

PRZEGLĄD MECHANICZNY

ORGAN CENTRALNEGO
ZARZĄDU PRZEMYSŁU
METALOWEGO
i
STOWARZYSZENIA
INŻYNIERÓW I TECH-
NIKÓW MECHANIKÓW
POLSKICH

Rok VII

Warszawa, Czerwiec 1948 rok

Zeszyt 6

Po Konferencji Obrabiarkowo-Narzędziowej w Poznaniu

Inż. mech. MIECZYŚLAW LESZ

Dwudniowa konferencja obrabiarkowo-narzędziowa w Poznaniu w swej odezwie do inżynierów i techników przemysłu metalowego wytyczyła drogę unowocześnienia naszego przemysłu.

Konferencja odpowiedziała na pytanie *jak, w jaki sposób* przemysł nasz, zacofany technicznie, obciążony zaniedbaniami przeszłości ma się stać nowoczesnym przemysłem o niskich kosztach przerobu i wysokiej wydajności.

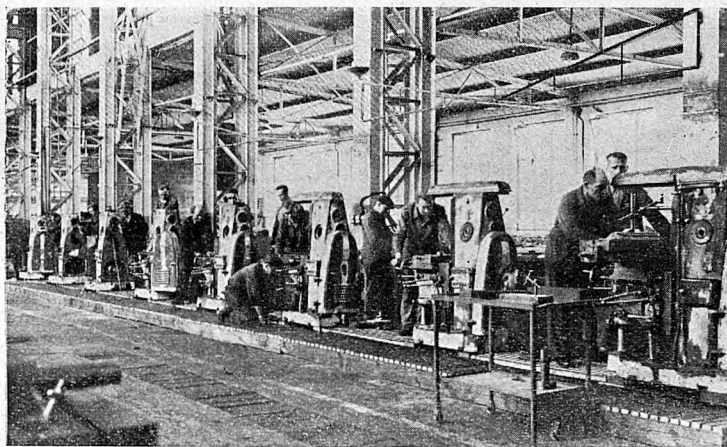
Źle jednak byłoby, gdyby skończyło się na odezwie.

Zjazdy, kongresy, uchwały, były w Polsce przedwzrzesniowej często pustą deklamacją, w najlepszym razie — pobożnym życzeniem.

leży zaraz powiększyć szybkości skrawania. Będzie to wymagało tu i ówdzie wzmocnienia, usztywnienia obrabiarki, wymiany silnika na mocniejszy; wszystko to sowiec się opłaci.

2. Należy zaraz przystąpić do wzmocnienia wyposażenia obrabiarek w uchwyty i przyrządy, w szczególności przy produkcji seryjnej. Obrabiarka uniwersalna w tym wypadku staje się obrabiarką specjalną.

3. Należy przed kierownikami warsztatów, mistrzami, przodownikami pracy postawić zadanie powiększenia ilości równocześnie pracujących narzędzi. Należy — gdzie to tylko



Rys. 1. Pas montażowy frezarek w fabryce obrabiarek Zakładów H. Cegielskiego w Poznaniu.

Dziś, w warunkach gospodarki planowej, uchwały konferencji metalowców są *obowiązującym wszystkich programem pracy*.

Co trzeba zrobić, aby uchwały konferencji wcielić w życie, aby odezwa zaczęła tętnić żywą krewią na warsztatach, w biurach konstrukcyjnych, w biurach projektów?

Program prac należy realizować w dwu etapach.

A. Pierwszy etap to prace, które dadzą się przeprowadzić przy istniejącym parku obrabiarkowym, bez dużych inwestycji.

1. Należy zaraz, gdzie to tylko jest możliwe, zastępować stal narzędziową stalą szybko-tnącą, a tę z kolei stopami spiekanymi. Na-

jest możliwe — frezować kilkoma frezami równocześnie, toczyć kilkoma nożami itd. Być może, że w związku z tym trzeba będzie znów wzmocnić maszynę, należy to uczynić.

4. Należy od razu przeanalizować celowość używanych narzędzi, w szczególności frezów, noży tokarskich itp. z punktu widzenia nowoczesnych metod obróbki.

5. Należy przeanalizować celowość użycia dotychczas używanych obrabiarek dla wykonywania operacyj.

W tych wszystkich zagadnieniach inżynier i technik metalowiec musi być wciąż niespo-

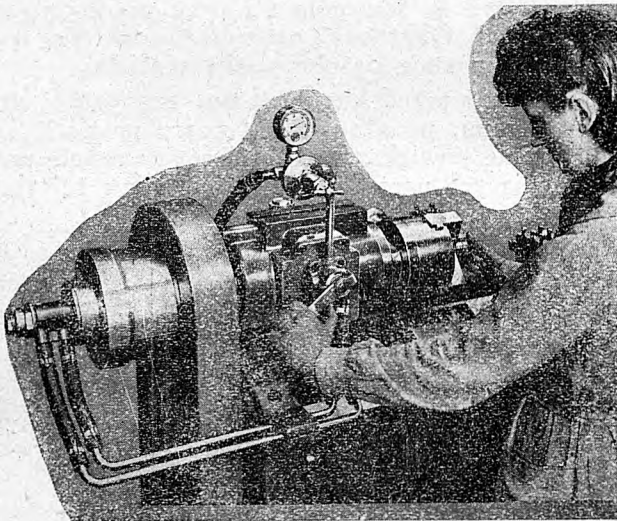
kojnym badawczym duchem, szukającym wciąż doskonalszego rozwiązania, nie poprzestając na osiągniętym

6. Wszędzie, gdzie tego dotąd nie zrobiono, należy przechodzić przy produkcji seryjnej na taśmowy montaż. Już przy produkcji kilkunastu sztuk miesięcznie opłaca się przejść na taśmowy montaż.

Należy, gdzie to tylko jest możliwe organizować linie produkcyjne poszczególnych części, wzgl. gniazda obróbcze części zbliżonych do siebie charakterem obróbki (np. wałków — choćby niezupełnie jednakowych, kół zębatych itd.).

- B. Drugi etap prac to praca długofalowa, wymagająca czasu i inwestycji.

1. Należy w wyniku konferencji zrewidować program prac biur konstrukcyjnych obrabiarek. Trzeba zaraz zacząć konstruować polskie typy wielonożówek, ciężkich rewolwerówek, przeciągarek. Trzeba dokonać szeregu zmian w już istniejących konstrukcjach, nawet w konstrukcjach wykonywanych już po wojnie.



Rys. 2. Tokarka z przystosowanym uchwytem pneumatycznym.

Po konferencji jest oczywistym, że nowe rewolwerówki, których pierwsza seria jest u Cegielskiego w budowie, są za słabe i nie mogą być na stałe budowane bez preselekcji, bez uchwyty pneumatycznego itd.

Należy zwołać ogólnopolską konferencję konstruktorów obrabiarek i ustalić tam zarówno plan pracy biur konstrukcyjnych, jak również zasadnicze założenia konstrukcyj.

2. W miarę jak coraz mniej czasu będzie zajmowała obróbka, coraz więcej czasu pochłonie zamocowywanie przedmiotu i narzędzi, a także ustawianie maszyny.

Dlatego należy dążyć do szerokiego stosowania uchwytów automatycznych: pneumatycznych, hydraulicznych, elektromagnetycznych. Pierwszym krokiem na tej drodze musi być uruchomienie krajowej produkcji uchwytów pneumatycznych zarówno wirujących, jak i stołowych.

3. Inwestycje roku 1949 muszą być robione z planem technicznym w rękę. Wskazania konferencji obrabiarkowo-narzędziowej mają się stać gwiazdą przewodnią inwestycji przyszłorocznych. Jeśli niektóre fabryki posiadały już plany inwestycyjne należy je poddać powtórnej kontroli, w wyniku której być może trzeba je będzie poważnie zmienić.

4. Projekty nowych fabryk, których budowę rozpoczniemy w roku przyszłym (fabryka samochodów osobowych, fabryka frezarek, fabryka tokarek zunifikowanych) muszą być zaprojektowane jako nowoczesne zakłady o obróbce na liniach maszynowych, wzgl. conajmniej w gniazdach obróbczych, z pełnym wyposażeniem obrabiarek w uchwyty i przyrządy, z montażem taśmowym. Dla trzech fabryk o produkcji wielkoseryjnej: fabryki Starachowickiej, fabryki samochodów osobowych w Warszawie, oraz fabryki w Ursusie należy zaprojektować automatyczne linie obrabiarek z konweyorem między obrabiarkami, doprowadzającym przedmiot na stół obrabiarki. Projekty budowanych fabryk w 1949 i 1950 r. muszą być robione już teraz, aby był czas na ich przedyskutowanie i ew. korekty.

* * *

To są nauki konferencji obrabiarkowo-narzędziowej, o których każdy pracownik przemysłu metalowego musi wciąż pamiętać.

Czas odnowić prenumeratę za III kwartał 1948 roku!

Wysokość prenumeraty pozostaje bez zmiany i wynosi zł 400.— w stosunku kwartalnym.

Członkowie SIMP, oraz młodzież szkolna przy zgłoszeniach zbiorowych (co najmniej 10 egzemplarzy), dokonanych za pośrednictwem Dyrekcji Szkół lub Samopomocowych Kół Koleżeńskich, korzystają z prenumeraty ulgowej w wysokości zł. 300.— w stosunku kwartalnym.

Wytrzymałość na obciążenia zmienne

Prof. dr inż. MAKSYMILLAN T. HUBER

Ogólne podstawy określania wytrzymałości materiałów na podstawie prób „doraźnej“, długotrwałej i przy obciążeniach zmiennych. Wykresy Smitha wytrzymałości zmęczeniowej. Wpływ sposobu przeprowadzania prób wytrzymałości zmęczeniowej na ich wyniki. Rola zastosowanych częstości zmian obciążenia i związek z prędkością przewodzenia podłużnych drgań sprężystych. Trudności stosowania obliczeń wytrzymałościowych „na zmęczenie” na podstawie wykresów Smitha i wątpliwość ich wyników. Przybliżona reguła Moore'a. Rozbieżność między rzeczywistym przebiegiem zmiany obciążenia części maszyn, a przebiegiem zmian obciążeń próbki w maszynie wytrzymałościowej.

Wiadomo, że wytrzymałość materiału określamy w przypadkach najprostszycj jednoosiowego stanu napięcia wartością krańcową R naprężenia, jakie znosi pręt próbny sporządzony z tego materiału. Wartość ta jest jednak inna przy zwykłej próbie „doraźnej“, wykonywanej w laboratoriach w ciągu paru minut, a inna przy próbie długotrwałej. Wtedy wytrzymałość jest mniejsza od R i nazywamy ją wytrzymałością trwałą, a określamy jako wielkość R_∞ naprężenia, której przekroczenie choćby bardzo małe powoduje pęknięcie po upływie dość długiego czasu obciążenia.

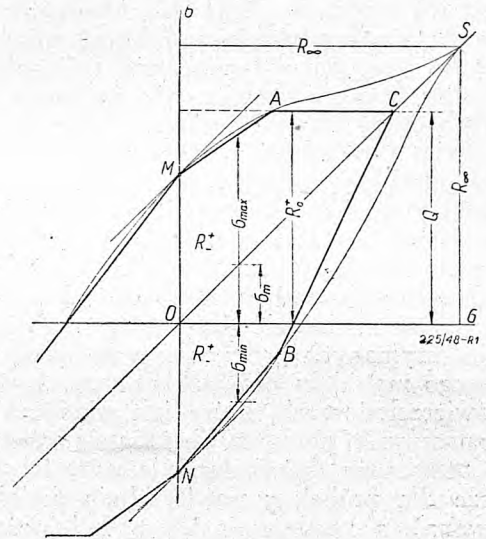
Jeszcze inne wartości wytrzymałości materiału w takim samym stanie napięcia znajdujemy w przypadkach obciążenia zmieniającego kolejno wartość między dwiema wartościami krańcowymi przez czas dostatecznie długi. Zmienność obciążenia może być nieregularna i nieokresowa, albo też okresowa. Badania doświadczalne wykonywano oczywiście tylko w przypadkach zmienności okresowej, o czym należy pamiętać przy zastosowaniu praktycznym wyników doświadczalnych.

Ten rodzaj wytrzymałości materiału nazwano wytrzymałością na znużenie czyli zmęczenie, albo też wytrzymałością zmęczeniową. Określa się ją z reguły wartością R_z algebraicznie większego z naprężeń krańcowych σ_{\max} i σ_{\min} , prowadzących do pęknięcia po tak wielkiej liczbie zmian, że można ją traktować praktycznie jak nieskończenie wielką. Wartość R_z zależy tak od wartości średniej $\sigma_m = \frac{1}{2} (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$ naprężeń krańcowych, jak od ich różnicy $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$, czyli ich amplitudy (podwójnej).

Zależność tę przedstawiamy zwykle wykresem Smitha, sporządzonym na podstawie niewielu danych doświadczalnych, określających punkty najważniejsze obu krzywych wykresu. W tym celu obiera się prostokątny układ współrzędnych (rys. 1), w którym odcięte przedstawiają wartości naprężeń średnich, a rzędne odpowiednio im wartości naprężeń krańcowych. Odcinki $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ przynależne danej wartości średniej σ_m są oczywiście spółwione prostą OS wychodzącą z początku współrzędnych O i nachyloną do osi pod kątem 45° .

Jest rzeczą jasną, że przy amplitudzie naprężeń dążącej do zera ich wartość średnia staje się równą każdemu z naprężeń krańcowych. Wartość ta określa punkt na prostej OS , którego obie współrzędne są równe R_∞ . Od tego punktu wytyczamy z danych doświadczalnych dla amplitud coraz większych po dwa punkty leżące po obu stronach prostej OS na tej samej rzędnej. Punkty odpowiada-

jące średniej wartości równej 0 leżą oczywiście na osi Y w równej odległości od początku O . Temu miejscu odpowiada wytrzymałość zmęczeniowa najmniejsza, R_-^+ przy obciążeniu okresowo zmiennym między krańcami $+\sigma$ i $-\sigma$. Ten rodzaj obciążenia zmiennego nazywamy odpowiednio albo obciążeniem wahającym, albo też przemiennym*).



Rys. 1. Schematyczny wykres Smitha dla wytrzymałości zmęczeniowej metali.

Następnym ważnym miejscem wykresu zmęczeniowego jest to, któremu odpowiada $\sigma_{\min} = 0$, a więc $\sigma_{\max} = 2 \sigma_m$. Odpowiednie obciążenie nazywamy tętniącym (pulsującym). Obie krzywe wyznaczone tymi punktami oraz innymi otrzymanymi z badań doświadczalnych schodzą się w punkcie $x = y = R_\infty$, tworząc tam załom o kącie zapewne dość małym. Krzywe te przechodzą przez oś Y na stronę ujemnych x , ale po tej stronie nie schodzą się znowu, gdyż nie wyznaczono doświadczalnie R_∞ przy ściskaniu z powodów zrozumiałych. Można jednak przyjąć, że styczne obu krzywych w punktach leżących na osi Y są dość dokładnie równoległe do prostej OS , z czego wynika, że obie krzywe mają punkty przegięcia o tej samej odciętej, jeżeli te punkty w ogóle istnieją.

Ale taki wykres, chociaż uzyskany na drodze doświadczalnej, nie nadaje się bezpośrednio do obliczeń wytrzymałościowych, a to z powodu następującego: w prawej części wykresu są σ_{\max} większe od Q , tj. od granicy plastyczności, której osią-

*) „Obustronnie zmiennym“ w wykładzie Elementów Maszyn prof. W. Moszyńskiego (IW SIMP 1948).

gnięcia nie dopuszczamy zasadniczo przy obciążeniach stałych; należy je przeto wyłączyć także przy zmiennych. Wobec tego obcinamy wykres od góry prostą AC odległą o Q od osi X , prowadząc ją aż do przecięcia się z prostą OS w punkcie C . Nadto przedłużamy rzędną punktu A aż do punktu B leżącego na gałęzi dolnej i łączymy B z C , aby wykres uprościć i osiągnąć także na tej części związek $\sigma_m = \frac{1}{2} (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$. Wreszcie, także dla uproszczenia wykresu zastępujemy prostymi cięciwami łagodnie łuki MA i NB . Podobnie traktujemy resztę wykresu po lewej stronie osi Y .

Otrzymane w ten sposób wykresy *Smitha* dla różnych rodzajów stali konstrukcyjnej zestawia się na jednym rysunku. Poszczególne wykresy otaczają się nawzajem, przy czym większe odpowiadają większej wytrzymałości doraźnej materiału. Zastosowanie do obliczeń wytrzymałościowych podaje wyczerpująco rozdz. A „Wykładu Elementów Maszyn” prof. *W. Moszyńskiego*. Dlatego tutaj ograniczę się do pewnych rozważań nad racjonalnością takich obliczeń, gdyż obawiam się, że one w wielu wypadkach mogą zawieść zaufanie, jakim je darzą inżynierowie współcześni pod naciskiem piśmiennictwa niemieckiego, zestawiającego skrzętnie wszelkie wyniki pomiarów laboratoryjnych bez ich analizy krytycznej. Albowiem wśród rosnącego lawinowo zasobu wartości liczbowych z badań w licznych laboratoriach nad wytrzymałością „zmęczeniową”, można stwierdzić dość duże rozbieżności wartości otrzymanych przez różnych badaczy dla tego samego materiału przy takich samych warunkach powierzchniowych, które jak wiadomo mają wpływ znaczny. Wpływ ten objawia się w ten sposób, że otrzymane doświadczalnie wartości R_z są najwyższe dla próbek z powierzchnią najgładszą (polerowaną), a zmniejszają się w kolejności podawanej w szeregu następującym:

- (a) próbka polerowana,
- (b) „ „ „szlifowana”,
- (c) „ „ strugana,
- (d) „ „ polerowana z wytoczonym karbem ostrym, przy czym przez wytrzymałość takiej próbki rozumieją doświadczalnicy iloraz siły rozrywającej przez pole przekroju zmniejszonego wskutek karbu;
- (e) „ „ z naskórkiem odlewniczym,
- (f) „ „ zanurzona stale w wodzie zwykłej,
- (g) „ „ zanurzona stale w wodzie morskiej (słonej).

Wpływy te ujmują współczynnikami zmniejszającymi $\%$, podawanymi w wykresach osobnych jako rzędne w zależności od odciętych przedstawiających wytrzymałości doraźne materiału. Takie wykresy podają najnowsze podręczniki niemieckie dla stali konstrukcyjnych.

Nie trudno przewidzieć, że tak współczynnik $\%$, jak i wartości R_z otrzymane w różnych laboratoriach mogą wykazywać różnice znaczne, zależnie od systemu stosowanej maszyny wytrzymałościowej i częstości zmian obciążenia, pomijając już błędy w pomiarze sił (zwykle nie podawane) i w

określeniu warunków powierzchniowych przy zaliczeniu do kategorii (c), (d), (f) i (g).

Co się tyczy wpływu częstości zmian obciążenia, to badano go zwłaszcza w W. Brytanii i USA. Przy częstościach niewielkich do 5000 okresów na minutę okazał się wpływ nieznaczny, ale przy coraz większych częstościach R_z rośnie tak, że według badań *C. F. Jenkinsa*, powtórzonych w r. 1929 wspólnie z *F. D. Lehmannem* (Proc. Soc. Vol. 125 A) dochodzi przyrost R_z dla żelaza Armco i glinu do 30% przy częstości miliona okresów na minutę.

Podobnie stwierdził *G. N. Krouse* (Proc. Am. Soc. Test. Mat. Vol. 34, 1934) dla glinu i mosiądzu, że przy zwiększeniu częstości do 30.000 okresów na minutę wzrasta wartość R_z o 8% w porównaniu z wartością, jaką ma przy częstościach całkiem małych, stosowanych przed 70 laty przez *Woehlera* w Niemczech.

W piśmiennictwie techniczno-naukowym nie znalazłem dotychczas prób wyjaśnienia tego ważnego zjawiska, a szukając go na własną rękę opracowałem przede wszystkim teorię zwykłej próby rozciągania aż do granicy sprężystości. Teorię tę objęły moje tegoroczne wykłady wyższych zagadnień mechaniki w Politechnice Gdańskiej. Idea jej zastosowania w przypadku obciążeń okresowo zmiennych tkwi w spostrzeżeniu, że odkształcenia sprężyste pręta rozciąganego lub ściskanego przy obciążeniu rosnącym wytwarzają się z prędkością przewodzenia podłużnych drgań sprężystych, która jest olbrzymia w porównaniu z „żółwią” prędkością wytwarzania się wydłużeń plastycznych pod obciążeniem przewyższającym granicę sprężystości. Dlatego przy obciążeniach szybkozmiennych brak po prostu czasu na wytworzenie się odkształceń plastycznych, których wzrost mógłby się stać niebezpiecznym. W tych warunkach zachodzi niejako wymuszone podwyższenie granicy sprężystości, a równoległe z tym i zwiększenie R_z .

