym lotniczym materiałem i niekiedy nawet może być korzystniejsze od metali. Dla podkreślenia tego rozważmy następujący przykład:

Przyjmijmy, że mamy do naprawy dwa uszkodzone skrzydła: jedno drewniane, drugie metalowe. Naprawa pierwszego nie sprawi nam żadnej trudności: odkrycie skrzydła w miejscu uszkodzenia będzie łatwe, a właściwa naprawa będzie prosta i również łatwa. Zużycie materiału będzie małe. Ostatecznie koszt całej naprawy wyniesie niedrogi.



Rys. 2. Wartość właściwa na ściskanie.

W przeciwieństwie do tego naprawa metalowego skrzydła napotka na wielkie trudności: odkrycie skrzydła w miejscu uszkodzenia ze względu na odejmowanie nitowanych części będzie kłopotliwe, a właściwa naprawa będzie trudna i kosztowna. Ostateczny koszt naprawy wyniesie znacznie więcej od kosztu naprawy drewnianej konstrukcji. Ponadto należy dodać, że ze względu na dużą ilość pogiętych części naprawa taka nie zawsze będzie możliwa i nie zawsze będzie się opłacała.

Widzimy więc, że i w tym wypadku drewno przewyższa metale.

Z wytrzymałości materiałów wiemy, że wszelkiego rodzaju dynamiczne obciążenia mają wielki wpływ na trwałość materiałów, o ile przekroczą dopuszczalną granicę. Wtedy materiał zaczyna się męczyć i po upływie pewnego czasu pęka. Na samolocie obciążenia takie występują przede wszystkim w postaci drgań, których głównym źródłem są silniki i częściowo wpływy aerodynamiczne. I tu również drewno wykazuje swoje zalety, gdyż mając niskie współczynniki sprężystości, w znacznym stopniu tłumi drgania.

Dla potwierdzenia tego, wystarczy porównać dwa samoloty dwusilnikowe, z których jeden będzie drewnianej konstrukcji, drugi zaś — metalowej. Po uruchomieniu silników stwierdzimy, że drgania w kabinie metalowego samolotu

będą znacznie silniejsze i wyraźniejsze, aniżeli drgania w kabinie samolotu drewnianego, które będą w znacznym stopniu zmniejszone. Wynika z tego, że warunki pracy poszczególnych części będą korzystniejsze na drewnianym samolocie, a mniej korzystne na metalowym.

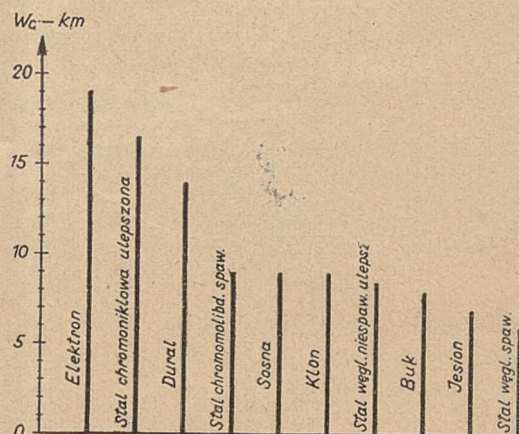
Drewno, podobnie jak i metale, posiada tak zalety jak i wady, niektóre jednakże z pośród powszechnie uznanych wad są niesłusznie uznane za istotne.

Bardzo często z powodu braku dostatecznej znajomości własności technicznych oraz niestosowania właściwej obróbki technologicznej drewna wynikają w konstrukcjach różne niespodzianki, o których mówi się, że powstają z winy drewna. Dlatego też tylko gruntowne poznanie własności drewna przez konstruktorów może uchronić ich od wielu nieoczekiwanych trudności i wzbudzić większe zaufanie do konstrukcji drewnianej.

Na zakończenie warto wspomnieć jeszcze o zasobach krajowych drewna. Nie będą one budzić żadnych obaw na przyszłość, o ile dotychczasowa gospodarka drzewna ulegnie pewnym zmianom organizacyjnym. Zmiany te powinny polegać na stworzeniu możliwie dogodnych warunków wyławiania materiału lotniczego.

Że ilość drewna w kraju jest dla przemysłu lotniczego wystarczająca, przekonamy się z następujących danych: Roczna produkcja masy drewna wynosi około 20 milionów m³, z czego połowa stanowi drewno użytkowe. Roczne zużycie drewna w kraju wynosi około 8 milion. m³. Przyjmijmy, że połowę tej ilości stanowi drewno użytkowe, a wówczas roczne zużycie drewna użytkowego w kraju wypadnie około 4 milionów m³.

Z praktyki wynika, że przeciętna stolarka daje około 10% materiału lotniczego. Przyjmując mimo to tylko 5% materiału od rocznego zużycia użytkowego drewna, otrzymamy do rozporządzenia około 200 000 m³ materiału lotniczego rocznie. Możliwość pokrycia potrzeb lotnictwa tą ilością nie budzi żadnych wątpliwości.



Rys. 3. Wartość właściwa na zginanie.

Wood in Aircraft Construction

Summary

The author considers the strenght of wood and other aircraft materials in traction compression and bending and compares them on the basis of their „specific value” i. e. strength divided by specific gravity. The qualities of very favourable especially as regards bending. Wooden constructions are superior to metal ones also other respects as facility of repairs, resistance to vibration etc. Poland disposes of sufficient quantities of wood for the aircraft industry.

NOWOŚCI TECHNICZNE

Odchylenie łuku elektrycznego przy spawaniu elektrycznym

Każde pole magnetyczne, w obrębie którego przechodzi łuk elektrycznego spawania, odchyła ten łuk ze swego kierunku, to jest z osi elektrody. Szczególnie daje się to zjawisko obserwować przy spawaniu prądem stałym, żelaza, w pobliżu krawędzi blach, oraz przy kończeniu szwu. Przeszkadzają sobie również dwie blisko siebie pracujące elektrody. Przy spawaniu prądem zmiennym, zjawisko to występuje w mniejszym stopniu, a to prawdopodobnie wskutek hysterezy żelaza.

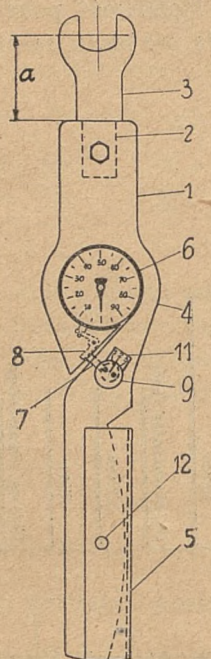
Dla usuwania tej przeszkody trzyma się elektrodę ukośnie. Przy użyciu elektrody z powłoką ochronną, łuk stapiając powłokę, tworzy sobie z niej lej szlakowy, który odchyleniu się łuku przeszkadza. Przy silnej przeszkodzie jest jednak możliwe, że szlaka będzie spływała już przed łukiem. Z całą pewnością zjawisko odchylenia łuku można usunąć, prowadząc uzienienie równoległe do elektrod przez cały czas spawania.

(VDI 1937, nr 36.

Kemp.

Klucz do badania momentu obrotu zakręconych nakrętek

Przy dokręceniu małych nakrętek, szczególnie w budowie lekkich motorów i w konstrukcjach samolotowych, zachodzą dość często wy-



padki przekręcania (zrywania) zwojów gwintu, względnie zrywania sworzni. Obecnie wprowadzono zagranicą klucz z zegarem, zapomocą którego można stwierdzić siłę zużytą na dokręcenie nakrętek (śrub).

Jak ze szkicu widać, klucz składa się z oprawki z zegarem i z klucza właściwego. U

góry oprawki (1) znajduje się otwór prostokątny (2), do osadzania klucza właściwego (3). W środku tworzy oprawca pałak sprężynujący (4), który przechodzi w rączkę (5). We wnętrzu oprawy znajduje się zegar (6). Przy dokręceniu śrub czop (7), znajdujący się w elastycznej części klucza, przekazuje przez dźwignię kątową (8) przegięcia pałaka (4) na zegar. Czop (7) nastawia się tarczką (9) odpowiednio do stosowanych kluczy właściwych, uwzględniając wymiar „a”. Dokładność nastawiania reguluje podziałka (11). Rączka (5) jest połączona z oprawką (1) trzpieniem (12), aby otrzymać stały punkt zaczepienia siły. Cyfry odczytane na zegarze odszukuje się w specjalnej tabeli, która podaje momenty obrotu, odpowiadające cyfrze z zegara.

Klucze właściwe stosuje się do rozwartości od 11—22 mm dla jednej, a od 27—41 mm dla drugiej wielkości oprawy.