Zważywszy na koniec niewątpliwą zależność R_z także od temperatury, widzimy, że zalecane i rozpowszechniane w piśmiennictwie niemieckim sposoby dokładnego obliczenia wytrzymałościowego „na zmęczenie” na podstawie wykresów *Smitha* i współczynników doświadczalnych tego rodzaju, co określone powyżej $\%$, oraz tzw. „współczynników kształtu”, dają właściwie złudzenie ścisłej oceny wytrzymałości przy stosunkowo znacznym utrudnieniu obliczenia praktycznego. Mimowoli nasuwa się pytanie, jak często zdarzają się w praktyce warunki, w których takie obliczenia się opłacają i czy nie stosować po prostu przybliżonej reguły *Moore'a* stosowanej przed wojną w Ameryce, która np. dla stali konstrukcyjnych zalecała:

$$R_{-}^{+} : R_{0}^{+} : R = 1 : 1,6 : 2$$

Ale z tej reguły wynika, że $R_{-}^{+} = 0,5 R$; podczas gdy dla 10 różnych rodzajów stali stosowanych w USA znaleziono zamiast 0,5 wartości od 0,36 do 0,56. Natomiast porównanie R_{-}^{+} z granicą plastyczności Q tych samych stali dało:

$$R_{-}^{+} = 0,58Q \text{ do } 0,85Q,$$

co wskazuje na to, że wartość R_{-}^{+} jest bliżej „spokrewniona” z granicą plastyczności Q , niż z wy-

trzymałością doraźną R — wynik teoretycznie zrozumiały.

Jeszcze jedną wątpliwość nasuwa fakt, że części maszyn nie pracują bezustannie, jak próbki „męczone” w maszynie wytrzymałościowej, pracującej bez przerwy aż do pęknięcia próbki. Trudno więc uwierzyć, aby wypoczynki maszyny nie miały jakiegoś zapewne korzystnego wpływu na niebezpieczeństwo pęknięcia.

Nie rozporządzamy, jak się zdaje, badaniami doświadczalnymi w tym kierunku. To również osłabia wiarę w dokładność opisanych obliczeń, a zarazem w ich potrzebę ogólną, zwłaszcza, że wiemy o tym, iż niedostrzegalny błąd wewnętrznego materiału daje początek pęknięciu zmęczeniowemu przy naprężeniach nominalnych znacznie odbiega-

jących od znalezionych w laboratorium na małych próbkach. Należy nadto pamiętać, że wszelkie wzory o charakterze empirycznym wyprowadzone dla określonych warunków i materiału, nie nadają się do ekstrapolacji dość pewnej przy zmienionych warunkach i materiale.

Nie chcę przez to bynajmniej obniżać wartości licznych interesujących wyników otrzymanych drogą empiryczną z ominięciem trudnej i zawilej teorii. Przystudiowanie tych wyników przez konstruktorów jest pożądane, bo pozwala im nabyć wprawę w ocenie stopnia bezpieczeństwa w wielu złożonych przypadkach praktycznych. Ale studium teoretyczne rozkładu naprężeń pod obciążeniem danym stanowią nader doniosłe i po prostu konieczne uzupełnienie przy takiej ocenie.

Teoria tarcia w świetle zjawiska zejścia pojazdu kolejowego z szyn

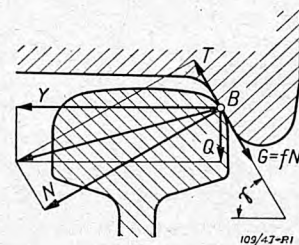
Prof. dr inż. ADOLF LANGROD

Niedomagania teorii zejścia pojazdu kolejowego z szyn podczas biegu po łukach. Zjawiska i siły występujące w zestawie kołowym podczas biegu po łukach. Warunki równowagi i warunki zejścia z szyny w świetle dotychczasowych poglądów. Rozbieżność wyników doświadczalnych z założeniami teoretycznymi i dotychczasowe próby ich wyjaśnienia. Możliwość wyjaśnienia tych rozbieżności przy założeniu, że jednocześnie z tarciami ślizgowym w pewnym kierunku może istnieć przyczepność w kierunku innym.

Teoria zejścia kół pojazdu kolejowego z szyn podczas biegu po łukach, oparta na teorii tarcia suchego, wskazuje na pewne niedomagania tej teorii w jej obecnym ujęciu, przy czym wylaniają się dwa zagadnienia z teorii tarcia, z których jedno zostało już poniekąd wyjaśnione, a drugie czeka jeszcze wyjaśnienia. Odnośnie drugiego z tych obu zagadnień, mającego w mechanice technicznej szersze znaczenie od pierwszego, pragnę w niniejszym artykule przedstawić nową tezę, uzgadniającą teorię zejścia kół z szyn z rzeczywistością, lecz wymagającą jeszcze doświadczalnego sprawdzenia. Przed postawieniem tej tezy omówię wpieryw przyczynę zejścia kół z szyn podczas biegu po łukach, uwzględniając tylko siły, znajdujące się aż do chwili wystąpienia niebezpieczeństwa zejścia z szyn w równowadze, a zatem nie uwzględniając uderzeń w chwili wbiegu pojazdu na łuk i innych względów dynamicznych.

Koła pojazdu biegnącego po łuku wykonują jednocześnie ruch toczny i ruch ślizgowy. Koła bowiem mogą wykonywać czysty ruch toczny tylko wówczas, gdy podczas biegu ich płaszczyzna nie zmienia swego położenia, przy czym oba koła zestawu kołowego przebywają w tym samym czasie tę samą drogę. Jednak podczas biegu po łuku płaszczyzna kół zmienia nieustannie swe położenie, a koło biegnące po zewnętrznej szynie przebiega w tym samym czasie większą drogę niż koło biegnące po szynie wewnętrznej. Stąd wynika ruch ślizgowy o kierunku, zależnie od położenia koła w pojeździe i innych okoliczności, mniej lub więcej pochylonym do płaszczyzny koła. Tym ruchem ślizgowym przeciwdziałają siły tarcia, pokonywane przez naciski szyn na obrzeże kół nabiegających na szyny i prowadzących pojazd po łuku. Te naciski, działające w płaszczyźnie toru nazywamy

siłami prowadzącymi. Siły te, tym większe im większy jest współczynnik tarcia, zużywają obrzeże kół i główkę szyn, rozpierają tor, działają szkodliwie na ostoję pojazdu i mogą spowodować zejście kół z szyn nawet w przypadku, gdy wspomniane działania dynamiczne nie występują, a siła odśrodkowa, działająca na pojazd podczas biegu po łuku, jest zrównoważona przechyłką toru.



Rys. 1. Rozkład sił między obrzeżem koła a główką szyny w wypadku, gdy koło znajduje się w spoczynku.

Gdy siła prowadząca przekroczy pewną wartość graniczną, koło podnosi się aż do zejścia z szyny. Rozważmy najpierw przypadek, że koło znajduje się w spoczynku i naciska na główkę szyny siłą Y (rys. 1), działającą w płaszczyźnie toru prostopadle do szyny. Pionowy nacisk koła na główkę szyny oznaczmy przez Q . Koło styka się z główką szyny w dwóch punktach, a mianowicie w punkcie A na powierzchni bieżnej i w punkcie B na obrzeżu. Zatem siła Q rozkłada się na dwie składowe, z których jedna działa w punkcie A a druga w punkcie B . Jednak w chwili rozpoczęcia podnoszenia się koła punkt styku A zanika i cała siła Q działa w punkcie B . Siły Y i Q , działające w punkcie B , możemy zastąpić przez siłę T ,

działającą na boku obrzeża (styczną) i siłę N , prostopadłą do boku obrzeża (normalną). Z rys. 1 mamy:

$$T = Y \cos \gamma - Q \sin \gamma$$

$$N = Y \sin \gamma + Q \cos \gamma$$

Gdy koło pod działaniem siły T podnosi się, występuje w punkcie B siła tarcia

$$G = fN = f(Y \sin \gamma + Q \cos \gamma),$$

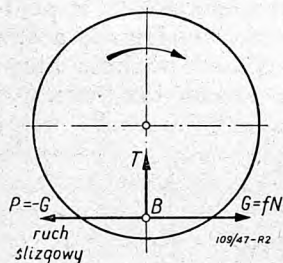
gdzie f oznacza współczynnik tarcia. Zatem koło podnosi się, gdy $T \geq G$. Z tego równania otrzymujemy dla warunku bezpieczeństwa przed podnoszeniem się koła i zejściem z szyny

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \gamma + f}{1 - f \operatorname{tg} \gamma}$$

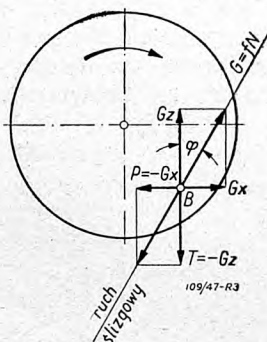
Założmy, np. $\gamma = 60^\circ$, a $f = 0,25$, to dla warunku bezpieczeństwa przed zejściem z szyny mamy

$$\frac{Y}{Q} < 3,496$$

Jednak w rzeczywistości koło biegnie, wskutek czego w punkcie B występuje ruch ślizgowy obrzeża względem główki szyny. Gdy płaszczyzna koła jest, tak w poprzednim przypadku, styczna do łuku a zatem gdy oś zestawu kołowego ma kierunek promienia łuku, to ruch ślizgowy ma kierunek wprost przeciwny kierunkowi biegu (rys. 2). Ten ruch ślizgowy wywołuje siłę tarcia $G = fN$, która w omawianym przypadku ma kierunek zgodny



Rys. 2. Rozkład sił przy kole biegnącym — oś zestawu kołowego ma kierunek promienia łuku toru.



Rys. 3. Rozkład sił przy kole biegnącym — oś zestawu kołowego ma kierunek promienia łuku toru.

z kierunkiem biegu. Siłę tę równoważy siła $P = -G$, wytwarzana przez moment obracający koło. Gdy zatem w pewnej chwili wskutek działania siły Y wystąpi w punkcie B siła T , to według dzisiejszej teorii tarcia już przy najmniejszej wartości siły T , działającej do góry, koło rozpocznie się podnosić. Zatem dla warunku bezpieczeństwa przed zejściem koła z szyny mamy:

$$T < 0$$

a zatem

$$\frac{Y}{Q} < \operatorname{tg} \gamma$$

Już ten warunek budzi wątpliwość, gdyż trudno przypuścić, aby warunek bezpieczeństwa przed

zejściem z szyny był niezależny od współczynnika tarcia. Zakładając $\gamma = 60^\circ$, mamy dla tego warunku

$$\frac{Y}{Q} < 1,732,$$

a zatem według tej teorii koło rozpoczyna się podnosić przy znacznie mniejszej wartości siły Y podczas biegu niż podczas postoju. Jeszcze większą wątpliwość budzi warunek bezpieczeństwa przed zejściem koła z szyny, oparty na dzisiejszej teorii tarcia w przypadku z reguły podczas biegu po łuku występującym, a mianowicie, gdy płaszczyzna koła prowadzącego zawiera pewien kąt ze styczną łuku w punkcie B, który nazywamy kątem nabiegu.

W tym przypadku (rys. 3) kierunek ruchu ślizgowego w punkcie B zawiera z płaszczyzną pionową przechodzącą przez ten punkt kąt φ , a siła P pokonuje tylko poziomą składową siły tarcia. Pionową zaś składową tej siły musi pokonać siła T , aby koło nie podnosiło się. Ponieważ zaś pionowa składowa siły tarcia działa do góry, przeto siła T musi mieć wartość ujemną, t. j. działać w dół. Zatem dla warunku równowagi mamy

$$T < -G \cos \varphi$$

Uwzględniając zaś wartości T i G , dla warunku bezpieczeństwa przed zejściem z szyny mamy

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \gamma - f \cos \varphi}{1 + f \cos \varphi \operatorname{tg} \gamma}$$

Wzór ten wyprowadził już Bödecker¹⁾, a następnie Heumann²⁾ inną drogą. Określenie kąta φ jest bardzo zawile, a odnośne własne badania rezerwuję dla osobnej publikacji. Kąt ten zależy od kąta nabiegu, od kąta γ , od średnicy koła i od promienia łuku oraz od tego, czy koło nabiega na szynę zewnętrzną czy wewnętrzną. W przypadku, gdy kąt nabiegu = 0,

mamy $\varphi = 90^\circ$, $\cos \varphi = 0$, a zatem $\frac{Y}{Q} < \operatorname{tg} \gamma$, jak

poprzednio bezpośrednio znaleźliśmy. W najniekorzystniejszym przypadku $\varphi = 0^\circ$, $\cos \varphi = 1$, a zatem dla omawianego warunku mamy

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \gamma - f}{1 + f \operatorname{tg} \gamma}$$

Założmy np. $\gamma = 60^\circ$, $f = 0,25$, to z tego równania mamy

$$\frac{Y}{Q} < 1,034.$$

Ponieważ bezpieczeństwo przed zejściem z szyn jest tym większe, im większa wartość siły Y jest

¹⁾ Bödecker — „Die Wirkung zwischen Rad und Schiene“ — 1887 r.

²⁾ Heumann — „Zur Frage des Radreifen-Umrisses“ — Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1934 r., str. 336.

konieczna do podnoszenia się koła, a z powyższej teorii wynika, że stosunek Y/Q ma wartość tym większą, im mniejszy jest współczynnik tarcia, pretože bezpieczeństwo ruchu wzrasta z maleniem współczynnika tarcia, co budzi wątpliwość w ścisłość tej teorii.

Sprawa warunku zejścia kół z szyn była badana przez Komisję Związku Zarządów Kolei Środkowo-europejskich, gdyż stwierdzono, że wypadki zejścia kół z szyn są w rzeczywistości znacznie rzadsze, niż to odpowiada teorii, przy czym zwrócono uwagę wyłącznie na wartość współczynnika tarcia³⁾. W sprawozdaniu tej komisji znajdują się następujące uwagi:

„*Ueberlacker* przyjął dla współczynnika tarcia wartości 0,20 i 0,25. *Heumann, Jahn i Bäsele* liczyli z wartością 0,25”. „*Jahn* domniewa się, że przy tej samej szybkości wartości mogą być mniejsze jeżeli koła nie tylko ślizgają, lecz jednocześnie się toczą”. „To mniemanie *Jahna* podzielała także podkomisja fachowej komisji budowy lokomotyw, której poruczono dalsze rozwinięcie sumarycznych określeń i zaleceń paragrafu 67”. (Paragraf „Technicznych Uzgodnień” Związku Zarządów Kolei Środkowo-europejskich dotyczący rozstępu osi, osi odchylnych i wózków zwrotnych).

„Z porównawczych obliczeń komisji odnośnie wartości stosunku Y/Q przy nowoczesnych i niezawodnie biegnących lokomotywach i przy założeniu, że współczynnik tarcia $f=0,25$, wynikły wartości nieprawdopodobnie wielkie, które według do tego czasu istniejących zapatrywań, musiałyby bezpieczeństwo biegu zakwestionować. Z tego powodu komisja postanowiła wartość tego współczynnika ustalić doświadczalnie, t.j. wyjaśnić związek między ruchem czysto ślizgowym i czysto tocznym z jednej strony, a ruchem po części ślizgowym toczących się kół z drugiej strony”.

W związku z powyższą uchwałą wykonał *Labrijn* na kolejach holenderskich doświadczenia, z których wynikało, że współczynnik tarcia poprzecznego ruchu ślizgowego kół toczących się zmniejsza się ze wzrostem stosunku szybkości ruchu tocznego do szybkości ruchu ślizgowego, natomiast od absolutnej szybkości jest niezależny. Doświadczenia wykonano na specjalnie w tym celu zbudowanym aparacie. Dalsze obszernie doświadczenia komisji, wykonane na wagonie, potwierdziły te wyniki. Wspomniane sprawozdanie komisji podaje:

„Teoretycznie możnaby oczekiwać tych zależności lecz także byłoby możliwe, że praktyczne doświadczenia nie potwierdziłyby ich”. Autor nie wzdzi możliwości teoretycznego uzasadnienia tego wyniku doświadczeń, gdyż opór ruchu tocznego i opór ruchu ślizgowego są wynikiem zasadniczo różnych przebiegów fizycznych.

Powyższe doświadczenia odnoszą się tylko do współczynnika tarcia w punkcie styku A na powierzchni bieżnej kół, gdyż w punkcie styku B na obrzeżu istnieje czysty ruch ślizgowy, bowiem

krag toczny, t. krag, którym koło wykonuje czysty ruch toczny, nie przechodzi przez punkt B. Mniejszy współczynnik tarcia na powierzchni bieżnej kół powoduje mniejszy nacisk szyn na obrzeże kół nabiegających na szyny i prowadzących, a pretože większe bezpieczeństwo przed zejściem z szyn. Jednak — zdaniem moim — stwierdzenie nieco mniejszej wartości współczynnika tarcia na powierzchni bieżnej kół nie jest wystarczające do wyjaśnienia wyżej wspomnianej rozbieżności między teorią a rzeczywistością, która istnieje nawet w przypadku, gdy nie uwzględniamy działań dynamicznych, jak uderzeń i wstrząsów. Poniekąd tę rozbieżność wyjaśnia okoliczność, że gdy koło rozpoczyna się podnosić, to istnieje niebezpieczeństwo zejścia z szyny, jednak zejście to nie musi nastąpić, gdyż w toku podnoszenia się koła mogą się zmienić warunki ruchu i koło z powrotem opada.

Przy tej sposobności wspomnę, że stosowane są dwa typy profilu obrzeża. W jednym, stosowanym na kolejach francuskich, tylko przy mniejszych wartościach siły Y koło styka się w dwóch punktach, tj. w punktach A i B, z główką szyny. Z wzrostem siły Y koło podnosi się aż do osiągnięcia nowej równowagi. Zatem każdej wartości siły Y odpowiada inny wznios koła ponad szynę. Dopiero gdy siła Y przekroczy pewną wartość graniczną, koło podnosząc się nie znajduje nowego położenia w równowadze i podnosi się aż do zejścia z szyny. W drugim typie obrzeża, stosowanym na kolejach środkowo-europejskich, koło nie podnosi się z wzrostem siły Y i styka się w obu punktach A i B aż do chwili, gdy siła ta przekroczy powyższą wartość graniczną, po czym koło podnosi się bez możliwości osiągnięcia nowego położenia w równowadze i wskutek tego schodzi z szyny. W naszych rozważaniach rozpatrujemy rozpoczęcie podnoszenia się koła pod działaniem powyższej granicznej wartości siły Y , po przekroczeniu której koło podnosząc się, nie ma możliwości osiągnięcia nowego położenia równowagi.

Powyższe doświadczenia i rozważania nie wyjaśniają wątpliwości, czy wynik teorii, według którego koło podnosi się tym łatwiej, tj. przy mniejszej wartości siły Y , im większą wartość ma współczynnik tarcia ruchu ślizgowego w punkcie B, odpowiada rzeczywistości. Badając sprawę statystycznego stwierdzenia niezgodności wyników obliczeń z rzeczywistością, poruszoną przez wspomnianą komisję, natknąłem się na powyższą wątpliwość i narzuciła mi się myśl, czy wynik powyższej teorii nie jest spowodowany niedomaganiem dzisiejszej teorii tarcia w ruchu czysto ślizgowym.

Rozważmy następujący przypadek ruchu ślizgowego: ciało, naciskające na płaską podstawę siłą N porusza się pod działaniem siły $Y = fN$ jednostajnie w kierunku działania tej siły. Gdy w pewnej chwili na to ciało rozpocznie działać obok zmienionej siły Y prostopadle do niej, a równoległe do podstawy siła X , to według dzisiejszej teorii tarcia kierunek ruchu rozpocznie się bezzwłocznie zmieniać, ciało będzie przebiegać drogę krzywą, a siła tarcia, równa fN , będzie w każdym położeniu ciała styczna do tej drogi.

³⁾ „Die Reibungszahl der quergleitender Bewegung rollender Räder“, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1931 r., str. 391).

Niezgodność teorii zejścia kół z szyn i wyżej podniesiona wątpliwość doznałyby wyjaśnienia, gdyby w rzeczywistości obok oporu tarcia ruchu ślizgowego w kierunku y , pokonywanego przez siłę Y , istniał jednocześnie opór tarcia ze spoczynku w kierunku x . Wówczas siła X mogłaby tylko w tym przypadku zmieniać kierunek ruchu ciała, gdyby była większą od oporu tarcia w spoczynku w kierunku x . Zjawisko, że ciało nie porusza się tak długo, jak długo działająca na nie siła nie przekroczy wartości, odpowiadającej współczynnikowi tarcia w spoczynku, nazywamy w kolejnictwie zjawiskiem przyczepności, a odnośny opór przyczepnością. Stosując ten termin, powyższą hipotezę możemy wyrazić w ten sposób, że jednocześnie z tarcie ślizgowym w pewnym kierunku może istnieć przyczepność w kierunku innym. Oczywiście przy jednoczesnym wystąpieniu obu oporów współczynniki przyczepności i tarcia ślizgowego mogą mieć inne wartości niż przy działaniu każdego z tych oporów z osobna.