ATZ 23/37

Kemp.

Dętki wodopelne

stosują od pewnego czasu farmerzy amerykańscy przy swoich ciągnikach. Dzięki temu zwiększa się znacznie ciężar tarcia bez potrzeby specjalnego obciążenia dodatkowego. Farmerzy twierdzą, że przy stosowaniu dętek, napelniczonych do pewnej granicy wodą, mniej odczuwa się nierówności jezdni, obniża się punkt ciężkości pojazdu, a co najważniejsze, zwiększa się siłę pociągową.

ATZ 23/37

Kemp.

ŻYCIE ORGANIZACYJNE

Zagadnienie tytułu inżyniera w naświetleniu absolwentów Państw. Wyższej Szkoły Budowy Maszyn i Elektr. w Poznaniu

Dlaczego sprawa tytułu inżyniera ostatnio stała się tak bardzo aktualna i jaki był jej rozwój.

Dotychczas obowiązująca ustawa z dnia 21 września 1922 r. „w przedmiocie tytułu inżyniera” ze względu na konieczność uwzględnienia praw nabytych upoważniła wielu techników, nawet ze średnim wykształceniem absolwentów b. szkół zaborczych do używania tytułu inżyniera (art. 6). Z biegiem czasu ilość absolwentów polskich szkół technicznych typu wyższego (nieakademickie: Wyższa Szkoła Budowy Maszyn w Poznaniu i Wawelberga) wzrastała. Ab-

solvenci ci, zetknąwszy się z trudnościami w uzyskaniu na podstawie ustawy z r. 1922 tytułu inżyniera, zaczęli domagać się wprowadzenia zmian w obowiązującej ustawie. Rozpoczął się niekończący się szereg interwencji, blokad i strajków. Strajki np. w Poznaniu słuchacze organizowali już w latach 1923, 1925, 1929 i dalsze do czasów dzisiejszych. Te niepokojące i bardzo szkodliwe wystąpienia pociągały za sobą często przykre nawet dla samych słuchaczy następstwa. Jeden tylko strajk w r. 1925 spowodował stratę całego półroczia dla większości słuchaczy, dla kilku cały rok, przy czym kilku wy-

dalono z uczelni. Represje te nie odniosły jednak skutku. Słuchacze i absolwenci w dalszym ciągu domagali się nadania im tytułu „inżyniera przemysłowego“, widząc w tym wyraźnie określenie pozycji zawodowej i społecznej absolwentów wyższych szkół technicznych nieakademickich. Nadany im rozporządzeniem Ministerstwa Wyznań Religijnych i Oświecenia Publicznego tytuł „technologa“ nie przyjął się jako nic nie mówiący. Ministerstwo W.R. i O.P. od dawna opracowało różne projekty nowelizacji ustawy z r. 1922, jednakże żaden z nich nie był przedłożony Sejmowi, jak to uczyniono obecnie.

Wprowadzając w życie ustawę o szkolnictwie z r. 1932 Min. W. R. i O. P., na skutek domagania się całego przemysłu polskiego, zarządziło otwarcie 2-ch Wyższych Szkół Technicznych Nieakademickich w Warszawie i w Poznaniu, opartych na programach dotychczasowych Wyższych Szkół Budowy Maszyn i Elektrotechniki, lecz o podbudowie licealnej zamiast 6 klas dawnego typu.

Jednakże brak w dalszym ciągu wyraźnie określonej pozycji zawodowej i społecznej przyszłych absolwentów, wyrażonej właściwym tytułem, spowodował nowe domagania się tytułu inżyniera.

Przemysł wypowiedział się w sensie pozytywnym zarówno w sprawie potrzeby utrzymania wyższych szkół nieakademickich, jak i w sprawie nadania wychowankom tych uczelni tytułu „inżyniera przemysłowego“. Między innymi świadczy o tym ankieta, przeprowadzona przez Wyższą Szkołę Budowy Maszyn i Elektrotechniki w Poznaniu.

Stan rzeczy wymagał zasadniczego rozstrzygnięcia. Zainteresowani bezpośrednio zarówno technicy bez tytułu inżyniera, jak i inżynierowie, widząc, że sprawa wchodzi na drogę zdecydowanego załatwienia, starają się naświetlić ją ze swego punktu widzenia.