Oznaczając przez f współczynnik tarcia ślizgowego, a przez f' współczynnik przyczepności przy jednoczesnym działaniu obu tych oporów, otrzymujemy dla warunku bezpieczeństwa przed zejściem koła z szyny

$$\frac{Y}{Q} < \frac{tg\gamma + (f' - f \cos \varphi)}{1 - (f' - f \cos \varphi) tg\gamma}$$

Przyjmijmy w celu przybliżonej orientacji $f' = f$, to według tej hipotezy mamy

$$\text{dla } \varphi = 90^\circ : \frac{Y}{Q} < \frac{tg\gamma + f}{1 - f tg\gamma} \quad \text{zamiast } \frac{Y}{Q} < tg\gamma$$

$$\text{dla } \varphi = 0 : \frac{Y}{Q} < tg\gamma \quad \text{zamiast } \frac{Y}{Q} < \frac{tg\gamma - f}{1 + f tg\gamma}$$

Założmy $\gamma = 60^\circ$ i przyjmijmy $f = 0,25$, to

$$\text{dla } \varphi = 90^\circ : \frac{Y}{Q} < 3,496 \quad \text{zamiast } \frac{Y}{Q} < 1,732$$

$$\text{dla } \varphi = 0 : \frac{Y}{Q} < 1,732 \quad \text{zamiast } \frac{Y}{Q} < 1,034$$

W rzeczywistości $\cos \varphi$ ma wartość zawsze mniejszą niż 1.

Z powyższego widzimy, że według tej hipotezy bezpieczeństwo ruchu jest znacznie większe niż według dzisiejszej teorii tarcia. Jednak hipoteza ta wymaga doświadczalnego sprawdzenia.

Współpraca inżyniera z fizykiem jako warunek do ożywienia postępu technicznego

Prof. dr ZENOBIUSZ KLEBOWSKI

Nauka w akademickich uczelniach technicznych stoi na poziomie studiów uniwersyteckich, a wychowankom tych uczelni technicznych nadaje się stopnie naukowe, odpowiadające uniwersyteckim.

Z zaszczytami i honorami otaczającym stanowisko społeczne nowoczesnego inżyniera wiążą się jednak wzmożone obowiązki.

Inżynier współczesny nie może się już teraz zadowalać wyłącznie stosowaniem, z korzyścią dla przemysłu, wiadomości otrzymanych w uczelni i doświadczenia zdobytego w praktyce zawodowej; jego obowiązkiem jest również przyczynianie się do postępu w uprawianej przez siebie dziedzinie.

Postęp prawdziwy i szybki jest jednak nie do pomyślenia bez pogłębienia podstaw naukowych danej dziedziny, a podstawy te tkwią zawsze w naukach fizyko-matematycznych.

Zarówno fizyk, jak i matematyk uprawiający naukę czystą, bada nasuwające mu się zagadnienia, nie troszcząc się zazwyczaj o to, które z tych zagadnień po rozwiązaniu zostaną wcześniej zastosowane w życiu, lub które z nich będzie miało donioslejszą wartość praktyczną.

Zazwyczaj rozwiązanie teoretyczne, dokonane przez matematyków i fizyków, doczekują się wcześniej lub później zastosowań technicznych.

Jednak, aby samorzutnie dokonywane rozwiązanie zagadnienia z dziedziny zainteresowań matematyków i fizyków mogło być wykorzystane w technice, muszą spełnić się równocześnie trzy następujące warunki:

1) inżynier powinien odczuwać potrzebę rozwiązania danego zagadnienia,

2) zagadnienie to powinno być już rozwiązane przez uczonych i to w postaci nadającej się do zastosowania,

3) inżynier powinien wiedzieć, że odnośne zagadnienie jest rozwiązane przez matematyków, czy fizyków.

Równoczesne spełnienie trzech wymienionych warunków zawdzięcza się zazwyczaj przypadkowi, a stąd płynie nieekonomiczność pracy inżyniera oraz tej dziedziny działalności matematyka i fizyka, która mogłaby znaleźć zastosowanie techniczne.

Zaradzić temu można przez danie dobrych podstaw naukowych inżynierowi w jego wykształceniu zawodowym, co się też w naszych uczelniach obecnie stosuje, oraz przez bliższy kontakt inżyniera w jego pracy twórczej z uczonym matematykiem lub fizykiem, co jednak zachodzi dość rzadko.

Dobre podstawy naukowe u inżyniera są niezbędnym warunkiem wyczuwania przezeń potrzeb rozwiązywania nowych zagadnień; są one jednocześnie koniecznym warunkiem do możliwości porozumienia się inżyniera z uczonym matematykiem lub fizykiem.

Bliższy kontakt inżyniera z matematykiem lub fizykiem wpłynąłby niewątpliwie na wcześniejsze otrzymywanie od nich rozwiązań tych zagadnień, zastosowanie których przyspieszyłoby istotny postęp w technice.

Na poparcie twierdzenia, że w celu ożywienia postępu technicznego pożyteczny jest kontakt inżyniera z uczonym; matematykiem i fizykiem, przytoczę przykład z dziedziny pracy konstruktora.

Każdy konstruktor, zarówno z wykształceniem średnim, jak też i wyższym, włada swobodnie metodami obliczeń wytrzymałościowych, dotyczących określonych zagadnień.

Jeżeli natomiast w grę wchodzi uogólnione metody obliczeń wytrzymałościowych, niezbędne do rozwiązywania nowych zagadnień, to nie są one na ogół opanowane przez konstruktora, a nawet przeważnie są dalekie od całokształtu jego zainteresowań technicznych.

Dlatego też obecne możliwości rozwiązywania nowych konstrukcyjnych zagadnień wytrzymałościowych zawdzięcza się głównie nie konstruktorom, lecz matematykom, fizykom oraz inżynierom - teoretykom.

Ogólnym zagadnieniem konstrukcyjnym, wyjaśnionym przez fizyków i matematyków, jest zagadnienie napięć, powstających w elementach konstrukcyjnych przy dowolnym założonym sposobie ich obciążenia, określonych na podstawie matematycznej teorii sprężystości.

Zagadnienie to, jak już wspomniano, nie jest zazwyczaj w swej ogólnej postaci dostatecznie opanowane przez konstruktorów.

Z wyjaśnieniem omawianego zagadnienia napięć wiąże się nazwiska następujących fizyków, matematyków oraz inżynierów-badaczy (obok roku ich narodzin i śmierci podano rok ogłoszenia najważniejszej pracy):

Galileo Galileusz (1564 — 1642), fizyk, astronom i matematyk włoski, (1638),

Robert Hooke (1635 — 1703), fizyk i matematyk angielski, (1686),

Thomas Young (1773 — 1829), fizyk i lekarz angielski, (1807),

Robert G. Kirchhoff (1824 — 1877), fizyk niemiecki,

Simon D. Poisson (1781 — 1840), matematyk francuski,

Louis M. H. Navier (1785 — 1836), matematyk francuski, (1821),

Augustin L. Cauchy (1789 — 1857), matematyk francuski, (1882),

Gabriel Lamé (1795 — 1870), matematyk francuski,

Leonard Euler (1734—1800), matematyk szwajcarski,

Joseph Lagrange (1736 — 1813), matematyk francuski,

Barré de Saint Venant (1797 — 1886), matematyk francuski,

Charles A. Coulomb (1736 — 1806), fizyk i inżynier francuski,

George Biddel Airy (1801 — 1892), matematyk i astronom angielski, (1862),

Eugeniusz Beltrami (1835 — 1900), matematyk włoski, (1892),

J. H. Michell, (współczesny nam) matematyk i fizyk angielski, (1900).

Wśród polskich uczonych *Maksymilian Tytus Huber* i jego uczeń *Włodzimierz Burzyński* których stosunek do wyjaśnienia ogólnego zagadnienia obliczeń konstrukcyjnych jest znany, są inżynierami. Jednak możliwość dokonywania przez nich potrzebnych rozważań mogła się wyłonić jedynie na tle ich głębokiej kultury matematycznej, wynoszącej każdego z nich ponad ogólny poziom wykształconych inżynierów-konstruktorów.

Celem niniejszego artykułu jest podkreślenie ważności współpracy inżyniera z matematykiem i fizykiem dla ożywienia rodzimego postępu technicznego.

Doceniając ważność postępu w innych dziedzinach kultury, jak ogólne wychowanie, moralność, sztuka itp., mówię o postępie technicznym wyłączenie dlatego tylko, że jest to dziedzina życia, za rozwój której my, technicy ponosimy odpowiedzialność.

Oto co się obecnie dzieje w około nas!

Anglosasi podjęli zbiorową „międzynarodową” niealko pracę nad epokowymi wynalazkami.

We Francji powstaje ruch myśli i czynu, zwany „Encyklopedią Odrodzenia Francji”. Na drodze tego ruchu Francja, świadoma swego posłannictwa kulturalnego, zamierza podjąć wysiłki, by dać ludzkości wszystko, czym mogłaby wzbogacić jej dobroć.

Towarzystwa naukowe rosyjskie wkroczyły w okres wielkich prac nad odbudową i rozwojem gospodarki narodowej.

Uważam, że w dobie obecnej, dobie wielkiego wysiłku pracy, wyraźne ożywienie postępu technicznego w naszym kraju jest dla nas szczególnie ważne, gdyż w naszych osiągnięciach nie możemy pozostawać w tyle za innymi.

Pragnąłem wskazać jeden ze środków, zmierzających do tego celu: jest nim współpraca fizyka i matematyka z inżynierem.

Środek ten jest dla nas dostępny przy obustronnej dobrej woli, gdyż posiadamy, obok wykształconych techników, również uczonych matematyków i fizyków.

Zeszyty specjalne: 4 — 5/48 czasopisma „MECHANIK” i 2 — 3/48 „PRZEGLĄDU MECHANICZNEGO”, zawierające referaty wygłoszone na Konferencji Narzędziowo-Obrabiarkowej w Poznaniu, są do nabycia w cenie zł 800.— za komplet w Administracji Instytutu Wydawniczego SIMP.

Wtrysk paliwa lekkiego w silniku samochodowym¹⁾

Inż. mech. ALEKSANDER RUMMEL

*Dotychczasowe zastosowania wtrysku lekkiego paliwa w silnikach spalinowych. Wytyczne przeróbki wysoko-
prężnego silnika Thornycrofta NR6 na wtrysk lekkiego paliwa. Osiągnięte zmniejszenie mocy i ekonomiczności.
Opis zastosowanego urządzenia do wtrysku paliwa. Ogólny opis konstrukcji silnika. Wyniki doświadczeń porów-
nawczych samochodów typu „Thrusty” z silnikami wysokoprężnymi, gaźnikowymi i z wtryskiem lekkiego paliwa.*

Wtryskiwanie paliwa lekkiego w silnikach lotniczych wykazało tyle zalet, że powszechne wprowadzenie tego systemu zasilania również i w silnikach samochodowych wydaje się być jedynie kwestią czasu. Wyniki zastosowania wtrysku były równie dobre niezależnie od tego, czy wtrysk następował bezpośrednio do cylindra, czy też do przewodu przed zaworem ssącym.

Jednym z istotnych powodów opóźniających rozpowszechnienie tego systemu stał się szybki rozwój turbin spalinowych i silników odrzutowych, które skupiły na sobie całą uwagę świata technicznego.

Jedną z pierwszych udanych prób zastosowania wtrysku lekkiego paliwa do silników trakcyjnych jest odpowiednia przeróbka i przystosowanie jednego z silników wysokoprężnych Thornycroft'a,

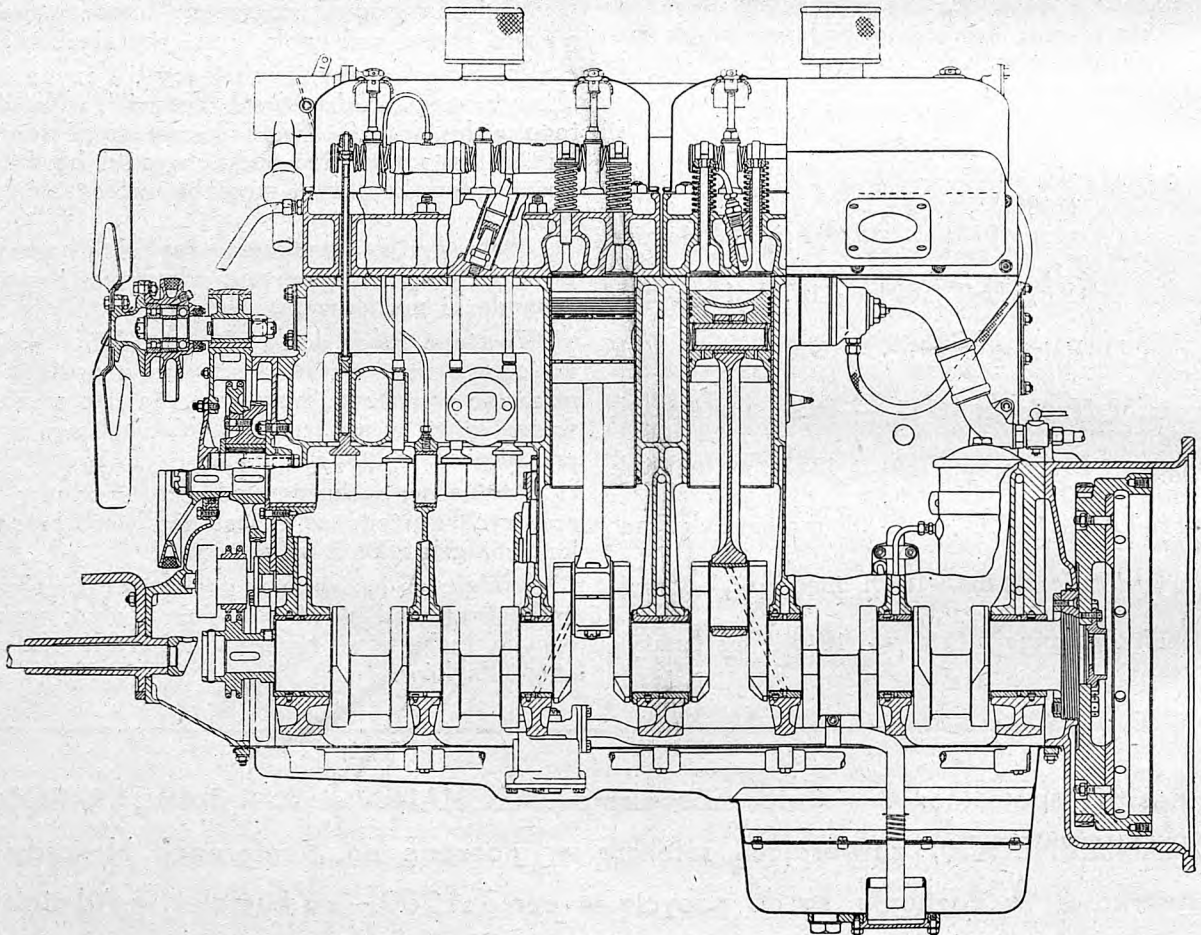
używanego do dużych podwozi ciężarowych i autobusowych.

Po wojnie firma Thornycroft wypuściła na rynek 4-osiowe ciężkie podwozie o ładowności 15 ton. Całkowity ciężar samochodu z ładunkiem wynosi 22 tony. Do tego ciężarowego samochodu musiał być zastosowany silnik o mocy ok. 150 KM w celu uzyskania odpowiednich właściwości trakcyjnych. F-a Thornycroft rozporządzała, będącym już w produkcji, silnikiem wysokoprężnym typu NR6 o mocy 100 KM oraz silnikiem gaźnikowym o mocy 110 KM. Z drugiej strony już od dłuższego czasu fabryka ta prowadziła badania nad wtryskiem paliwa lekkiego i mogła się zawczasu spodziewać, że normalny silnik, odpowiednio dostosowany do tego rodzaju zasilania będzie rozwijał wyższą moc i posiadał mniejsze jednostkowe zużycie paliwa.

Przypuszczenia te oparte były na:

a) wyższej sprawności objętościowej ze względu na mniejsze opory zasysania,

¹⁾ Na podstawie „Automobile Engineer”, Vol 37, Nr 486, March 1947.



Rys. 1. Przekrój podłużny silnika Thornycroft o pojemności skokowej 7.88 litra i z wtryskiem lekkiego paliwa.

b) zbędności podgrzewania rury ssącej, gdyż mieszanka wytwarza się już poza przewodem ssącym, co również przyczynia się do powiększenia ciężaru zassanego powietrza.

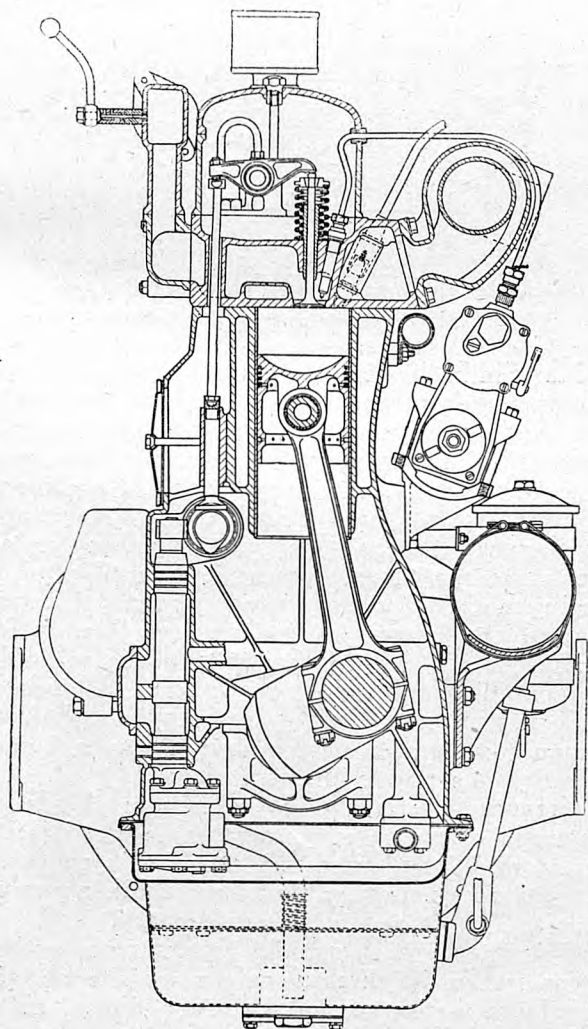
c) równomiernym zasilaniu paliwem wszystkich 6-ciu cylindrów.

Do przystosowania na wtrysk paliwa lekkiego wybrano silnik wysokoprężny NR6, gdyż istniejący silnik gaźnikowy do tej przeróbki użyty być nie mógł ze względu na występowania znacznie większych naprężeń związanych z tą formą zasilania, a spowodowanych 20% wzrostem ciśnienia spalania.

Silnik wysokoprężny przeznaczony do przeróbki rozwijał moc 100 KM przy 1800 obr/min. Maksymalny moment obrotowy wynosił 46,6 kGm przy 1000 obr/min., zaś odpowiadające tej ilości obrotów, średnie ciśnienie efektywne równało się — 7,4 atn.

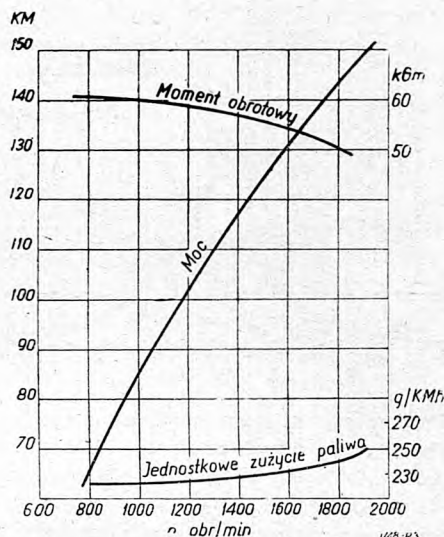
Po dokonaniu przeróbki tego silnika na wtrysk paliwa lekkiego otrzymano moc o wiele wyższą, bowiem przy 1900 obr/min uzyskano 150 KM, zaś maksymalny moment obrotowy wyniósł 61,5 kGm przy 800 obr/min, a związane z tą wielkością średnie ciśnienie efektywne — 9,8 atn.

Należy podkreślić, że wyniki te uzyskano w 6-io cylindrowym silniku wysokoprężnym,



Rys. 2. Przekrój poprzeczny silnika Thornycroft.

w którym zmieniono jedynie głowicę cylindrową ze względu na umieszczenie specjalnego wtryskiwacza i świecy, przyczem całą komorę sprężania umieszczono w cylindrze, a denko głowicy pozostawiono płaskie, oraz zmieniono tłoki dla uzyskania właściwego stopnia sprężania $\varepsilon = 6,92$, natomiast charakterystyczne wymiary silnika: średnica tłoka — 104,8 mm ($4\frac{1}{8}$ ") i skok — 152,4 mm (6") oraz pojemność skokowa — 7,88 litra, pozostały bez zmiany.



Rys. 3. Wykres charakterystyki silnika Thornycroft z wtryskiem lekkiego paliwa przy pełnym obciążeniu.

W celu racjonalnego przeprowadzenia przeróbki silnika ustalono w drodze doświadczeń na 1-o cylindrowym silniku próbnym najkorzystniejsze położenie wtryskiwacza. W badaniach stwierdzono nieco wyższą moc silnika przy wtryskiwaniu paliwa bezpośrednio do cylindra, jednak wtryskiwanie do rury ssącej w pobliżu zaworu ssącego uznano za bardziej właściwe, bowiem zapewniało ono korzystniejsze warunki pracy wtryskiwacza ze względu na izolowanie wtryskiwacza od wysokich temperatur.

Zamieszczone rysunki 1 i 2 ilustrują silnik po dokonanej przeróbce, rys. 3 podaje wykres mocy, momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa. Wykres indykatorowy, zdjęty na jednocylindrowym silniku przy użyciu indykatora *Farnborough* podany jest na rys. 4-ym.