W całej prasie ukazała się niezliczona ilość artykułów, wydano i rozpowszechniono szereg broszur i ulotek propagandowych, wciągnięto do tej akcji prawie wszystkie organizacje zawodowe i, co najgorsze, wciągnięto do akcji młodzież studiującą.

Utworzono nawet specjalne fundusze propagandowe. W rezultacie dokoła całej sprawy wytworzono atmosferę, która utrudnia tylko rzeczową dyskusję.

Z całej masy artykułów, jakie się ukazały w prasie, jedynie artykuł b. prezydenta miasta

Warszawy, inż. Piotra Drzewieckiego, zamieszczony w Kurierze Warszawskim w dniu 5. I. 1938 r. oraz artykuł b. konsula generalnego R.P. w Berlinie, Karola Rose, zamieszczony w Czasie w dniu 24. I. 1938 r., zasługuje na uwagę jako naświetlające sprawę wszechstronnie i z dużą znajomością tematu.

Brak inżynierów.

Nadmiar kandydatów do politechnik, a brak do wyższych szkół nieakademickich.

Poważnemu brakowi inżynierów, rzecz jasna, nie zaradzimy przez „nominację“ tych, którzy nie posiadają tego tytułu. Musimy stworzyć warunki, które umożliwią dobre i szybkie szkolenie nowych kadr inżynierskich.

Obie nasze politechniki są przepełnione i brak nam środków na tworzenie nowych względnie powiększenie liczby studentów w tych uczelniach.

Szkola akademicka, jaką jest politechnika, nie może ograniczać się wyłącznie do szkolenia dobrych inżynierów specjalistów, choć to mogłoby zwiększyć jej „wydajność“. Politechnika musi być terenem naukowych badawczych studiów i dawać cennych i koniecznych naukowców.

Zadanie dostarczenia potrzebnych przemysłowi specjalistów inżynierów o twórczo-produkcyjnym nastawieniu spełnić winny i mogą wyższe techniczne szkoły nieakademickie.

Z ogólnej ilości kandydatów, zgłaszających się do politechnik średnio tylko 30—40% rozpoczyna studia. Dla pozostałych brak miejsc.

Jednocześnie do nowo utworzonych wyższych szkół technicznych nieakademickich (Warszawa i Poznań) brak kandydatów. W bieżącym roku otwarto tylko w Warszawie taką uczelnię. Zaznaczyć przy tym należy, że dotychczasowe Wyższe Szkoły Bud. Maszyn i Elektrotechniki ulegają likwidacji. Przyrost techników z wyższym wykształceniem w ten sposób zmalał. Młodzież nie garnie się do szkół, których ukończe-

Poszukujemy

techników - mechaników

z praktyką konstruktorską ewtl. chcących poświęcić się konstrukcji. Oferty wraz z życiorysem, odpisami świadectw i referencjami zgłaszać należy do Biura Ogłoszeń „P A R“ - Poznań, Aleje Marcinkowskiego nr 11 pod nr „2.175“.

nie nie da jej, mimo posiadania wiedzy inżynierskiej, wyraźnej pozycji w życiu, która, niestety, jak wykazuje doświadczenie w dużym stopniu zależy od tytułu.

Czy do tytułu inżyniera są przywiązane przywileje wyższe od innych tytułów technicznych.

Należy zauważyć, że do tytułu inżyniera, jaki można uzyskać na podstawie ustawy z roku 1922, są przywiązane niektóre i dość ważne przywileje, choćby tytuł ten uzyskany był bez posiadania wykształcenia akademickiego. Np. w myśl rozporządzenia Rady Ministrów o „państwowej służbie cywilnej“ par. 5 z dnia 8. XI. 1929 r. sam fakt posiadania tytułu inżyniera daje prawa urzędnika I kategorii.

Prawo przemysłowe dla osób, posiadających tytuł inżyniera, przewiduje krótszy okres praktyki, potrzebnej do uzyskania koncesji na prowadzenie niektórych przedsiębiorstw.

Jak wygląda sprawa tytułu inżyniera za granicą.

Dla zilustrowania stosunku innych państw do sprawy nadawania tytułu inżyniera przez uczelnie nieakademickie wypada przytoczyć następujący przykład:

Na międzynarodowym zjeździe w sprawach szkolnictwa technicznego, który się odbył w Barcelonie w roku 1934, delegacja polska zgłosiła wniosek, aby tytuł inżyniera nadawać wyłącznie absolwentom szkół akademickich. Poza zgłaszającym wniosek ten odrzucono jednogłośnie.