Jak wynika z danych wykresu przy stos. sprężania $\varepsilon = 6,92$ odpowiednie wielkości wynoszą:

najwyższe ciśnienie spalania — 45,7 atn.

ciśnienie sprężania — 12,2 atn.

średnie ciśnienie efektywne — 9,2 atn.

przy 1400 obr/min.

W podstawowym silniku wysokoprężnym NR6 powyższe wartości były następujące:

spółczynnik sprężania $\varepsilon = 16$,

najwyższe ciśnienie spalania — 67,7 atn.

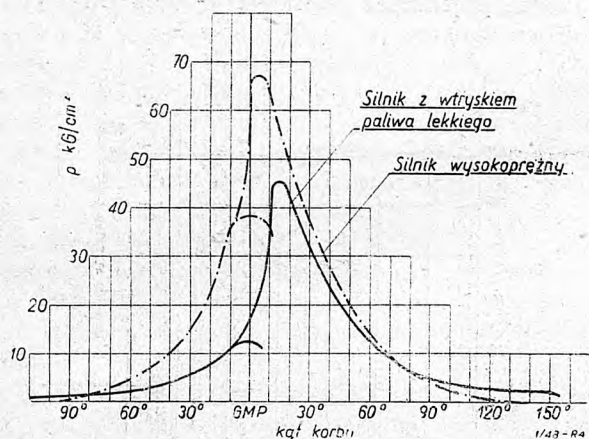
ciśnienie sprężania — 39,5 atn.

średnie ciśnienie efektywne — 7,03 atn.

Ze względu na to, że maksymalne ciśnienia, występujące w silniku z wtryskiem lekkiego paliwa są, jak widać na wykresie indykatorowym, o wiele mniejsze niż w silniku wysokoprężnym, można

było wszystkie elementy konstrukcyjne siln. NR6, poddane naprężeniom, wynikającym z obciążenia układu korbowego, pozostawić bez zmiany.

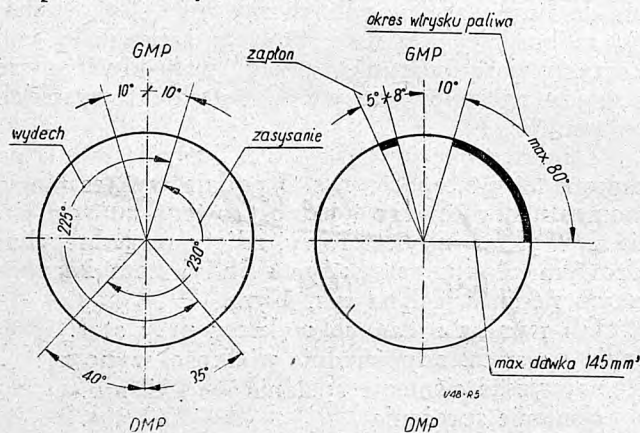
Natomiast okazało się koniecznym dodatkowe chłodzenie i ekranowanie rury wydechowej, gdyż podlegała ona bardzo silnemu rozgrzaniu, co wpływało ujemnie na wbudowane w jej pobliżu elementy pomocnicze silnika.



Rys. 4. Porównanie wykresu indykatorowego Farnborough silnika Thornycroft wysokoprężnego NR6 i z wtryskiem paliwa lekkiego przy $n = 1400$ obr./min.

Jednostkowe zużycie paliwa wyniosło przy pełnym obciążeniu silnika i 1900 obr./min. — 254 g/KMh, zaś średnie ciśnienie efektywne — 9,01 atn. Przy obciążeniu częściowym silnika i przy 1400 obr./min. uzyskano jednostkowe zużycie paliwa 213 g/KMh, przyczym średnie ciśnienie efektywne wynosiło w tym przypadku 7,7 atn.

Wyniki powyższe świadczą o wysokiej sprawności mechanicznej i termodynamicznej silnika, na co wpłynęła, jak już wyżej podano m. in. niższa temperatura zasysania.



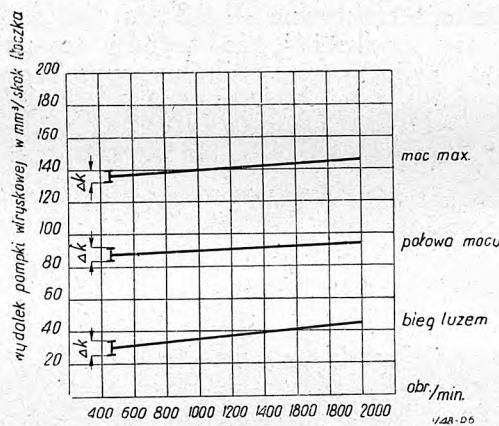
Rys. 5. Wykres rozrzadu.

Do prób silnika używano benzyny handlowej o liczbie oktanowej — 70, ciężarze właściwym — 0,745 i wartości opałowej 10200 kcal/kg. Wprowadzono również podczas prób nieznaczne poprawki; a m. in. przedstawiono rozrzad układu zaworowego celem doprowadzenia do minimum pozostałości spalinowych w okresie rozpoczęcia zasysania.

Do jednocylindrowego silnika doświadczalnego użyto znormalizowanego typu pompki wtryskowej

produkcji CAV, stosowanej do silników samochodowych z zapłonem samoczynnym. Pompka ta posiadała tłoczek średnicy 7,5 mm i skok 10 mm. W pompce tej wałek kułaczkowy został zastąpiony innym, posiadającym garby o krzywiznie dającej wydłużony okres wtryskiwania, co zabezpiecza dobre wymieszanie paliwa i powietrza w okresie zasysania. Okres wtryskiwania przy największym napełnieniu trwa przez 80° obrotu wału korbowego (rys. 5).

Większą dokładność w ilościowym ustalaniu wtrysku, niż to ma miejsce w zwykłych pompkach wtryskowych na paliwo ciężkie, uzyskano przez wprowadzenie mniejszego skoku śrubowej linii sterującej krawędzi tłoczka pompki. W pompce wtryskowej silnika doświadczalnego nie przewidziano żadnego zabezpieczenia, zapobiegającego przeciekaniu paliwa przez szczelinę, która istnieje między tłoczkiem, a gładzią cylinderka pompki. Przeciekanie paliwa w silniku doświadczalnym nie było zjawiskiem groźnym, bowiem wynosiło ono mniej niż 0,05% całej przetłoczonej ilości paliwa. W miarę potrzeby ponadto pompka mogła być w dowolnym czasie oczyszczona i napełniona świeżym olejem.



Rys. 6. Wydatek pompki wtryskowej.

Na silnikach produkowanych seryjnie, które pracować będą przez długi okres czasu bez należytego doгляdu, stałe przeciekanie paliwa mogłoby doprowadzić do zbytowego rozcieńczenia oleju, znajdującego się w pompce i spowodować nadmierne zużywanie się garbów i innych elementów pompki wtryskowej. Przecieki w tym wypadku zostały wyeliminowane przez wytoczenie dwóch płytkich okrężnych rowków w dolnej części cylinderków pompki wtryskowej. Górny rowek połączony jest wierconym otworem ze znajdującym się w kadłubie pompki wtryskowej przewodem zasilającym, dolny natomiast połączony jest otworem kalibrowanym z systemem smarowniczym silnika i znajduje się stale pod ciśnieniem oleju.

Urządzenie wtryskowe w silniku składa się z pompki wtryskowej, samoczynnie działającego regulatora składu mieszanki, urządzenia zwiększającego dawkę paliwa w chwili rozruchu, z pompki zasilającej, filtra paliwa i wtryskiwaczy.

Charakterystyka pompki wtryskowej podana jest na rys. 6. Wykres uwzględnia różne obciążenia silnika w zakresie od jałowego biegu aż do obciążenia maksymalnego. Różnice wydatku Δk poszczególnych cylinderków zawierają się w gra-

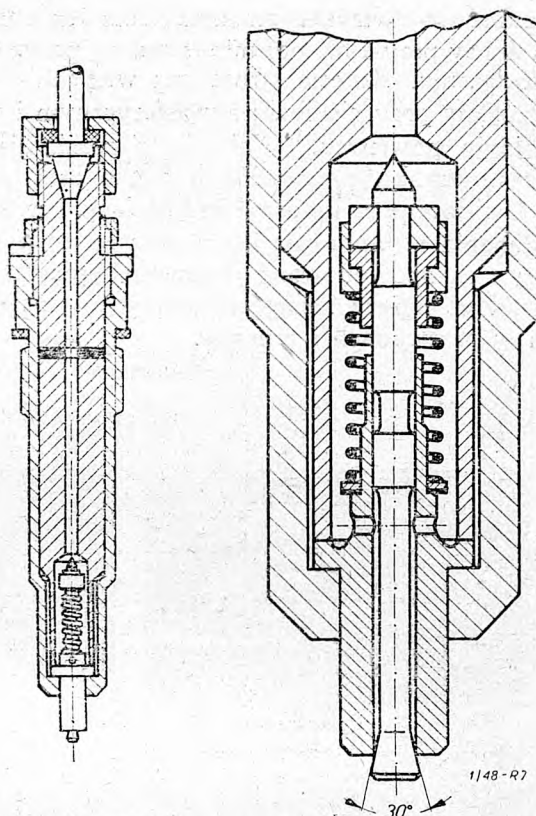
nicach $\pm 3\%$; przy biegu jałowym silnika różnice są większe i wynoszą $\pm 6\%$. Są to wartości naogół nieznaczne. O ile przyjmie się, że stosunek powietrza do paliwa wynosi przeciętnie 14:1, różnice w jakości mieszanki będą wynosiły ok. 0,4%.

Sterowanie pracy silnika, jak i we wszystkich silnikach benzynowych, odbywa się przy pomocy przepustnicy na przewodzie ssącym, a więc przez zmianę ilości zasysanego przez silnik powietrza. Natomiast dawkowanie ilości wtryskiwanego paliwa wykonywane jest przez samoczynny regulator pneumatyczny, z przeponą uruchamianą podciśnieniem w przewodzie ssącym, które jest znów zależne od ilości zasysanego przez silnik powietrza.

Przepona, przesuwając się pod wpływem wzrostu podciśnienia, pociąga za sobą zębatkę przesuwaną, służącą do przestawiania regulacyjnych elementów pompki, i powoduje zmniejszenie dawki wtryskiwanego paliwa. Równocześnie przepona ścisła sprężyny oporowe tak, że określonej wielkości podciśnienia w przewodzie ssącym, a zatem i określonej ilości zasysanego przez silnik powietrza, odpowiada określone położenie przepony i określona wielkość dawki paliwa. Trzy sprężyny oporowe są tak dobrane, że regulator zapewnia stały najekonomiczniejszy skład mieszanki w szerokim zakresie przeciętnych obciążeń i obrotów oraz potrzebne wzbogacenie mieszanki przy pracy na pełnej mocy, jak również i przy biegu jałowym.

Jako pompka zasilająca służy pompka benzynowa przeponowa normalnego typu. Pompka napędzana jest przez mimośród umieszczony na wałku pompki wtryskowej. Pompka zasilająca posiada samoczynnie działające ograniczenie ciśnienia tłoczenia do wysokości 0,35 atn.

Wtryskiwacz rys. 7 jest typu zaworowego, stosowanego obecnie w lotnictwie. Daje on stożkowy rozprysk paliwa uwarunkowany stożkowym zakończeniem iglicy, które wynosi 30° . Ponieważ iglica zaworowa otwiera się nazewnątrz, odpada przeciekanie paliwa i tym samym konieczność użycia dodatkowego przewodu.

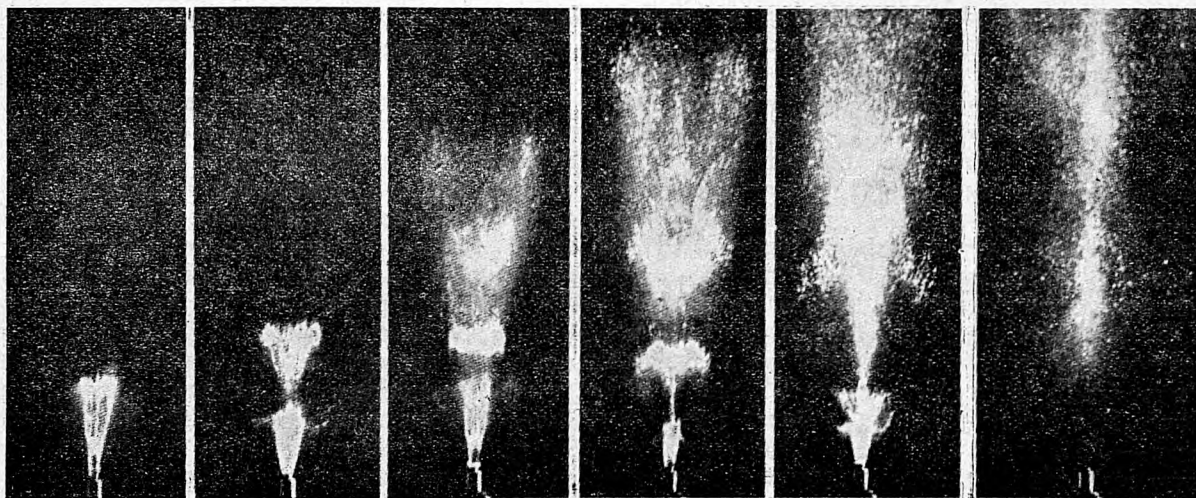


Rys. 7. Wtryskiwacz w wielkości naturalnej oraz powiększony przekrój końcówki wtryskiwacza z iglicą.

Kształty i wymiary wtryskiwacza zostały tak dobrane, że daje się on umieścić w gnieździe świecy zapłonowej 14 mm. Średnica iglicy wynosi 2 mm.

Ciśnienie potrzebne do otwarcia iglicy jest w porównaniu z ciśnieniem, jakie musi być użyte w silnikach z zapłonem samoczynnym bardzo niskie i wynosi 26 atn.

Ta wielkość okazała się dostateczną, by uzyskać należyte rozpylenie paliwa. Charakter i postać wtrysku są widoczne na rys. 8, który podaje po-

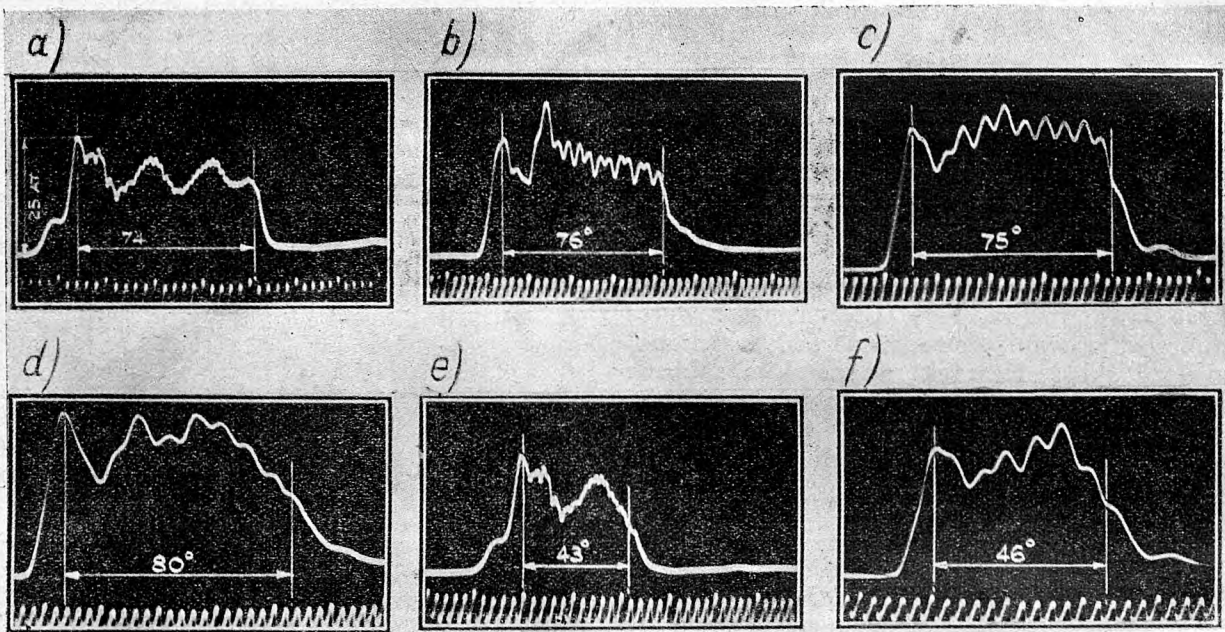


Rys. 8. Rozpylenie wtryskiwanego paliwa. Pierwsze zdjęcie przy kącie położenia korby 10° po G. M. P., dalsze co 15° obrotu korby.

szczególne fazy wtryskiwania przy różnych położeniach korby przy 1800 obr./min. silnika i pełnym jego obciążeniu. Zdjęcia strumienia wtrysku dokonane zostały przy ciśnieniu atmosferycznym i przy spokojnym powietrzu. Wahania ciśnienia paliwa podczas wtrysku przy różnych warunkach pracy silnika widoczne są na oscylogramach na rys. 9.

Wahania te wpływają korzystnie na rozpylenie paliwa i są spowodowane drganiami iglicy, zależnymi od jej ciężaru i napięcia sprężyny, oraz drganiami w przewodach i pompce.

wiowego, w dolnej — z białego metalu i nie posiadają rowków smarnych. Pokrywa łożyskowa przytwierdzona jest do trzona dwiema śrubami, a panewki są zabezpieczone od obracania się grubymi wkładkami, osadzonymi w płaszczyźnie podziału łożyska korbowa. Tulejka głowicy korbowa wykonana jest z brązu fosforowego. Na sworzeń tłokowy została użyta stal niklowo-molibdenowa do nawęglania. Sworzeń jest „pływający”, ustalony obustronnie zabezpiecznikami sprężynującymi. Tłok odlany jest ze stopu glinowego i posiada jednolitą część prowadzącą, a w części pierścieniowej



Rys. 9. Wahania ciśnienia paliwa podczas wtrysku.

a) pełna moc $n=400$	d) pełna moc $n = 1800$
b) „ „ $n=1000$	e) połowa mocy $n = 400$
c) „ „ $n=1400$	f) „ „ $n = 1400$

Szczegóły konstrukcyjne silnika.

Kadłub silnika odlany jest z żeliwa stopowego, a w otwory cylindrowe włożone są cienkościennie suche tuleje odlewane odśrodkowo.

Wał korbowy łożyskowany jest siedmiokrętnie, panewki łożysk są stalowe, grubościennie, wylane stopem łożyskowym. Wszystkie panewki główne posiadają okrężne rowki. Pokrywy łożysk, przedniego, środkowego i tylnego przytwierdzone są 4 śrubami, pokrywy łożysk pozostałych — 2 śrubami. Wał korbowy wykonany jest ze stali do azotowania o wytrzymałości 10.000 kG/cm². Nie posiada on przeciwcieżarów i tłumika drgań skrętnych. Czopy łożyskowe wału korbowego posiadają średnice 88,9 mm, długość zaś w łożyskach przednim, środkowym i tylnym 66,675 mm, w pozostałych 36,5 mm. Czopy korbowe posiadają średnicę — 76,2 mm i długość — 44,45 mm. Wał korbowy jest jednolity, odkuty łącznie z tarczą do mocowania koła zamachowego.

Korbowody odlane są z jednoprocetowej stali chromowej. Panewki łożysk korbowodowych posiadają w górnej połowie wykładziny z brązu olo-

umieszczone zostały 3 pierścienie uszczelniające, oraz jeden pierścień zbierający. W dolnej części tłoka przewidziano miejsce jeszcze na dodatkowy pierścień zbierający, gdyby okazało się, że zużycie smaru jest nadmierne.

Silnik posiada dwie głowice cylindrowe: po jednej na każde 3 cylindry. Każda z głowic przytwierdzona jest 14-ma śrubami. Przewód wydechowy chłodzony jest wodą i posiada otwory łączące go z przestrzenią wodną głowicy. Krążenie wody chłodzącej utrzymuje pompka wodna, która tłoczy wodę do kadłuba silnika, skąd przepływa do głowicy i przez płaszcz rury wydechowej do wylotu. W celu zwiększenia skuteczności chłodzenia miejsc szczególnie obciążonych ciepłem, a więc przede wszystkim gniazd zaworowych i gniazd świec zapłonowych, wodę chłodzącą naprowadza się na te miejsca specjalnymi natryskami. Rozrząd silnika rozwiązany jest klasycznie, zawory wykonane ze stali chromo-krzemowej napędzane są wałkiem rozrządczym i popychaczami grzybkowymi za pośrednictwem drążków popychaczy i dźwigniek wahadłowych. Ustawianie luzów zaworowych

daje się łatwo przeprowadzić za pomocą śrubek regulacyjnych, umieszczonych w dźwigienkach zaworowych. Wałek rozrządczy jest ułożyskowany 6-io krotnie w tulejkach z brązu fosforowego, wciśniętych do kadłuba. Wszystkie czopy wałka rozrządczego posiadają średnicę 60,325 mm, zaś długość czopów czołowego, środkowego i tylnego wynosi 60,325, pozostałych 25,4 mm.