Trudność uzyskania tytułu inżyniera na podstawie art. 7 ustawy z roku 1922.

Ustawa z r. 1922, nie odróżniając absolwentów wyższych szkół technicznych od średnich, w art. 7 przewiduje nadawanie tytułu inżyniera dla jednych i drugich po 5 latach „wybitnej“ działalności. Dość ostra ocena tej „wybitnej“ działalności przez Rady Wydziałowe szkół akademickich spowodowała zastosowanie wspomnianego artykułu do bardzo nielicznych i wyjątkowych przypadków. Np. spośród wszystkich absolwentów Państwowej Wyższej Szkoły Budowy Maszyn i Elektrotechniki w Poznaniu do chwili obecnej na podstawie wspomnianego artykułu uzyskało tytuł inżyniera zaledwie dwie osoby.

Miedzy kandydatami, których podania zostały odmownie załatwione, znajdują się ludzie o niezaprzeczonej dużej wiedzy teoretycznej i praktycznej i zajmujących kierownicze względnie dyrektorskie stanowiska.

Zarząd Główny Związku Technologów R. P. w Poznaniu.

Z ostatniej chwili

Dnia 10 marca br. obradowała Podkomisja Oświatowa Sejmu z udziałem rzeczoznawców nad sprawą projektu p. Ministra W. R. i O. P. o tytule inżyniera dyplomowanego i inżyniera. Jako rzeczoznawcy zaproszeni zostali przez p. Marszałka Sejmu następujące organizacje i osobistości:

- 1) Przedstawiciel N. O. I.
- 2) „ N. O. S. T.
- 3) „ Związku Izb Przemysłowo-Handlowych.
- 4) „ Koła Wawelberczyków.
- 5) „ Mierniczych i Mierniczych Przysięgłych.
- 6) „ Budowniczych.
- 7) „ Stowarzyszenia Asystentów Politechniki.
- 8) „ Stow. Absolw. Szkoły Przemysłowej w Krakowie.
- 9) „ Związku Technologów R. P.
- 10) Rektor Politechniki Warszawskiej.
- 11) „ Politechniki Lwowskiej.
- 12) „ Akademii Górniczej
- 13) „ Wyższej Szkoły Bud. Maszyn i El. im. H. Wawelberga i Rotwanda.

W obradach wzięli udział również przedstawiciele Min. W. R. i O. P. z Panem Ministrem Świętosławskim na czele.

Związek Technologów reprezentował Prezes Zarządu Głównego kol. Jekielek.

Konstruktor wagonowy

pierwszorzędna siła samodzielna, z dłuższą praktyką poszukiwany przez poważną fabrykę. Oferty pod „WAGONY“ do Biura Ogłoszeń Teofil Pietraszek — Warszawa, Marszałkowska 115.

PRZEMÓWIENIE

Prezesa Związku Technologów R.P. St. Jekielka na Podkomisji Oświatowej Sejmu w dniu 10 marca 1938 r.,

która obradowała z udziałem rzeczoznawców do spraw tytułu inżyniera dyplom. i inżyniera.

WYSOKA KOMISJO!

Zabieram głos w imieniu Związku Technologów R. P., wychowanków Państwowej Wyższej Szkoły Budowy Maszyn i Elektrotechniki w Poznaniu i tych Wawelberczyków, którzy są zorganizowani w Związku.

Państwowa Wyższa Szkoła Budowy Maszyn i Elektrotechniki w Poznaniu jest typem identycznym ze Szkołą im. Wawelberga i Rotwanda, której program i sposób nauczania był łaskaw Pan Rektor Zakrzewski obszernie zebrany przedstawić. Różnica między wymienionymi Szkołami polega tylko na organizacji. Ustrój Szkoły Poznańskiej jest semestralny (półroczny), co jest znacznym udogodnieniem dla słuchaczy, a Szkoły Warszawskiej roczny. Poziom nauczania Szkoły Poznańskiej widocznie nie ustępuje Szkole im. Wawelberga i Rotwanda, skoro przemysł na równi traktuje wychowanków obu uczelni, na co posiadamy liczne pisemne dowody. Mam nadzieję, że nikt z obecnych mojego porównania obu wymienionych uczelni nie będzie kwestionował. Szkoła Poznańska zbudowana przez Niemców, wypuszczała absolwentów, którzy używali tytułu inżyniera, dlatego też nie dziwnego, że za czasów polskich w tej świadomości kandydaci wstępowali, że będą inżynierami.