Pomiędzy 2-im i 3-im cylindrem na wałku rozrządczym osadzone jest kółko zębate, służące do napędu pompki olejowej. Rozprowadzenie smaru następuje przewodem centralnym, biegnącym od przodu do tyłu silnika na wysokości dolnej płaszczyny podziału kadłuba. Napęd wałka rozrządczego rozwiązany został za pomocą podwójnego łańcucha rolkowego, posiadającego samoczynnie działający napinacz. Łańcuch ten został wykorzystany jednocześnie do napędu pompki wtryskowej, rozdzielacza, prądnicy, pompki wodnej. Wentylator napędzany jest za pośrednictwem dodatkowej przekładni przy użyciu paska klinowego. Na wałku napędowym prądnicy umieszczono również wirnik pompy próżniowej dla hamulców. Pompa olejowa jest normalnego typu i składa się z pary kół zębatach.

Jeden z pierwszych silników przerobionych na wtrysk paliwa lekkiego wmontowano w duże 4-osiove podwozie ciężarowe typu *Thrusty* z dwoma osiami przednimi i dwoma tylnymi o nośności 15 ton i poddano próbom pod pełnym obciążeniem.

Dla porównania poddano równolegle próbom takie same podwozia z identycznym obciążeniem, lecz zaopatrzone: jedno w 100-konny silnik wysokoprężny typu NR6, a drugie w silnik gaźnikowy o mocy 110 KM. Zużycie paliwa na tych samych drogach wynosiło:

dla silnika 150 KM z wtryskiem paliwa lekkiego — 45 l/100 km,

dla silnika 110 KM z normalnym gaźnikiem — 62,5 l/100 km,

dla silnika wysokoprężnego typu NR6 — 32 l/100 km.

Szybkość przeciętna podwozia *Thrusty*, zaopatrzonego w silnik wysokoprężny wynosiła 26,5 km/h, natomiast podwozia z silnikiem z wtryskiem paliwa lekkiego 41,5 km/h.

Przyspieszenie, pokonywanie wzniesień i elastyczność przy zastosowaniu opisanego wyżej benzynowego silnika wtryskowego były dobre.

Cena silników *Thornycroft'a* z wtryskiem paliwa lekkiego liczona za 1 KM wynosi 4,67 funta w porównaniu z 4 funtami dla silnika gaźnikowego i 7 funtów dla silnika wysokoprężnego.

Biorąc pod uwagę, że silniki o wtrysku paliwa lekkiego mają znacznie większą wydajność mocy z litra pojemności oraz mniejsze jednostkowe zużycie paliwa, niż zwykle silniki gaźnikowe, należy przypuszczać, że znajdują one w niedługim czasie duże rozpowszechnienie.

O interferencji zębów w przekładniach zębatych o wewnętrznym zazębieniu

Inż. mech. STEFAN KRASSOWSKI

Charakterystyczne właściwości przekładni zębatych o wewnętrznym zazębieniu. Najmniejsze ilości zębów koła o uzębieniu wewnętrznym. Interferencja zazębienia. Przykłady liczbowe.

W porównaniu do przekładni zębatej o zazębieniu zewnętrznym, wykazuje przekładnia zębata o zazębieniu wewnętrznym następujące zalety:

- wyższy stopień pokrycia, wskutek czego występuje spokojniejszy, a tym samym pewniejszy ruch,
- mniejsze poślizgi, a więc mniejsze zużycie powierzchni boków zębów i wyższy współczynnik sprawności,
- korzystniejsze dociski powierzchniowe, wynikłe z tego, że krzywizny boków zębów zarówno koła o uzębieniu zewnętrznym jak i koła o uzębieniu wewnętrznym są jednokierunkowe (wypukłość styka się z wklęsłością),
- zwarta konstrukcja.

Pewną wadą tej przekładni jest to, że nacięcie zębów oraz pomiar koła o uzębieniu wewnętrznym nastręcza wiele trudności:

Przekładnia zębata o wewnętrznym zazębieniu znalazła zastosowanie szczególnie w przekładniach planetarnych w celu uzyskania bardzo dużych przełożeń. W tych przypadkach jednak różnica ilości

zębów w kołach współpracujących o wewnętrznym i zewnętrznym uzębieniu musi być bardzo mała. Wtedy jednak mogą wystąpić zaburzenia w zazębieniu (zacinanie się podczas obrotu kół). Te zaburzenia mogą być wywołane albo tym, że koło o uzębieniu wewnętrznym ma za mało zębów, albo różnica zębów między kołem o uzębieniu wewnętrznym i zewnętrznym jest zbyt mała, a wówczas występuje tzw. *interferencja*, tj. zaczepianie wierzchołków zębów o zewnętrznym uzębieniu o boki zębów koła o wewnętrznym uzębieniu.

Najmniejsza ilość zębów koła o uzębieniu wewnętrznym.

Aby zaburzenie w czasie ruchu nie nastąpiło musi być promień wierzchołkowy r_{w2} koła o uzębieniu wewnętrznym większy od promienia koła zasadniczego r_{z2} czyli $r_{w2} \geq r_{z2}$ 1)al

Dla koła normalnego o zębach zerowych¹⁾ mamy wówczas

¹⁾ Bliższe dane patrz książka inż. K. Ochęduski p. t. „Koła zębata w przystępnym zarysie”. Wyd. Instytutu Wydawniczego SIMP. 1947 r.

$$r_{w_2} = \left(\frac{z_2}{2} - 1\right)m \text{ i } r_{z_2} = \frac{z_2 \cdot m}{2} \cos \alpha$$

a więc wzór [a] można przedstawić w postaci:

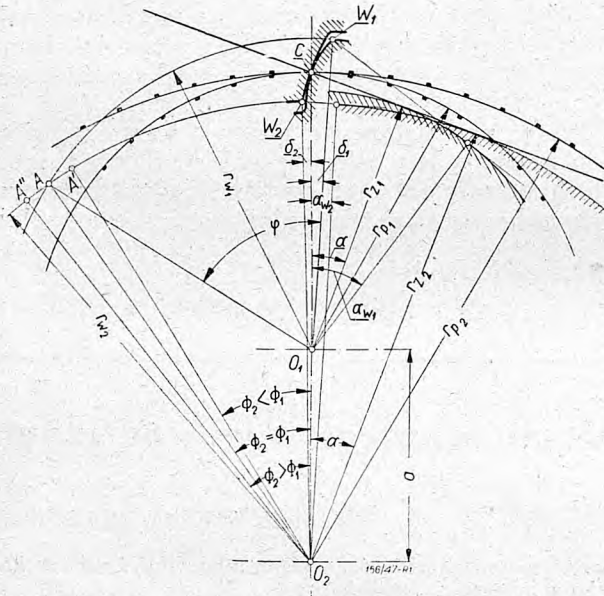
$$\left(\frac{z_2}{2} - 1\right) \geq \frac{z_2}{2} \cdot \cos \alpha$$

lub po przekształceniu, otrzymamy:

$$z_2 \geq \frac{2}{1 - \cos \alpha} \dots [1]$$

Gdy założymy $\alpha = 15^\circ$ i $\alpha = 20^\circ$, otrzymamy
 dla $\alpha = 15^\circ$ $z_2 \geq 59$
 dla $\alpha = 20^\circ$ $z_2 \geq 34$

Jeżelibyśmy zastosowali korekcję tego uzębienia przez przesunięcie zarysu, moglibyśmy zastosować koło o mniejszej ilości zębów, spełniające warunek podany wzorem [a].



Rys. 1. Zależności geometryczne współpracy kół przy wewnętrznym ząbieniu.

Interferencja ząbienia.

Aby zrozumieć istotę zagadnienia musimy przeprowadzić następujące rozumowanie. Na rys. 1 zęby obu współpracujących kół stykają się w punkcie centralnym C. Gdy obecnie koło o uzębieniu zewnętrznym obróci się o kąt φ tak, aby wierzchołek W_1 zęba znalazł się w punkcie A na okręgu koła wierzchołkowego o wewnętrznym uzębieniu, wówczas równocześnie wierzchołek W_2 koła o uzębieniu wewnętrznym przekręci się o kąt ψ ,

który jest $\frac{z_1}{z_2}$ razy mniejszy od kąta φ . Mogą przy tym zaistnieć przypadki:

- a) wierzchołek zęba W_1 znajdzie się wcześniej w punkcie przecięcia A od wierzchołka W_2 , który w tym momencie znajdzie się w punkcie A'; w przypadku tym nastąpi interferencja;
- b) wierzchołek zęba W_1 znajdzie się w punkcie przecięcia A w momencie, gdy wierzchołek W_2 znajdzie się w punkcie A''; w tym przypadku napewno nie nastąpi interferencja;

c) oba wierzchołki W_1 i W_2 znajdą się równocześnie w punkcie A; przypadek ten jest przypadkiem granicznym, w którym nie występuje interferencja.

Z powyższego rozumowania wynika, że interferencja nie nastąpi, gdy

$$\Phi_2 \geq \Phi_1 \dots [2]$$

gdzie

Φ_1 — kąt jaki tworzy położenie wierzchołka W_1 ,
 Φ_2 — kąt jaki tworzy położenie wierzchołka W_2 .

Kąty te mierzone są po łuku koła wierzchołkowego, koła o uzębieniu wewnętrznym od prostej O_2C .

Oznaczywszy na rys. 1 przez:

- a — odległość osi kół współpracujących,
- α — nominalny kąt przyporu (odpowiadający punktowi C na średnicach podziałowych),
- α_{w_1} — kąt przyporu odpowiadający wierzchołkowi W_1 koła o uzębieniu zewnętrznym,
- α_{w_2} — kąt przyporu odpowiadający wierzchołkowi W_2 koła o uzębieniu wewnętrznym,
- r_{w_1} — promień wierzchołkowy koła o uzębieniu zewnętrznym,
- r_{w_2} — promień wierzchołkowy koła o uzębieniu wewnętrznym,
- r_{p_1} — promień podziałowy koła o uzębieniu zewnętrznym,
- r_{p_2} — promień podziałowy koła o uzębieniu wewnętrznym,
- r_{z_1} — promień zasadniczy koła o uzębieniu zewnętrznym,
- r_{z_2} — promień zasadniczy koła o uzębieniu wewnętrznym

oraz wykorzystując znane zależności funkcyjne ewolwenty, znajdziemy z trójkąta O_1O_2A :

$$r_{w_2}^2 = r_{w_1}^2 + a^2 - 2r_{w_1} \cdot a \cdot \cos [180^\circ - (\varphi - \delta_1)] = r_{w_1}^2 + a^2 + 2r_{w_1} \cdot a \cdot \cos (\varphi - \delta_1)$$

$$\text{skąd } \cos (\varphi - \delta_1) = \frac{r_{w_2}^2 - r_{w_1}^2 - a^2}{2a \cdot r_{w_1}}$$

$$\text{a wreszcie } \varphi = \arccos \frac{r_{w_2}^2 - r_{w_1}^2 - a^2}{2a \cdot r_{w_1}} + \delta_1 \text{ (w radianach) } \dots [3]$$

Poza tym z trójkąta tego samego O_1O_2A znajdziemy zależność:

$$r_{w_1}^2 = r_{w_2}^2 + a^2 - 2r_{w_2} \cdot a \cdot \cos \Phi_1$$

$$\text{skąd } \cos \Phi_1 = \frac{r_{w_2}^2 + a^2 - r_{w_1}^2}{2r_{w_2} \cdot a}$$

a wreszcie

$$\Phi_1 = \arccos \frac{r_{w_2}^2 + a^2 - r_{w_1}^2}{2r_{w_2} \cdot a} \text{ w radianach } \dots [4]$$

Ponadto zaś mamy zależności:

$$\Phi_2 = \psi + \delta_2 = \frac{z_1}{z_2} \varphi + \delta_2 \dots [5]$$

$$\delta_1 = \text{inv } \alpha_{w_1} - \text{inv } \alpha; \delta_2 = \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{w_2};$$

$$\text{inv } \alpha_{w_1} = \text{tg } \alpha_{w_1} - \text{arc } \alpha_{w_1}; \text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \text{arc } \alpha;$$

$$\text{inv } \alpha_{w_2} = \text{tg } \alpha_{w_2} - \text{arc } \alpha_{w_2};$$

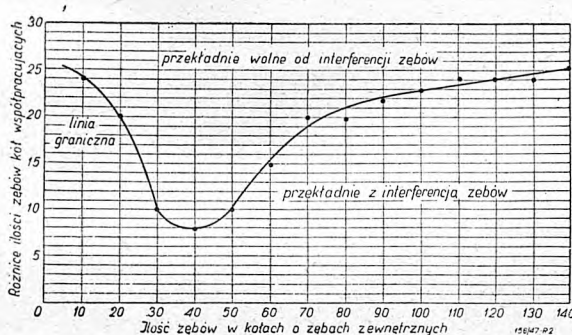
$$\cos \alpha_{w_1} = \frac{r_{z_1}}{r_{w_1}}; \cos \alpha_{w_2} = \frac{r_{z_2}}{r_{w_2}}$$

wstawiając wartości [3] we wzór [5], a następnie wartości [4] i [5] w wzór [2] otrzymamy:

$$\left(\arccos \frac{r_{w_2}^2 - r_{w_1}^2 + a^2}{2a \cdot r_{w_2}} - \delta_2 \right) \leq \frac{z_1}{z_2} \left(\arccos \frac{r_{w_2}^2 - r_{w_1}^2 - a^2}{2a \cdot r_{w_1}} + \delta_1 \right) \quad [6]$$

Po przekształceniu zbliżymy się do wzoru [7], który podał Earle Buckingham w swoim dziele pt. *Manual of gear design*.

$$a (\sin \alpha - \cos \alpha \arccos \alpha) + r_{z_1} \left[\arccos \frac{r_{w_2}^2 - r_{w_1}^2 - a^2}{2a r_{w_1}} + \operatorname{inv} \alpha_{w_1} \right] > r_{z_2} \left[\arccos \frac{r_{w_2}^2 + a^2 - r_{w_1}^2}{2a r_{w_2}} + \operatorname{inv} \alpha_{w_2} \right] \quad [7]$$



Rys. 2. Wykres podziałki przekładni o wewnętrznym ząbieniu ze względu na interferencję zębów. Zęby normalne zerowe, kąt przyproru $\alpha = 20^\circ$.

Na podstawie tego wzoru został opracowany wykres (rys. 2) dopuszczalnej ilości zębów w przekładniach o wewnętrznym ząbieniu z rozgraniczeniem przekładni wolnych od interferencji od przekładni, w których interferencja występuje.

Wykres ten, zbudowany przy założeniu kąta przyproru $\alpha = 20^\circ$ i zębów normalnych zerowych, może też służyć do sprawdzania ewentualnej interferencji zębów przy nacinaniu wewnętrznego ząbienia na dłutownicy *Fellowsa*. W tym wypadku jednak, ponieważ zamiast normalnego koła o wewnętrznym ząbieniu, pracuje kółko tnące (narzędzie) o powiększonej o 20% wysokości główki, przeto, dla uniknięcia interferencji, należy przyjmować różnicę ilości zębów kół współpracujących co najmniej większą, aniżeli podaje wykres na rys. 2.

Przykład:

Zakładamy:

$$z_1 = 74, z_2 = 80, m = 6, \alpha = 20^\circ.$$

Obliczamy:

$$r_{p_1} = \frac{74 \cdot 6}{2} = 222 \text{ mm}, r_{p_2} = \frac{80 \cdot 6}{2} = 240 \text{ mm},$$

$$a = 240 - 222 = 18 \text{ mm}.$$

$$r_{w_1} = 222 + 6 = 228, r_{w_2} = 240 - 6 = 234,$$

$$r_{z_1} = 222 \cdot \cos 20^\circ = 208,68 \text{ mm}.$$

$$r_{z_2} = 240 \cdot \cos 20^\circ = 225,60 \text{ mm}.$$

$$\cos \alpha_{w_1} = \frac{r_{z_1}}{r_{w_1}} = \frac{208,68}{228} = 0,915, \text{ skąd } \alpha_{w_1} = 23^\circ 45'$$

$$\cos \alpha_{w_2} = \frac{r_{z_2}}{r_{w_2}} = \frac{225,6}{234} = 0,964, \text{ skąd } \alpha_{w_2} = 15^\circ 24'$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{w_1} = \operatorname{tg} \alpha_{w_1} - \arccos \alpha_{w_1} = 0,44 - \frac{3,14 \cdot 23^\circ 45'}{180^\circ} = 0,025,$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{w_2} = \operatorname{tg} \alpha_{w_2} - \arccos \alpha_{w_2} = 0,275 - \frac{3,14 \cdot 15^\circ 24'}{180^\circ} = 0,0068,$$

$$\cos \frac{r_{w_2}^2 - r_{w_1}^2 - a^2}{2a \cdot r_{w_1}} = \frac{234^2 - 228^2 - 18^2}{2 \cdot 18 \cdot 228} = 0,298,$$

$$\text{kąt} = 72^\circ 39', \arccos = 1,265,$$

$$\cos \frac{r_{w_2}^2 + a^2 - r_{w_1}^2}{2a \cdot r_{w_2}} = \frac{234^2 + 18^2 - 228^2}{2 \cdot 18 \cdot 234} = 0,3675,$$

$$\text{kąt} = 68^\circ 27', \arccos = 1,195,$$

$$a (\sin \alpha - \cos \alpha \arccos \alpha) = 18 (0,342 - 0,94 \cdot 0,349) = 18 \cdot 0,014 = 0,252,$$

Lewa strona wzoru wynosi zatem:

$$0,252 + 208,68 (1,265 + 0,025) = 269,45$$

Natomiast prawa:

$$225,6 (1,195 + 0,0068) = 271,17$$

Ponieważ lewa strona liczbowo jest mniejszą od prawej ($269,45 < 271,17$) więc w danym wypadku interferencja zębów wystąpi.

Trzeba więc zastosować środki zapobiegawcze. Przypuśćmy, że ze względów konstrukcyjnych nie możemy powiększyć różnicy ilości zębów, więc uciekamy się do jednego z dwóch pozostałych środków, a mianowicie powiększamy kąt przyproru do 30° zamiast 20° . Drugi ośrodek byłby obniżeniem wysokości zębów.

Zakładamy więc obecnie:

$$z_1 = 74, z_2 = 80, m = 6, \alpha = 30^\circ.$$

Obliczamy:

$$r_{p_1} = \frac{74 \cdot 6}{2} = 222 \text{ mm}, r_{p_2} = \frac{80 \cdot 6}{2} = 240 \text{ mm}.$$

$$a = 18 \text{ mm}.$$

$$r_{w_1} = 222 + 6 = 228, r_{w_2} = 240 - 6 = 234 \text{ mm}.$$

$$r_{z_1} = 222 \cdot \cos 30^\circ = 192,25 \text{ mm}.$$

$$r_{z_2} = 240 \cdot \cos 30^\circ = 207,84 \text{ mm}.$$

$$\cos \alpha_{w_1} = \frac{r_{z_1}}{r_{w_1}} = \frac{192,25}{228} = 0,842$$

skąd

$$\alpha_{w_1} = 32^\circ 40'$$

$$\cos \alpha_{w2} = \frac{r_{z2}}{r_{w2}} = \frac{207,84}{234} = 0,89$$

skąd

$$\alpha_{w2} = 27^\circ,$$

$$\text{inv } \alpha_{w1} = \text{tg } \alpha_{w1} - \text{arc } \alpha_{w1} = \\ = 0,641 - 0,57 = 0,071,$$

$$\text{inv } \alpha_{w2} = \text{tg } \alpha_{w2} - \text{arc } \alpha_{w2} = \\ = 0,509 - 0,472 = 0,037,$$

$$a (\sin \alpha - \cos \alpha \text{arc } \alpha) = 18 (0,5 - 0,866 \cdot 0,523) = \\ = 18 \cdot 0,046 = 0,828,$$

$$\cos \frac{r_{w2}^2 - a^2 - r_{w1}^2}{2 a r_{w1}} = 0,298,$$

$$\text{kąt} = 72^\circ 39', \text{ arc} = 1,265,$$

$$\cos \frac{r_{w2}^2 + a^2 - r_{w1}^2}{2 a r_{w2}} = \frac{234^2 + 18^2 - 228^2}{2 \cdot 18 \cdot 234} = \\ = 0,3675,$$

$$\text{kąt} = 68^\circ 27', \text{ arc} = 1,195.$$

Lewa strona wzoru teraz wynosi:

$$0,828 + 192,25 (1,265 + 0,071) = 257,6 \text{ mm.}$$

Natomiast prawa strona:

$$207,84 (1,195 + 0,037) = 256 \text{ mm.}$$

Ponieważ lewa strona obecnie jest liczbowo większą od prawej ($257,6 > 256$), więc interferencji zębów nie ma.

Do takiego samego rezultatu przychodzimy sprawdzając powyższą parę kół zębatych na podstawie wzoru [6].

Użycie niewłaściwego paliwa, jako jeden z przejawów marnotrawstwa w przemyśle

Inż. TEODOR CZAJKOWSKI.

Marnotrawstwem należy nazwać wszelkie wypadki palenia pod kotłami węglem szlachetnych sortymentów tam, gdzie można palić miałem węglowym, którego cena loco kopalnia jest 2—3-krotnie niższą od ceny drobnych orzechów i 4—5-krotnie niższą od orzecha i kostki. Dla ekonomicznego spalania miału winny być jednakże zainstalowane ruszta specjalne z podmuchiem powietrznym, a to z następujących powodów:

1) Na rusztach zwykłych miał przesypuje się, przez co duży jego procent ucieka do popielnika, zwiększając t. zw. straty popielnikowe.

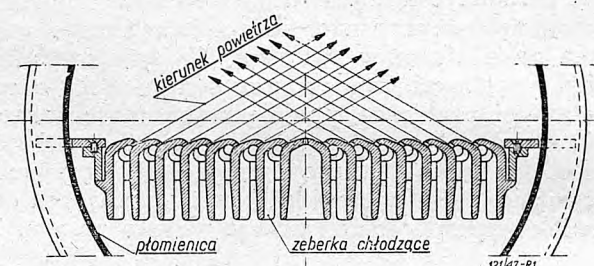
2) Warstwa miału na rusztach daje daleko większy opór niż węgiel sortymentowy (groszek, orzech, kostka) i ciąg kominowy może nie wystarczać do pokonania powstałych z tego powodu oporów, w rezultacie czego otrzymuje się niedostateczny dopływ powietrza, spalanie niezupełne i straty w pozostałym żużlu i spalnach, uchodzących do komina, a zawierających tlenek węgla (CO) i różne węglowodory.

Paleniska takie t. zw. podmuchowe, dają bardzo dobre rezultaty pod względem technicznym, niewiele niższe od palenia węglem sortymentowym (orzech, groszek), pod względem zaś eksploatacyjnym dają znaczne oszczędności, obniżając znakomicie koszt wytwarzania pary. Poza tym podmuch pozwala zwiększyć natężenie powierzchni ogrzewalnej kotła, czyniąc wytwarzanie pary więcej sprężystym i dając lepsze spalanie, szczególnie na rusztach z podmuchiem strefowym, które mniej dymią niż zwykłe ruszta płaskie.

Badania inż. Dautera, Wróblewskiego i innych oraz autora niniejszego artykułu, korzystnie świadczą o paleniu miałem i tak np. w badaniach inż. Dautera osiągnięto około 35% oszczędności, w ba-

daniach inż. Czajkowskiego — oszczędność wynosiła od 24 do 35% *).

Obecnie przy stosowaniu miału otrzymujemy około 30—40% oszczędności. Kilkunastoletnich obserwacji dokonywano przy różnym paliwie, zarówno na węglu Zagłębia Dąbrowieckiego jak i Śląskiego. Koszt takiego paleniska łącznie z wentylatorem, przewodami i montażem amortyzował się (przed wojną), przy ruchu ośmiodzinnym i kotle 100 m² powierzchni ogrzewalnej, w ciągu 3—4 miesięcy i w 2 miesiące przy ciągłej pracy kotła. Zaznaczyć tutaj należy, że na rusztach podmuchowych można spalać i inne sortymenty węgla, jak również można na nich pracować i bez podmuchu, lecz wtedy otrzymujemy mniejszy współczynnik wydajności kotła.



Rys. 1. Przekrój ruszta daszkowego.

Jakie paleniska stosować do palenia miałem z podmuchiem? Jest to zagadnienie, któremu należy poświęcić specjalny artykuł — należy jednak zaznaczyć, że doskonale nadają się do tego celu paleniska z rusztem daszkowym o przekroju poprzecznym wg rys. 1.

*) Technika Ciepłna Nr 3 — 1924 r., Nr 7 — 1931 r., Nr 10 i 11 — 1933 r.

Zachodzące na siebie rusztowiny nie pozwalają na przesypywanie się paliwa, kierunek zaś szczelin zmusza podmuch do krzyżowania się, co sprzyja lepszemu wymieszaniu się gazów w palenisku.

Należy pamiętać o tym, aby podmuch był z regulacją ilości wdmuchiwanego powietrza i aby kanał, doprowadzający powietrze pod ruszty, był

automatycznie zamykany przy otwieraniu drzwi-czek dla zarzucania paliwa.

Poza oszczędnością dla danego przedsiębiorstwa, palenie miałem ma duże znaczenie i dla bilansu handlowego Państwa, gdyż zwolniony w ten sposób węgiel sortymentowy zwiększa jego podaż na rynku zagranicznym, umożliwiając otrzymanie za niego walut obcych.

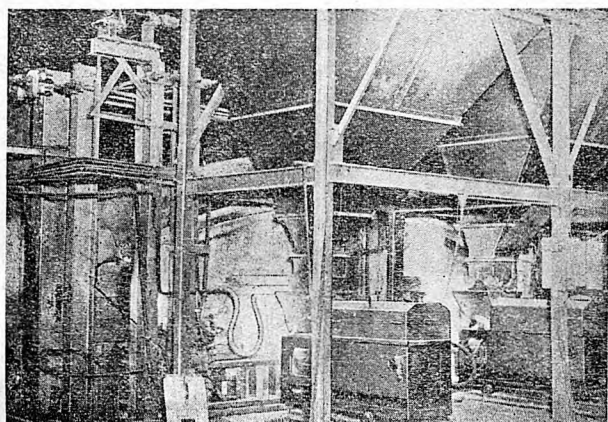
PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ

Izolacja cieplna i akustyczna

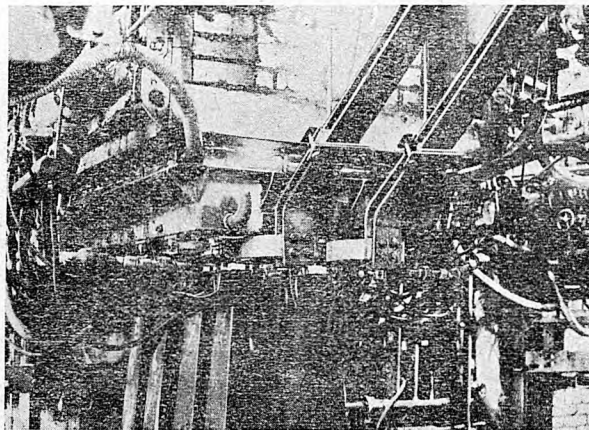
(Elektrical Review, June 13, 1947).

Fabrykacja włókna szklanego, jako nowoczesnego materiału izolacyjnego cieplnego i akustycznego, jest ciekawą z punktu widzenia nie tylko samego materiału, lecz i metod produkcji. Opisywane urządzenie, należące do zakładów *Fibreglass Ltd* w St. Helen w Anglii, stanowi całość jako jedna maszyna o długości ok. 46 m i szerokości 6 m o ruchu ciągłym, która z jednej strony jest zasilana w surowce z drugiej zaś są odbierane produkty gotowe.

niewrażliwe na zmiany w szerokich granicach temperatury i wilgotności otoczenia. Dostarczany surowiec przesyłany jest transporterem kubelkowym bezpośrednio z wagonów do dwóch zbiorników umieszczonych wysoko obok pieca, i z których zsuwa się lejami na dół. U wylotu lejów podstawione są wózki z podajnikami śrubowymi (rys. 1), przesuwanymi przygotowany wsad do pieca. Szybkość zasilania pieca jest regulowana w sposób ciągły, tak aby poziom stopionego szkła w piecu był stały.



Rys. 1. Urządzenia zasilające piec.



Rys. 2. Urządzenia spustowe.

Zasadnicza produkcja jest następująca:

- izolacja cieplna przeznaczona do budowy domków składanych i wykonywana w rolkach,
- izolacja cieplna w postaci waty, wytwarzana w belach,
- izolacja dla przemysłowych i domowych urządzeń chłodniczych, pieców, przewodów powietrznych, wykonywaną w kształcie cienkich pałeczek odpowiedniej długości,
- izolacja akustyczna, stosowana w budynkach mieszkalnych, lub salach publicznych, wykonywana w płytach (materiał izolacyjny ujęty między dwoma arkuszami papieru impregnowanego bituminem i zszyty jak mata).

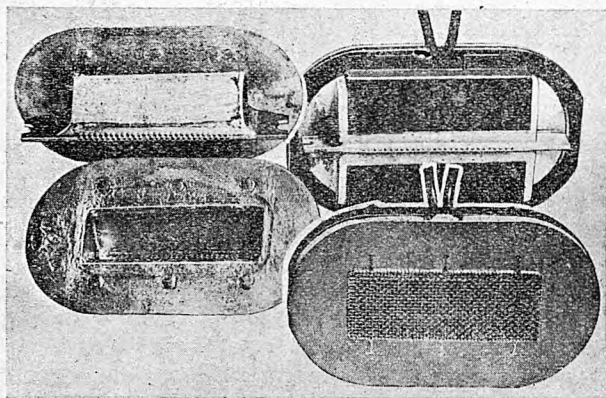
Wszystkie wymienione rodzaje izolacji wykonywane są z tych samych włókien szklanych, tylko zależnie od potrzeby przesycane są inną emulsją i inny jest ich przebieg operacyjny.

Pierwszym i głównym procesem jest wyrób szkła o specjalnym składzie do przetworzenia go na włókna

Do topienia szkła użyty jest piec gazowy z regeneracją ciepła, składający się ze zbiornika o pojemności 75 ton, o wymiarach 7,2 x 6 m i głębokości 75 cm, w którym szkło się topi i rafinuje w temperaturze 1400 C, następnie przelewa się nieprzerwanie do równoległych dwóch zbiorników spustowych o wymiarach 2,5 x 0,6 m i głębokości 12,5 cm. Każdy ze zbiorników posiada osiem spustów. Zbiorniki spustowe podgrzewane są gazem świetlnym, spusty zaś prądem elektrycznym.

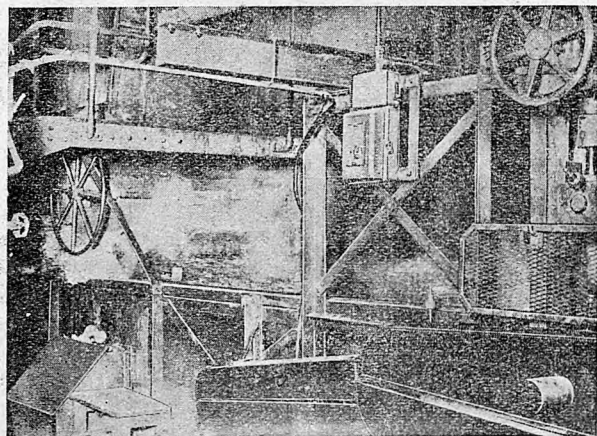
Do ogrzewania spustów służy przetwornica transformatorowa typu używanego w spawalnictwie o mocy 88 kVA, napięciu pierwotnym 400 V, wtórnym—18 V. Uzwojenie wtórne tworzą dwa zwoje, wykonane z płaskowników miedzianego o szerokości 125 mm i grubości 16 mm, chłodzone wodą. Doprowadzenie prądu do spustów jest wykonane szerokimi podwójnymi płaskownikami (rys. 2), ze względu na uniknięcie odkształceń. Spusty są połączone szeregowo z przewodem doprowadzającym prąd, a miejsca jego styków z końcówkami platynowymi; grzejników spustowych są srebrzone.

Na rys. 3 z lewej strony podany jest widok z dołu korytka spustowego z częściowym wykrojem, celem pokazania dysz spustowych, poniżej widok korytka z góry. Z prawej strony widzimy korytka spustowe zmontowane z kohnierzem i wyprowadzonymi końcówkami grzejnika. Płynne szkło przechodząc przez spust jest ogrzewane grzejnikiem platynowym, celem nadania mu właściwej płynności, którą regulowana jest żądana szybkość przepływu przez korytka i 28 dysz spustowych. Obciążenie dla ośmiu spustów waha się od 18 — 60 kW. Dopuszczalny prąd, jak i może przepływać przez grzejniki spustowe wynosi 3000 A przy napięciu 18 V.



Rys. 3. Korytka spustowe z dyszami.

Płynne szkło, po przejściu przez dysze spustowe, zostaje porwane przez strumień pary wodnej wypływającej pod ciśnieniem 12,5 atn i powietrza zassanego z otoczenia i rozszczepia się na włókna o średnicy 0,015 mm i długości od 6 do 125 mm. Mieszanina włókien szkła, pary i powietrza przebiega w osłonie, mającej kształt ostrosłupa ściętego (rys. 2) i spada na taśmę przenośnika, na której włókna szkła pozostają, a para i powietrze przez drobne otwory w taśmie są wessane przez wentylator i odprowadzone na zewnątrz. Włókna spadające na

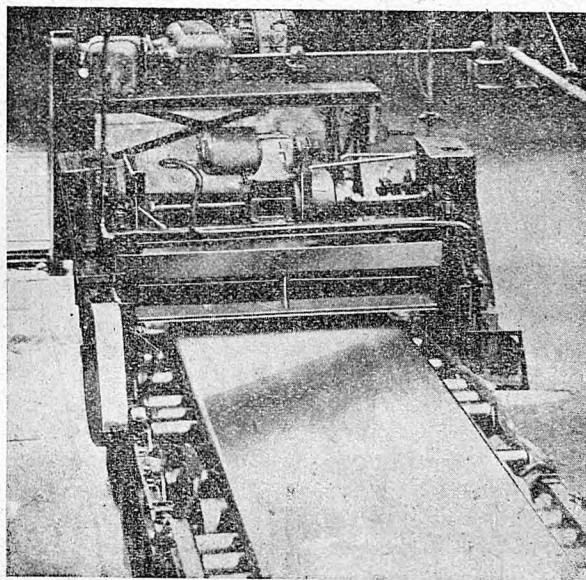


Rys. 4. Piec do suszenia włókien szklanych.

ten pierwszy odcinek linii przenośników, są przenoszone z jednego odcinka przenośnika na drugi, aż do uzyskania gotowego wyrobu. Od każdego ze zbiorników spustowych idzie osobna linia przenośników. Napędy poszczególnych odcinków przenośnika są jednakowe i składają się z silnika elektrycznego o mocy 3 KM o 1440 obr./min, przekładni pasowej napędzającej przekładnię o regulacji, cią-

głej, która przez przekładnię ślimakową napędza łańcuchem przenośnikową z szybkością od 3 do 16 m/min. Aby zapewnić jednakową szybkość wszystkich odcinków danej linii przenośników, przekładnie o regulacji ciągłej są połączone wspólnym wałem przez przekładnie łańcuchowe, dzięki czemu są regulowane jednocześnie i jednakowo.

W momencie rozszczepiania się włókien szkła, wtryskiwana jest na nie bardzo drobno rozpylona emulsja. Włókna przeznaczone do produkcji mat izolacyjnych w domkach składanych spryskiwane są wodną emulsją bitumu, która wiąże włókna w zwartą elastyczną matę zawierającą ok. 5% bitumu. Włókna do produkcji waty szklanej spryskiwane są wodną emulsją oleju, wskutek czego przypominają ona watę bawełnianą, a zawartość oleju w niej wynosi 1%. Włókna do półsztywnej izolacji dla celów chłodniczych są spryskiwane emulsją żywicy syntetycznej, której zawartość w gotowym produkcie wynosi od 5 do 10%.



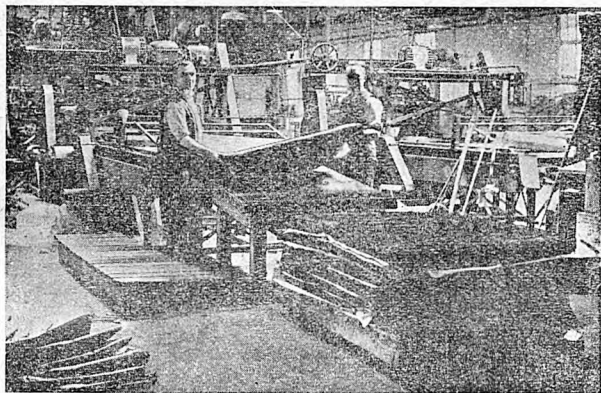
Rys. 5. Urządzenie do przecinania mat.

Spadające włókna są przenoszone do pieca, w którym następuje ich suszenie (rys. 4). Ponad przenośnikiem w piecu znajduje się drugi przenośnik równoległy. Odległość między nimi jest uwarunkowana grubością suszonej warstwy, i wynosi od 6 do 110 mm. Suszenie odbywa się gorącym powietrzem zassanym w górnej części pieca, ogrzewanej palnikami gazowymi, następnie włożonym przez dwa wentylatory wysokiej prężności do skrzynki rozdzielczej pod przenośnikiem, skąd poprzez warstwę włókna szklanego dostaje się ono spowrotem do górnej części pieca. Aby włókna szkła były całkowicie wysuszone w czasie przejścia przez piec, musi być odpowiednio regulowana temperatura gorącego powietrza, co wykonywane jest za pomocą regulatora *Prelectoglo Combustion Safeguard*. Działanie tego regulatora oparte jest na zależności między temperaturą płomienia gazowego i jego przewodnictwem elektrycznym. Przepuszczany jest więc słaby prąd między elektrodą połączoną z regulatorem i płomieniem gazowym. Prąd ten jest następnie amplifikowany przez przekładnię i doprowadzony do solenoidu, sterującego membranę zaworu gazowego, zasilającego piec. Zmiana temperatury w palenisku powoduje zmianę oporu elektrycznego, a ta z kolei wielkość prądu

du pierwotnego, dalej prądu sterującego przepone zaworu gazowego.

Pierwszy piec w linii produkcyjnej ma długość 8 m, drugi 6,5 m. W wypadku produkcji „białej wełny“ obydwie piece są nieczynne. W razie impregnacji bitumicznej, materiał jest ogrzewany tylko w pierwszym piecu, w drugim zaś jest chłodzony, by nadać mu sztywność w dalszym przebiegu produkcyjnym.

Materiał impregnowany żywicami jest suszony w pierwszym piecu, w drugim zaś następuje utwardzenie tej powłoki. Tuż za drugim piecem znajdują się dwa



Rys. 6. Gotowe arkusze izolacji.

tarczowe noże, napędzane silnikami, obcinające postrzępione brzegi maty. Następnie mata zostaje obłożona z góry i z dołu papierem z rozwijających się rolek. W dalszym ciągu mata na przenośniku podchodzi do automatycznego noża ze sprzęgiem ślizgowym (rys. 5), który ją przecina w odpowiednich odstępach. Na zdjęciu w głębi widoczny jest napęd noża. Od tego punktu dalszy przebieg jest zależny od formy w jakiej ma być wykończona mata. Jeśli ma być ona w formie rolki, koniec maty zostaje ujęty specjalnym uchwytem, a posuwający się przenośnik ją zwija. Po przyklejeniu drugiego końca papierem, uniemożliwiającym jej rozwijanie się, rolka zostaje zdjęta z przenośnika. Jeśli mata ma być wykończona w formie płyt (arkuszy), zostaje ona podana na jeszcze jeden przenośnik o szybkości większej niż cała linia, z którego jest ręcznie przekładana na wózek (rys. 6). Zwiększona szybkość podawania jest potrzebna do uzyskania czasu na przekładanie.

Nie licząc ostatniego odcinka, mamy pięć przenośników: 1) pod zbiornikiem spustowym pieca, 2) w piecu-suszarni, 3) w piecu do utwardzania powłoki, 4) do obkładania papierem, 5) do cięcia arkuszy lub rolek. Jak wyżej wspomniano, każdy z nich jest napędzany niezależnie, lecz szybkość ich jest scharmonizowana wspólną regulacją.

Maty do szerokości 1200 mm i grubości od 12 do 115 mm, o ciężarze właściwym 48 kg/m³ (3 lbs per cu. ft.), uważane są jako normalne, zaś o ciężarze wł. większym aż do 96 kg/m³ wykonywane są specjalnie i mogą być tylko impregnowane żywicą syntetyczną.

Zszywanie mat wykonywane jest na maszynie, w której mata wraz z papierami znajduje się na luźnym przenośniku podciągającym w miarę potrzeby przy wykonywaniu ściągów. Maszyna poruszana silnikiem elektrycznym, szyje (pikuje) matę wzdłuż i co pewien określony odstęp wszcz.



Rys. 7. Prasa do pakowania waty szklanej w bele.

Formowanie waty szklanej w bele wykonywa prasa mechaniczna pokazana na rys. 7. Materiał jest wkładany z góry ręcznie. Zabezpieczenia elektryczne uniemożliwiają uruchomienie silnika, dopóki otwór, przez który wata jest wkładana, nie będzie zamknięty. Pionowy silnik elektryczny z przekładnią zębatą napędza śrubę obracającą się w tulei gwintowanej, znajdującej się w górnej belce poprzecznej prasy. Na dolnym końcu śruby umieszczona jest płyta prasująca materiał. Zależnie od kierunku biegu silnika płyta prasująca podnosi się lub opuszcza, zatrzymując się w krańcowych położeniach, dzięki automatycznemu wyłącznikowi. Silnik uruchamiany jest widocznym na zdjęciu przyciskiem. Po sprasowaniu belki, boki formy w której się ona znajduje otwierają się, co ułatwia jej wyjęcie.

Inż. Józef Rafalski

Na podstawie materiałów dostarczonych przez British Council w Warszawie.

**ŻĄDAJCIE WE WSZYSTKICH KSIĘGARNIACH
KATALOGU
WYDAWNICTW INSTYTUTU WYDAWNICZEGO SIMP!**

POLEMIKA

Dyskusja w sprawie artykułu prof. dr. W. Burzyńskiego
p. t. „Moment“

W związku z prośbą prof. dr. W. Burzyńskiego zamartą w jego artykule p. t. „Moment“, zamieszczonym w zeszycie 7—8 „Przełądu Mechanicznego“ z 1947 r., do Redakcji napłynął szereg wypowiedzi, dotyczących poruszonego w tym artykule zagadnienia uporządkowania zakresu użycia terminu „moment“. Wypowiedzi te wraz z odpowiedziami prof. dr. W. Burzyńskiego zamieszczamy poniżej.