Stanowisko Związku Technologów w sprawie projektu o tytule inżyniera dyplomowanego i inżyniera jest Wysokiej Komisji znane z broszury, jaką Związek w tej sprawie wydał. Stanowisko nasze pokrywa się całkowicie ze stanowiskiem Koła Wawelberczyków, które był łaskaw nasz starszy Kolega Pan pułkownik Sikorski dzisiaj obszernie sprecyzować. Nie będę się zatem w tej sprawie powtarzał. Interesują mnie natomiast pewne nieścisłości, które tutaj padły z ust autorytetów naukowych.

Pan Rektor Zawadzki był łaskaw zauważyć, że studia na politechnice trwają lat 7, a w Szkole tego typu co Wawelberga lat 3 i pół. Jest to gruba nieścisłość, ponieważ żadna politechnika nie posiada programu ułożonego na lat 7, a tylko na lat 5. Że mały procent słuchaczy kończy w latach 5-ciu na politechnice, a stosunkowo znaczny w latach 3 i pół w Szkołach Technicz-

nych nieakademickich, jest winą sposobu i metod nauczania. Dalej słyszymy, że 50% zostało dopuszczonych do egzaminu na politechnikach nieakademików na ogólną ilość zgłoszeń, co wyraża się w cyfrach kilkudziesięciu osób. Trudno uwierzyć w ścisłość tej statystyki. Na ogólną ilość przeszło 650 absolwentów poznańskiej uczelni dotychczas wyszkolonych, z których około 50-ciu zajmuje stanowiska dyrektorskie, zaledwie 2-ch w okresie tak długim osiągnęło tytuł inżyniera. A mamy dowody, że wśród zgłaszających się byli koledzy wybitni, którzy zgłosili oryginalne prace badawcze, opublikowane nawet w technicznej prasie zagranicznej. Posiadamy dowody, że i tych Rady Wydziałowe bez podania powodów odrzuciły, aczkolwiek całkowicie odpowiadali warunkom stawianym przez art. 7 Ustawy z roku 1922.

Niezmiernie zdziwiony jestem stanowiskiem, zajęтым przez przedstawiciela Związku Izby Przemysłowo-Handlowych, który przemawiając w imieniu przemysłu polskiego, twierdził, że tytuł nie odgrywa żadnej roli w przemyśle, a następnie, że w przemyśle istnieje pewna hierarchia ustalona i nowa ustawa hierarchię tę podważy. Jestem na szczęście w posiadaniu opinii najpoważniejszych firm o technologach, ale opinie te wręcz coś przeciwnego twierdzą.

Pozwolę sobie przytoczyć:

H. Cegielski Sp. Akc. Poznań, dnia 3. II. 37 r.

„W sprawie projektowanej reformy wyższych szkół Budowy Maszyn i Elektrotechniki niniejszym donosimy uprzejmie, że przekształcenie ich na szkoły techniczne typu niższego uważamy za niewskazane ze względu na potrzeby przemysłu. Konieczność bowiem „doksztalcania“ na warsztatach ludzi słabo przygotowanych teoretycznie spowodowały trudności.

Uważalibyśmy raczej, że dotychczasowa ilość kończących technologów jest niedostateczna dla potrzeb przemysłu, a prędeż pożądanym byłoby stworzenie w Polsce typu inżyniera niedyplomowanego w rodzaju absolwentów *Mittelhochschule* w Niemczech“.

Jeżeli idzie o znaczenie techniki i tytułu, to należy obiektywnie stwierdzić, że znaczenie to nadali nie inżynierowie, bo ich przecież w zaraniu tworzenia się przemysłu nie było, a nadali ci bezimienni, którzy nad rozwojem tego zawodu pracowali. Przykładem tego niech będzie przemysł amerykański, angielski, francuski i niemiecki, najlepiej rozwinięty prawdopodobnie dlatego, że tam ochrona tytułu inżyniera nie istnieje. W Ameryce nawet zakłady przemysłowe

kształcą — jak np. Forda — we własnym zakresie inżynierów.

Poznańskie, które stosunkowo mało inżynierów dyplomowanych posiadało w zaraniu naszej niepodległości, a przemysł zwłaszcza budowlany jest wzorem dla innych dzielnic.