REDAKCJA.

Uwagi prof. dr. W. Burzyńskiego o nadużywaniu wyrazu „moment“ w mechanice uważam za zupełnie słuszne i uzasadnione. Sądzę, że inicjatywę zawartą w propozycji autora, dotyczącą nowych nazw należy nie tylko poprzeć, lecz i rozwinąć dalej na gruncie międzynarodowym. Można ją np. przedstawić na najbliższym Kongresie Mechaniki Technicznej. W tym celu należałoby do zaproponowanych przez prof. dr. W. Burzyńskiego nazw dodać odpowiedniki łacińskie, w rodzaju niżej podanych lub innych, lepiej i trafniej dobranych.

Odpowiedniki te podaję w następującym zestawieniu:

1. Geometria mas.

	nazwa nowa w języku	
	a. polskim	b. łacińskim
a. Moment statyczny	Średnik	Mediator
b. Moment bezwładności	Kształtnik	Formator
c. Moment zbroczenia	Bocznik	Biformator lub Deviator

Uwaga ad 1c: Nazwę „deviator“, umieściłem na drugim miejscu, jako że wyraz ten oznacza w rachunku dźwadowym specjalny rodzaj tensora drugiego rzędu, którego prototypem jest afinor symetryczny utworzony z momentów zbroczenia D_{xy} , D_{xz} , D_{yz} .

2. Teoria wektorów.

a. Moment wektora	Miejscownik	Locator
b. Moment główny wektorów	Wspólnik	Collocator

3. Teoria zginania.

a. Moment oporu	Nośnik	—
-----------------	--------	---

Nie popieram tej nazwy „nośnik“, podzielaając zdanie autora „Momentu“ że możnaby w tym przypadku zastąpić nazwę nowszą (wskaźnik zginania, wzgl. wskaźnik skręcania) już dziś powszechnie przyjętą dla której możnaby utworzyć nazwę łacińską — „indespect“ — wskaźnik poglądowy — z ewent. dodaniem słowa urobionego od wyrazów — „flexio“, „flectere“ — zginanie — wzgl. „torqus“, „torquere“, „torqueor“ — skręt, lub jeszcze krócej „flector“, „flectior“ — wzgl. „tortor“, „torquator“ i t. p. lecz żadna z tych nazw nie wydaje mi się odpowiednią.

Gliwice dn. 6.III.1948.

Inż. Stanisław Bodaszewski

Prof. W. Burzyński poruszył w swoim pięknie ujętym artykule p. t. „Moment“, ogłoszonym w zeszycie 7 — 9 „Przełądu Mechanicznego“ z 1947 r., sprawę nadużywania w mechanice — wyrazu „moment“, mającego kilka zupełnie odmiennych znaczeń. Wprawdzie nie wynika stąd nieporozumienia, gdyż wyraz ów łączymy zawsze, lub przynajmniej powinniśmy łączyć z drugim wyrazem, bliżej określającym jego znaczenie. Umownie więc wszystko jest w porządku. W wielu jednak przypadkach stosowanie wyrazu „moment“ w tych rozmaitych znaczeniach logicznie uzasadnić się nie daje. Autor artykułu przypomina, iż dawniej pracę również nazywano momentem. To

właśnie podkreśla, iż pod „momentem“ rozumie się iloczyn jakiejś wielkości np. masy powierzchni, siły lub jej rzutu, przez odpowiednio ujętą odległość, albo też masy i powierzchni — przez kwadrat tej odległości, lub przez iloczyn dwóch różnych odległości. Dawna wspólność nazwy pracy i momentu mogła znaleźć swe źródło we wspólnej jednostce kGcm (były robione próby różniczkowania jej pisowni przez wprowadzenie cmkG, jako jednostki momentu siły). Odstąpiono dość łatwo od nazywania pracy momentem, gdyż pojęcie i wyraz „praca“ istniały od dawna i wystarczyło stwierdzić, iż są one właśnie dokładnie tym, o co w danym przypadku chodzi. Gdyby dziś można było stwierdzić, iż niektóre z tych „momentów“ mają swoje ściśle odpowiadające w mowie potocznej, wprowadzenie tych nowych nazw niezawodnie nie napotkałoby żadnych trudności.

W danym jednak przypadku obawiam się, że sprawa przedstawia się inaczej. Dokonane przez Autora zróżniczkowanie różnych rodzajów „momentów“ ujęte jest w sposób nie budzący wątpliwości. Można byłoby jedynie zastanowić się nad tym, czy istotnie konieczne jest wprowadzenie nazw „miejscownik“ i „wspólnik“, czy jednak nie można byłoby zachować dla nich dotychczasowej nazwy „moment“, zwłaszcza w przypadku sił?

Gdyby miało to być możliwe w odniesieniu i do innych wielkości, np. ilości ruchu, co autor dopuszcza i czemu odpowiada dość rozpowszechniona nazwa — „kręt“, a więc jeżeli nie będziemy wymagali tego samego wymiaru — kGcm, to moglibyśmy pójść jeszcze krok dalej i utrzymać nazwę — moment statyczny masy lub przekroju. Usprawnienia te mogłyby być dlatego, iż obrazowo momenty te możemy odtworzyć, umieszczając rozważany zbiór punktów materialnych w jednostajnym polu grawitacyjnym, przez co moment statyczny masy zastępujemy momentem sił statycznych.

Do tego schematu myślowego prowadzi nas sama nazwa „statyczny“, a więc związany z układem sił, pozostających w równowadze.

Przechodząc do przekroju, łatwo możemy go ująć w schemacie myślowym, jako zbiór punktów materialnych, równomiernie rozsianych w obszarze przekroju, przez co przypadek ten sprowadzamy do poprzedniego.

Krótko ujmując, — sądzą, iż byłoby może rzeczą korzystną nie obalać od razu niemal wszystkich nazw, związanych z wyrazem „moment“, lecz spośród nich utrzymać te, które logicznie dadzą się obronić, conajmniej jako „krewniacy“ z bocznej linii właściwego momentu — w rozumieniu Autora, pozostawiając więc im prawo pięczętowania się wspólnym klejnotem.

Nie ulega jednak wątpliwości, iż pojęcia „moment bezwładności“, „moment zbroczenia“ i szczęśliwie od dawna już usunięty „moment wytrzymałości“, czy też „oporu“, są w tym „towarzystwie“ przybłędami; budową swą nie dadzą się w żaden sposób podciągnąć pod schemat my-

słowy momentu siły lub ogólniej — momentu wektora. Ja, ko drugi czynnik wchodzi tu bowiem nie odległość, lecz jej kwadrat albo iloczyn dwóch różnych odległości, nie mówiąc już o całkowicie odmiennym ujęciu tej sprawy w odniesieniu do wskaźnika wytrzymałości (nie oporu)! Wprawdzie wyraz „wskaźnik“ nic nie mówi, lecz w danym przypadku zapisać to należy na jego dobro; można go bowiem użyć w różnych znaczeniach, nie uchybiając niczemu. To, iż tak samo nazywamy znaczki, rozróżniające wielkości oznaczone jednakowymi literami, nie stanowi poważnej przeszkody, jak to sam Autor zaznacza. A skoro zrobiliśmy tak dobry początek ze wskaźnikiem wytrzymałości, odrywając się od stosowanego w innych językach „momentu wytrzymałości“ lub „oporu“, to dla czego nie moglibyśmy pójść tą samą drogą w odniesieniu do „momentu bezwładności“ i „momentu zбочenia“, zastępując je przez „wskaźnik bezwładności“ lub „wskaźnik zбочenia“. Jedno i drugie wyrażenie jest pełne treści. Wprawdzie na węższym gruncie wytrzymałości materiałów odpowiedniejszą byłaby nazwa „wskaźnik sztywności“, niż „bezwładności“; nie miałyby ona jednak żadnego uzasadnienia na gruncie mechaniki ogólnej, tymczasem nazwa „wskaźnik bezwładności przekroju“ da się w sposób wyżej omówiony podciągnąć pod „wskaźnik bezwładności masy“; dwa te pojęcia, mimo odmiennego wymiaru, są blisko ze sobą spokrewnione. Wskaźnik bezwładności przekroju jest znów z kolei najbliższym krewnym wskaźnika zбочenia. Obydwa te nowe wyrażenia „wskaźnik bezwładności“ i „wskaźnik zбочenia“ przyjęłyby się niezawodnie tym łatwiej, iż pierwszym wyrazem nawiązują do powszechnie już przyjętego wskaźnika wytrzymałości, drugim zaś — do powszechnie dotychczas stosowanych nazw — moment bezwładności i moment zбочenia, znajdujących

swe ściśle odpowiedniki we wszystkich ważniejszych językach.

Przyjęcie zupełnie nowej, czysto umownej nazwy „kształtnik“ niezawodnie napotkałoby na wiele trudności. Przede wszystkim pragnę uzasadnić, dlaczego nazwałem ją umowną. Bo, jakkolwiek to, co Autor nazwał „kształtnikiem“ mówi nam coś o „kształcie“, t. j. o rozmieszczeniu rozważanego „zbioru“, to jednak również „nośnik“ i „bocznik“ mówią nam o kształcie nie mniej, niż „kształtnik“, który zresztą będzie tym mniej mówił o kształcie, im bardziej „zbiór“ nasz będzie odległy od punktu, osi lub płaszczyzny, względem której go wyznaczamy. Poza tym, i to jest najważniejsze, przyjęcie nazwy „kształtnik“ oderwałoby nas od głęboko zakorzenionej nazwy „bezwładność“. Pociągnęłoby to również za sobą konieczność wprowadzenia szeregu dalszych zmian nazw, jak „promień kształtu“, „elipsa“ i „elipsoida kształtu“ oraz „osie kształtu“, co tym bardziej wikła sprawę.

Nasuwałoby się też inne rozwiązanie, a mianowicie nazwanie momentu bezwładności wprost „bezwładnikiem“, co dobrze odpowiadałoby „bocznikowi“, oraz pozostawaloby w ścisłym związku z nazwami dotychczasowymi w języku polskim i obcych.

Porównanie nowych nazw momentów z „różniczką“ i „całką“, które szczęśliwie wyparły wyrazy „dyferencjał“ i „integral“, nie jest zupełnie trafne; temu spolszczeniu odpowiada bowiem przyjęcie nazwy „moment bezwładności“, zamiast „momentu inercji“, którego dziś nie znamy. Podobieństwo byłoby zupełne, gdyby Autor rzucił nam jeden lub więcej wyrazów czysto polskich, mogących zastąpić wyrazy „moment“ w jego głównym lub w paru zasadniczo odmiennych znaczeniach. W tym ujęciu rzeczy

TABLICA Nr. I.

L. p.	Nazwa dotychczasowa	Wymiar	Nazwa rzucona przez <i>prof. Burzyńskiego</i>	Możliwe inne przedłożenia	Oznaczenie liter
1.	Moment statyczny (skalarny w przypadkach szczególnych)		Średnik		—
1a.	moment statyczny przekroju	cm ³	średnik przekroju	bez zmiany!	S
1b.	moment statyczny masy	kGsec ²	średnik masy	bez zmiany!	?
2.	Moment bezwładności		Kształtnik	Wskaźnik bezwładności	—
2a.	moment bezwładności przekroju	cm ⁴	kształtnik przekroju	wskaźnik bezwładności przekroju	J_o, J_x
2b.	moment bezwładności masy	kGcmsec ²	kształtnik masy	wskaźnik bezwładności masy	Θ_o, Θ_x
3.	Moment zбочenia		Bocznik	Wskaźnik zбочenia	—
3a.	moment zбочenia przekroju	cm ⁴	bocznik przekroju	wskaźnik zбочenia przekroju	J_{yx}
3b.	moment zбочenia masy	kGcmsec ²	bocznik masy	Wskaźnik zбочenia masy	Θ_{1y}
4.	Wskaźnik wytrzymałości przy skręcaniu lub zginaniu	cm ³	Nośnik skręcania lub zginania	bez zmiany!	W_o, W_x
5.	Moment (wektora) oraz (wektorów) w przypadku szczególnym — moment siły	kGcm	Miejscownik oraz wspólnik	bez zmiany!	M_o, M_x
6.	Moment (pary sił)	kGcm	Moment	bez zmiany!	M

1) W stosunku do nazwy dotychczasowej.

mógłby ktoś np. pragnąć zastąpić wyraz „moment“ wyrazem „kształtnik“ — w odniesieniu do momentów bezwładności i zbroczenia, oraz do wskaźnika wytrzymałości; mówilibyśmy więc „kształtnik bezwładności“ i „kształtnik wytrzymałości“. Czy byłoby to celowe, i czy nie lepiej jest rozszerzyć zakres stosowania powszechnie przyjętego już wyrazu „wskaźnik“, który „coś wskazuje“, i „coś“ mówi o danym zbiorze a co — to właśnie podaje drugi wyraz: „bezwładności“, „zbroczenia“ i „wytrzymałości“?

Nie mniej ważną sprawą, jak ustalenie nazw różnych wielkości jest również uporządkowanie ich oznaczeń literowych: zachodzą bowiem tu wciąż jeszcze rozbieżności, których bez trudności możemy uniknąć, ułatwiając tym samym pracę zarówno uczącym się i uczącym, jak też pracującym — naukowo i zawodowo. W Tablicy I zestawiam częściej stosowane oznaczenia, wraz z nazwami dotychczasowymi, rzuconymi przez *prof. Burzyńskiego* i wyżej przedłożonymi zmianami nazw dotychczasowych, ujętymi jednak w sposób bardziej ostrożny, — ewolucyjny.

Oczywiście, iż powyższe nazwy, dotychczasowe i zmienione, mogą być w wielu szczególnych przypadkach uproszczone przez pominięcie określeń w danych warunkach niekoniecznych, albo też uzupełniane przez określenia dodatkowe. Można więc mówić o wskaźniku skrećania lub wskaźniku zginania; podobnie można mówić o momencie skrećającym, zginającym i zastępczym, o momencie utwierdzenia lub podporowym (prostującym), oraz o momencie przewracającym, obrotowym, oporowym oraz biernym i czynnym. Rozumiemy, iż wszystkie te momenty są momentami w rozumieniu, jakie nadaje im Autor. I dlatego wyrazy „pary sił“ ujęliśmy w zestawieniu w nawiasy, możemy je pomijać, ilekroć nie zachodzi konieczność podkreślenia, iż chodzi tu właśnie o układ, sprawdzający się do pary wektorów. Podobnie w nawiasy ujęliśmy wyrazy „wektora“ i „wektorów“ w przypadkach, którym odpowiadają „miejsceownik“ i „wspólnik“ wg przedłożeń Autora.

Streszczając się, sądzę, iż zmiany nazw, rzuconych przez *prof. Burzyńskiego*, nie dałoby się zbyt łatwo wprowadzić i że spowodowałyby to duże zamieszanie. W podobnych przypadkach łatwo wyczuwamy brak obecnego stanu rzeczy i przeważnie udaje się nam osiągnąć to, iż nowe przedłożenia są od nich wolne. Należałoby się jednak przede wszystkim upewnić, czy nie wniosła one nowych trudności.

Dodatnią stroną nowych przedłożeń Autora jest to, iż niezwykle wnikliwie i w sposób istotny różniczkują pojęcia, przywiązane do nowych nazw oraz ich polskość; nie bez znaczenia jest też ich krótkość i, do pewnego stopnia, ich wymowa. Ujemną ich stroną jest ich „nowość“, zwłaszcza iż, podane w tak dużej ilości, czynią rewolucyjny przewrót w słownictwie dotychczasowym. Poza tym, odrywają się całkowicie od nazw stosowanych w innych językach. Nasuwa się więc myśl, czy przedłożenie tak zasadniczych zmian nie powinnyby najpierw przejść przez krzyżową próbę krytyki szerzej pojętej kół naukowo-technicznych w skali międzynarodowej. Sądzę, że byłoby to zapewne możliwe. Wszak niezadługo ma się odbyć międzynarodowy zjazd Mechaniki Technicznej.

Jednak pragnienie Autora zebrania opinii najpierw w naszym własnym gronie jest najzupełniej słuszne. Wypowiadając ją, musimy mieć na względzie, czy podobne zmiany miałyby widoki, by znaleźć szerszy oddźwięk? Czy uczeni w innych krajach również dotkliwie odczuwają niedogodność zbyt powszechnego stosowania wyrazu „Moment“? Zauważmy mimochodem, iż jest on jednym z naj-

bardziej międzynarodowych wyrazów posiada on tą samą pisownię w językach francuskim, angielskim, niemieckim, polskim i innych słowiańskich, a z dodatkiem litery „o“ w szeregu dalszych języków romańskich; i to wszędzie stosowany jest w tak właśnie różnorodnym znaczeniu. Przypuszczam, iż zmiana tych rzeczy nie byłaby łatwa. Czy w tych warunkach byłoby celowe odrywanie się od tej swoistej wspólnoty międzynarodowej? Skłonny byłbym raczej w to wątpić.

Tym nie mniej uważam, iż podjęcie przez *prof. Burzyńskiego* wymiany myśli na ten temat jest godne najwyższego uznania. Dalej pójdę. Uważam, że jego praca, może szerzej rozwinięta, powinna dostać się do rąk każdego wykładowcy mechaniki ogólnej i technicznej, oraz przedmiotów pokrewnych i to na wszelkich szczeblach nauczania, oraz wszelkich autorów, piszących podręczniki lub artykuły na te i na zbliżone tematy. Można pozwolić sobie jedną nazwą, stosując ją do dwóch różnych pojęć, jeżeli jesteśmy w pełni świadomi zachodzących między nimi różnic, gdy więc nie może być to źródłem nieporozumień. Do tego zaś konieczne jest, by wszędzie, a zwłaszcza w chwili nauczania podstaw mechaniki, na rzeczy też zwracano największą uwagę. Sądzę, iż, po zebraniu wszystkich opinii, będzie odpowiednia chwila do wyzerpującego opracowania tego tematu i rzućenia go w świat w takiej formie, by mógł on dotrzeć „pod strzechy“, jeżeli wolno użyć w przenośni słów wieszacza.

Warszawa, dn. 15 III.48.

Prof. dr inż. W. Moszyński

Prof. Wł. Burzyński w artykule pt. „Moment“ poruszył zagadnienie wielkiej wagi. Ponieważ rozważania Autora sięgają do podstaw wykształcenia każdego inżyniera i zawierają propozycje daleko idących zmian, trudno więc byłoby mi powstrzymać się od zabrania głosu w tej sprawie.

Powinniśmy być głęboko wdzięczni *Prof. W. Burzyńskiemu* za to, że przedstawił oczom naszym zbiór pojęć objętych dotychczas wspólnym mianem „momentów“ jako zbiór niejednorodny, w którym wyróżnić możnaby przede wszystkim pojęcia takie, jak moment pary sił, moment gnący, moment skrećający, oznaczające pewne działanie i z drugiej strony szereg pojęć z momentem, tak go nazywa *Prof. Burzyński*, skalarowym masy i momentem bezwładności na czele, które są nierozdzielnie połączone z rozważanym ciałem i charakteryzują rozmieszczenie masy w przestrzeni.

Oprócz zasadniczych rozważań artykuł *Prof. Burzyńskiego* zawiera również cały szereg propozycji dotyczących zmian stosowanych dotychczas nazw. Ponieważ z jednej strony, jak to wynika z artykułu, zastąpienie w pewnych przypadkach słowa „moment“ przez inne bardziej zrozumiałe i lepiej oddające istotę sprawy jest we wszech miar pożądanym, a ponieważ z drugiej strony Autor niedwuznacznie daje do zrozumienia, że zaproponowane przez siebie nazwy nie uważa za ostateczne, ośmielam się i ja ze swej strony poczynić pewne sugestie.

Przede wszystkim uważam za bardzo szczęśliwe zaproponowane przez autora nazwy: „nośnik zginania“ i „nośnik skrećania“. Najwyższy już czas, aby zastąpiły one okropne „momenty oporu“ i dziwaczne „wskaźniki oporu“. Natomiast trudno mi się zgodzić z zaproponowaną przez Autora nazwą „kształtnik“ zamiast „moment bezwładności“.

Moment bezwładności, jak to podaje zresztą sam Autor, charakteryzuje nam rozmieszczenie masy w prze-

strzeni, co nie zawsze pokrywa się z rozmieszczeniem kształtu. Przypuścimy bowiem, że położono przed nami dwa identycznych wymiarów sześciany, których gęstości są różne. Wypadnie nam wówczas stwierdzić, że jakkolwiek kształt ich jest jednakowy, to jednak ich „kształtniki“ są różne. Byłoby to, że użyję własnych słów Autora, „straszne ale prawdziwe“.

Dlatego też zaproponowałbym zamiast „momentu bezwładności“ i „kształtnika“ termin „bezwładnik“ („inercja“), utworzony w ten sam sposób od słowa bezwładność jak „biernik“ od „bierność“. Można by wówczas mówić także o „bezwładniku osiowym“ lub też „bezwładniku bieżunowym“.