Każdy zawód zresztą można do poziomu wiedzy naukowej podnieść. Tytuł dla nas ma znaczenie dlatego, albowiem z niego płyną przywileje i korzyści materialne. Dlatego też wielu naszych kolegów wyjeżdża za granicę po ten tytuł,

O słuszności naszego stanowiska świadczy forma podejścia do tego zagadnienia. Inaczej forma walki. Jestem w tym szczęśliwym położeniu, że po naszej stronie ta walka nie istnieje, względnie zachowuje formę. Metody walki, jakie stosowane są w obronie tytułu inżyniera, na co wskazują te oto dokumenty, mimo wszystko trudno uznać za szlachetne. Takie metody walki pogłębiają tylko przepaść, jaka zaistniała w świecie technicznym. A należy robić wszystko w tym kierunku, aby tę przepaść usunąć. Należy także wziąć pod uwagę znaczenie społeczne tej przepaści.

Twierdzenie, że ustawa z roku 1922 w przedmiocie tytułu inżyniera jest doskonałą, nie znajduje uzasadnienia. Gdyby taka konferencja jak dziś miała miejsce w roku 1922 z udziałem całego świata technicznego, zupełnie inna, bardziej życiowa byłaby ta ustawa. Atmosfera, jaka tutaj panuje, bynajmniej nie wskazuje na to, aby problem tak ważny był należycie z korzyścią dla obu stron rozwiązany. Wszyscy jednak stwierdzili, że ustawa w przedmiocie tytułu inżyniera z roku 1922 jest niedoskonałą i należy ją zmienić względnie zastąpić nową.

Fakt ukazania się nowego projektu o tytule inżyniera Związek Technologów wita z zadowoleniem i wyraża p. Ministrowi W. R. i O. P. głębokie uznanie, że nie uląkł się sprzeciwów i kwestię tak ważną dla rozwoju techniki polskiej konsekwentnie rozwiązuje.

WOLNE POSADY

Fabryka Maszyn w Wielkopolsce poszukuje INŻYNIERA

lub technologa, dobrego warsztatowca jako kierownika ruchu. Zgłoszenia do administracji „Technologa“ pod nr 33.

POCZĄTKUJĄCEGO KONSTRUKTORA

poszukuje Firma: Metalowa Fabryka masowej produkcji „Prodmetal“, Bydgoszcz, Śląska 15

Konstruktorów

z dziedziny budowy kotłów, podnośników i środków transportowych, maszyn tłokowych oraz z dziedziny trakcji kolejowej i zabezpieczenia pociągów — poszukuje duże przedsiębiorstwo przemysłowe w Warszawie. Oferty sub. „Konstruktor kotłowy“ nadsyłać do Biura Ogłoszeń Polskiej Agencji Publicystycznej, Warszawa - Marszałkowska 95.



Dnia 9 lutego 1938 r., rozstał się z tym światem, ś. p.

Prof. Michał Stanisławski

wykładowca Wyższej Szkoły Budowy Maszyn i Elektrotechniki w Poznaniu.

Zmarły był dla nas wzorem poświęcenia i pracy. Cześć Jego pamięci!

Bratnia Pomoc
Młodzież Wszechpolska
Koło Elektrotechników
Koło Mechaników Stud. W. S. B. M.

Fabryki, Wytwórnie, Przedsiębiorstwa techniczne, Biura handlowe, Przedstawicielstwa i t. p., przez ogłaszanie w naszym „Organie Prasowym“, mają możliwość zapoznania ze swymi wyrobami szerszy ogół Technologów, zatrudnionych w Instytucjach, Urzędach i we własnych Przedsiębiorstwach.

OGŁOSZENIA: na okładce $\frac{1}{1}$ strona 100 zł, $\frac{1}{2}$ strony 50 zł, $\frac{1}{4}$ strony 25 zł, $\frac{1}{8}$ strony 15 zł
w tekście $\frac{1}{1}$ strona 80 zł, $\frac{1}{2}$ strony 40 zł, $\frac{1}{4}$ strony 20 zł, $\frac{1}{8}$ strony 10 zł.

UWAGA: Przy wielokrotnych ogłoszeniach udzielamy odpowiedni r a b a t.

Wydawca Związek Technologów R. P. w Poznaniu — Redaktor odpow. Tng Mazurek Tadeusz
Drukarnia Stefana Andersona w Poznaniu, Wielkie Garbary 20