Zaryzykowałbym również nieśmiało propozycję, aby „moment zbieżności“ nazwać konsekwentnie, jakkolwiek „bocznik“ zupełnie mi odpowiada, „bezwładnikiem dwuosiowym“. Idąc w tym samym kierunku pozostawiłbym bez zmiany termin „główne osie bezwładności“ zamiast proponowanych przez Autora „głównych osi ukształtowania“.

Tyle o momentach drugiego rzędu.

Również nie mogę zgodzić się z propozycją Autora, ażeby dotychczasowy „moment skalarowy masy“ zastąpić przez „średnik“. Ta ostatnia nazwa sugeruje nam, że mamy tu do czynienia z pewnego rodzaju wartością średnią, czym przecież ów moment nie jest. Taką wartością średnią jest natomiast ramię tego momentu, oznaczone w artykule przez z .

Niestety, nie umiałbym w tym przypadku zaproponować czegoś o wiele lepszego.

Wreszcie sprawa najdelikatniejsza.

Prof. Burzyński w artykule swym interpretuje moment wektora względem punktu jako pewnego rodzaju drogowskaz, pozwalający nam razem z samym wektorem na określenie położenia tego ostatniego.

Tego rodzaju interpretacja, jakkolwiek nie umiem jej z punktu widzenia formalnego nic zarzucić, godzi jednak w to, co dotychczas zwykliśmy wyrażać przez moment, a co możnaby dość męliście określić jako pewnego rodzaju natężenie obrotu.

W każdym razie zasadnicza różnica polega na tym, że *Prof. Burzyński* w momencie widzi narzędzie do porównywania położenia, a ja skłonny byłbym dopatrywać się narzędzia do porównywania obrotów. Z artykułu wynika dość jasno, że drugie z tych zagadnień daje się sprowadzić do pierwszego, tym niemniej jednak nie wydaje mi się, ażeby zagadnienia pierwszego nie dało się rozwiązać prościej, podając choćby najmniejszy z promieni r obok samego wektora m .

Jak zaznaczyłem, sprawa jest dość delikatnej natury i nie ryzykowałbym jakichś ostatecznych sądów. Prosiłbym też *Prof. Burzyńskiego* o to, aby zechciał sprawę tę nasświetlić ze swego punktu widzenia, biorąc jednakże pod uwagę i to, że jakkolwiek pozornie w swych rozważaniach ominął słowo obrót, to jednakże będzie zmuszony go użyć wówczas, gdy przejdzie do określenia kierunku wektora momentu, ściślej jego zwrotu.

Na zakończenie tych paru uwag chciałbym jeszcze dodać, że nie jestem pewien, czy uda nam się rozstrzygnąć poruszony w artykule *Prof. Burzyńskiego* problem tylko na polskim terenie i czy nie należałoby go potraktować szerzej.

Warszawa, 16 III.1948.

Inż. Wojciech Urbanowski.

materiał do podjęcia wszczętej już przez Autora artykułu dyskusji i do ostatecznego zlikwidowania rażącej niewłaściwości.

Zagadnienie to posiada jednak nie tylko techniczne, lecz ogólniejsze znaczenie, podkreślam przy tym, że nie jest ono wyłącznie polskim zagadnieniem, lecz dotyczy również innych krajów, chyba nawet wszystkich uprawiających nauki matematyczno-przyrodnicze. Toteż byłoby wielce pożądane, aby rozwiązanie tego zagadnienia, o charakterze międzynarodowym, nastąpiło na polskim gruncie.

Wnikliwa ta praca nie pozbawiona jest momentu humoru, tak właściwego Szanownemu Autorowi.

I znowu egzemplarz „momentu“, którymby można było, a może nawet należało uzupełnić kolekcję „momentów“, przedstawioną w artykule, ten moment bowiem jest różny od przytoczonych; nie jest to ani moment skalarowy (dlaczego nie — statyczny), ani moment bezwładności, ani zbieżności, ani oporu; moment ten nie jest „związany“ ani z punktem, ani z prostą, ani z przestrzenią w ogóle, ani też z czasem, i w ogólności moment ten nie jest „związany“ z żadnym elementem czasowo — przestrzennego continuum.

Dalej, obok tego momentu istnieje również jego synonim w postaci momentu dowcipu, który przecież nie jest równoznaczny z momentem humoru.

Maluczko, a moglibyśmy się obyć bez innych wyrazów, operując samymi tylko momentami z zastrzeżeniem, że w każdym przypadku wyrazowi „moment“ przypisywalibyśmy różne znaczenia.

Pragnę podkreślić, że przywiązuję dużą wagę do zlikwidowania uprawianej niewłaściwości na gruncie nadużywania terminu „moment“ i że z uznaniem odnoszę się do podjęcia trudu przez Autora artykułu nad przygotowaniem materiału do dyskusji.

Jeżeli chodzi o nadanie polskich nazw poszczególnym momentom, to propozycje Sz. Autora są cennym zapoczątkowaniem pracy w tym kierunku; oczywiście, że można każdą z proponowanych nazw zastąpić inną, również polską, mniej lub więcej trafną, jeżeli w dyskusji okaże się tego potrzeba.

Uważam jednak za konieczne wyraźne zaznaczenie, że przy należytych załatwieniu zagadnienia trzeba rozpatrzyć dwa odrębne jego aspekty.

Pierwszy, ale mniej ważny, to właśnie polskie nazwy dla różnych „momentów“ posiadających rozmaite znaczenie. Pod tym względem sprawa „momentów“ może być szybko i dobrze rozwiązana, a to dzięki podaniu przez Autora artykułu konkretnych propozycji przyjęcia nowych nazw czysto polskich, różnych dla rozmaitych „momentów“.

Drugi aspekt, moim zdaniem — główny, dotyczy międzynarodowej ważności zagadnienia. Z pewnością, że nie znajdziemy dziś ani jednego przeciwnika takich pięknych terminów polskich jak różniczka i całka. Ale obok polskich nazw różniczki i całki istnieją międzynarodowe nazwy dyferencjał i integral.

Krzywdą by się działo rozpowszechnieniu nauki, jeżeliby istniały tylko „narodowe“ terminy naukowe; ogromnie utrudniałoby to korzystanie z obcej literatury każdemu, kto zna odnośny obcy język tylko w ramach życia potocznego w stopniu pozwalającym mu zaledwie na korzystanie ze słowa drukowanego.

W przyszłości zajmijmy w rodzaju przodujących w Nauce narodów miejsce równorzędne z innymi, wtedy

to nasze prace będą czytane po polsku. Wówczas w polskich pracach o fundamentalnym znaczeniu pisanych nie tylko dla Polaków ale i dla cudzoziemców obok „różniczka“ podawać będziemy „dyferencjał“, a obok „całki“ „integral“. Stanowisko jakie zajmiemy w świecie Nauki, każe się uczyć Francuzom i Anglikom języka polskiego, tak jak my się uczyliśmy ich języka, ale terminy polskie stworzone z racji kultywowania polszczyzny przez Polaków, przyjęte może w drodze głosowania będą dostępne poza Polakami tylko dla nielicznych cudzoziemców np. tych, którzy studiowali w naszych uczelniach.

Nie przedstawia to dla mnie żadnej wątpliwości, że równoległe z ustalaniem polskich nazw dla różnych „momentów“ należy, i to jest najważniejsze, podjąć prace nad ustaleniem odpowiednich nazw międzynarodowych. Sądzę, że odnośne nazwy powinny być pochodzenia antycznego. Pożądane byłoby dla polskiej Nauki, aby propozycje odnośnych nazw „międzynarodowych“ wyszły z Polski. Do głosu powinni tu przyjść głównie humaniści przy współpracy doradczej matematyka, fizyka i inżyniera.

Ostateczne przyjęcie omawianych nazw, jako „terminów międzynarodowych“ zaproponowanych w Polsce mogłoby oczywiście nastąpić tylko na gruncie międzynarodowym. Odpowiednią międzynarodową organizacją naukową istnieje, wśród jej członków znajduje się przedstawiciel Polskiej Nauki — *Prof. M. T. Huber*, znawca zagadnienia terminologii, żywo interesujący się również i tą stroną uprawianych przezeń problemów naukowo-technicznych. Organizacją tą jest: Międzynarodowa Unia Mechaniki Stosowanej.

Warszawa, dn. 21.III.1948.

Prof. dr Z. Kłębowski

Zainteresowany zagadnieniami poruszonymi w artykule pt. „Moment“ i zachęcony przez *Prof. dr inż. Z. Kłębowskiego*, w którego Katedrze mam zaszczyt być asystentem, pozwolę sobie przesłać kilka własnych uwag.

Sprawa rewizji pojęć przypisywanych wyrazowi moment była już dawno potrzebna i w artykule *Prof. W. Burzyńskiego* zyskała właściwe naświetlenie, którego doniosłość można rozpatrywać z dwóch punktów widzenia:

- właściwego rozdziału pojęć noszących wspólną nazwę.
- wprowadzenia słusznych i logicznych nazw polskich.

Odnośnie punktu a) można powiedzieć, że zagadnienie zostało w zupełności wyjaśnione. Uwypuklenie różnicy między pojęciami odnoszącymi się do cech geometrycznych oraz innymi, których istotę stanowią pewne własności fizyczne (działania), pokazało niekonsekwencję stosowania nazwy moment w wypadkach odbiegających od właściwego pojęcia momentu jako podstawowej wielkości fizycznej, mianowicie momentu pary sił.

To rozróżnienie winno zachodzić już w samych nazwach, które powinny być z jednej strony najbardziej związane z duchem języka polskiego, z drugiej zaś nosić w sobie podstawowy charakter danego pojęcia. Tym wymaganiom czynią zadość propozycje przedstawione przez *Prof. W. Burzyńskiego*.

Nazwa „kształtnik“ dla $I_z = \int_V z^2 dm$ jest słuszniejsza, niż poprzednia „moment bezwładności“, gdyż wyrażenie I_z zależy przede wszystkim od kształtu ciała, zwłaszcza dla ciał jednorodnych, co praktycznie najczęściej zachodzi.

Podobnie uzasadnioną jest nazwa „bocznik“ zamiast „moment dewiacji“.

Szczególnie trafną jest nazwa „nośnik“ w miejsce dotychczasowego wskaźnika oporu.

Propozycja „średnik“ zamiast momentu masy względem płaszczyzny również wyraża podstawowy charakter tego pojęcia. Ze względu jednak na stosowanie takiego samego określenia w interpunkcji może dobrze byłoby zmienić końcówkę. Nazwa „średnia“ w znaczeniu rzeczowym miałyby te same zalety, a usunęłyby dwuznaczność.

Nazwa „wspólnik“ nie odpowiada mi w tym stopniu jak poprzednie, ze względów językowych, jednakże ze swej strony nie umiałbym zaproponować nic lepszego.

W dyskusji na ten temat, w której brałem udział, *Prof. Z. Kłębowski* zwrócił uwagę na szersze niż ogólnopolskie znaczenie omawianego zagadnienia. Z opinią, że zagadnienie to winno być poruszone przez polskich uczonych również na gruncie międzynarodowym, solidaryzuję się w zupełności.

Kraków, dn. 31.III.1948.

Wl. Jarominek.

ODPOWIEDZ

PROF. DR. INŻ. WŁODZIMIERZA BURZYŃSKIEGO.

Każda nowa gałąź nauki przedstawia się wielu jako umieszczony na końcu książki skorowidz mian; po prostu alfabetycznie uporządkowany zbiór nazw. Termin pochodzenia obcego — np. „tensor“ — wogóle niczego przeglądającemu nie mówi. Niekiedy wydaje się mu tylko, że coś pojął z tej obcej terminologii gdy np. skojarzy niewłaściwie „moment“ z chwilą. Nie lepiej jest z mianami „własnymi“. Piękny termin „kręt“, wprowadzony do nauki przez *Prof. Hubera* brzmi rdzennie polsko; laik jednak nie ma cienia pojęcia, co to słowo oznacza. Gdy zaś sądzi, że doskonale rozumie co nazywamy w kinematyce drogą, to znów się myli, albowiem myśli potocznie o rzeczywiście przebytej przez piechura długości, gdy my tymczasem chcemy tą łukową współrzędną ustalić położenie punktu w pewnej chwili. Różnica wyjdzie na jaw, gdy się okaże, że początek kilometrażu zadysponowaliśmy gdzie indziej aniżeli start piechura. Jeszcze wyraźniej to wystąpi, gdy bieżnia będzie krzywą zamkniętą, a wyścig obejmie kilkanaście okrążeń z ułamkiem.

Temu stanowi rzeczy winni jesteśmy sami. Jako Polak wolę miano polskie, aniżeli obce; jako uczący mechaniki wolę nazwy tego typu co „kręt“, aniżeli tego co „droga“. Inaczej mówiąc wolę termin ściśle naukowy, aniżeli ten, który dopuszcza interpretację potoczną. Winni jesteśmy, bo wprowadzamy nomenklaturę niewłaściwą — i sami często wprowadzamy fałszywą interpretację terminu.

Nauczających podzielić można na dwie kategorie. Jedni uważają, że każde pojęcie musi być zdefiniowane tekstem praktycznym, żywym. Drudzy — zaliczam się do nich — doradzają jednoznaczny tekst matematyczny. Tak np. w olbrzymiej liczbie podręczników z zakresu fizyki czytamy, że praca jest pokonywaniem oporu wzdłuż pewnej drogi. Wiele osób powtarza tę nieomal spersonifikowaną definicję i ze zdziwieniem dowiadyuje się, że — gdy ciało swobodnie spada w próżni — można obliczyć pracę jego ciężaru na danym przesunięciu. Zrozpaczony słuchacz szuka tego pokonywanego oporu i dochodzi wreszcie do swobodnego przekonania, że to jest taka praca, w której nic się nie robi. A przecież istnieje rozsądne wyjście z sytuacji. Należy wyjaśnić, że potrzeby praktyczne i ekonomia stosowania nauki zniewalają do zrucenia jej aksjomatów na

warsztat matematyczny, że z tej obróbki w niczym nie przecząc prawem podstawowym otrzymujemy nowe ich oblicza — twierdzenia, wyrażone formułami, więc zgrupowaniami liter, którym, celem szybkiego porozumienia się, przyporządkowujemy celowe nazwy. Oczywiście — właściwe, obszernie dalsze wyjaśnienia są tu też konieczne. Nie wystarczy przeto powiedzieć, że pracą nazywamy pewien iloczyn i że przydzielamy jej pewien wymiar. Trzeba będzie dodać, że jest to mnożenie skalarowe, więc inne niż wektorowe, że przeto praca jest skalarą nie wektorem, że analogie wobec tego do momentu siły, który jest też iloczynem i ma tę dymenzję są niedopuszczalne — i wiele innych szczegółów trzeba będzie tu jeszcze naświetlić.

Przyznać jednak trzeba, że istnieją również terminy naukowe, zaczerpnięte z języka potocznego, które ani tu ani tam nie budzą żadnych wątpliwości. Jest nim np. słowo „bezwładność“. Czy to w życiu codziennym, czy w nauce mechaniki pojmujemy pod bezwładnością opór przygotowany, zamagazynowany, potencjonalny. Tu i tam rozumiemy, że charakteryzuje go nie tylko sam obiekt, lecz również wymuszony czy też oczekiwany czyn. W mechanice układów sztywnych mówi się tu wyraźniej na początku o masie i o przyspieszeniu, w dalszym toku z konieczności musi się rzecz rozwinąć i wprowadzić pojęcie roznieśczenia masy, a przyspieszeniu nadać także i inne znaczenie. W każdym razie pewne jest, że z powyższym pojęciem związane są dwa czynniki.

I to jest przyczyną, dla której z geometrii mas należy słowo „bezwładność“ bezwarunkowo usunąć. W notatce mojej tak się zafrasowałem nadużyciami, że za mało zwróciłem uwagę Czytelników na rozmaite słowne dodatki towarzyszące momentowi. Przyznając się do tej winy wyjaśniam: mówiło się swego czasu „masa bezwładna“; mówi się dzisiaj „masa“, bo wielkość ta może pojawiać się w obliczeniach niekoniecznie jako czynnik bezwładności. Mówi się do dziś „moment bezwładności“; ta sama logika nakazuje i tu odrzucić dodatek bezwładności. Pytam: dlaczego nie mówi się „moment kinetyczny“ albo „moment krętny“? Przypomina się tu znana instrukcja o chlebaku na granaty. Odnośny wykład mechaniki miałby brzmieć tak: Moment bezwładności — jak sama nazwa wskazuje służy do obliczenia energii kinetycznej ruchu obrotowego, do wyznaczenia krętu, do określenia sztywności zginania, do szacowania naporu w cieczech ciężkich itp. Sens tego dowcipu jest przyczyną, dla której nie chcę w czynniku ryczałkowego ukształtowania czy rozmieszczenia widzieć terminu bezwładność w żadnej postaci. Więc ani „moment bezwładności“, ani „wskaźnik bezwładności“, ani sam „bezwładnik“.

Zresztą przedyskutujemy rzecz jeszcze od strony najbliższego krewniaka omawianej wielkości, zatem od strony „momentu zboczenia“. Jest to również moment drugiego rzędu; i on przeto mógłby pretendować do owej bezwładności, a więc do jakiejś nazwy mechanicznej. Tymczasem tak nie jest. Słowo „zboczenie“ kryje w sobie sens geometryczny. Po prostu układ materialny jest tak usytuowany, że pewne jego naturalne przekroje odstają, zbaczają od płaszczyzn układu odniesienia. Zboczenie to ma również swój wpływ ilościowy przy szacowaniu bezwładności, ale dopiero wtedy gdy prócz niego wprowadzimy w rachunek czynnik kinematyczny. Skoro tedy ustalamy terminologię geometryczną dla jednego członka rodziny, dlaczego drugiemu w tym samym wieku, z tej samej rodziny dajemy niestosowany przydomek mechaniczny; czy dlatego, że — conajwyżej różnią się płcią?

Jeśli niewłaściwy dodatek „bezwładności“ skreślimy, a koniecznie musimy to zrobić, to pozostanie nam same słowo „moment“. Przypuśćmy, że je pozostawimy, to trzeba będzie poszukać jakiegoś celowego uzupełnienia, które mogłoby uzyskać obywatelstwo w geometrii mas. Słowo to musi pochodzić od rozmieszczenia, rozłożenia, rozrzućcenia, ukształtowania itp. Uprzywilejowałem ukształtowanie. Można dobrać inne określenie; proszę je zaproponować. Prawdopodobnie najlepiej będzie udać się do polonisty. Trzeba go będzie jednak poinformować o co chodzi, a pod tym względem trzeba oczywiście mieć zgodne opinie. Sądzę, że „kształt“ wygra kampanię.

Wyjaśniam dodatkowo: jeśli zupełny opis przedmiotu badania wymaga podania kilku jego cech, to porównanie obiektów polega na tym, że ustalamy wszystkie jego cechy za wyjątkiem jednej; zmienianie tej jednej jest właśnie porównywaniem badanych przedmiotów. Układ sztywny — jak to wyraźnie przedstawiłem — charakteryzuje jego masa, jej położenie i jej ukształtowanie. Tak np. „kształtnik“ jednorodnego sześciścianu względem jego osi jest równy szóstej części iloczynu z masy sześciścianu i kwadratu jego krawędzi. Ten rezultat jest ważny dla każdego sześciścianu. Gdy jednakże tę samą masę, dookoła tej samej osi ukształtujemy w jednorodną kulę, to „kształtnik“ się zmieni, będzie on równy dziesiątej części iloczynu masy kuli i kwadratu średnicy kuli — i tak będzie znów dla każdej kuli. Nie ma przeto nic interesującego ani strasznego w tym, że „kształtnik“ ilościowo się zmienia, gdy zmieniamy masę lub krawędź sześciścianu czy też obie wielkości naraz. Natomiast fakt, iż zmienia się on ilościowo przy innym uformowaniu tej samej masy może mu zapewnić nazwę właśnie „kształtnika“.

Podobnie fakt, iż rola tego pojęcia zatraca się wraz z oddaleniem ciała od układu odniesienia wzmacnia, tylko pozycje użytego terminu. Gdy przedmiot — czasem podmiot — gubi się nam z oczu, przestaje nas z reguły interesować jego kształt. Myślimy wtedy raczej o jego oddaleniu — marzymy. Wszyscy wiedzą, że złote punkciaki na niebie są w istocie olbrzymimi globami; nie budzą jednak zastrzeżeń pewne postępowania mechaniki, w których owe globy traktujemy jako punkty materialne.

Właściwie nie zbyt wiele dotychczas odpowiedziałem na zgłoszone do Redakcji „Przeglądu Mechanicznego“ interpelacje. Załatwiłem generalnie sprawę „bezwładności“ i usiłowałem obronić pozycję „kształtności“. Nie wiele bowiem mam w istocie do dodania.

Stale, czy to moim kolegą, czy pracownikiem, naukowcem, czy studentom powtarzam, że z wielu tajemnic, nie tylko pracy naukowej, ale również uczenia się, jedna zasługuje na szczególną uwagę: należy umieć postawić pytanie. Należyte sformułowanie pytania nie tylko pozwala zapytanemu udzielić właściwej odpowiedzi; bardzo często prowadzi ono wprost formułującego do ustalenia własnej trafnej odpowiedzi. Od lat mam do czynienia z studującą młodzieżą. Stwierdziłem, że w wielu kwestiach słuchacze nie potrafili postawić pytania, przy czym winę tego stanu rzeczy ponosił stosowana w nauczaniu tradycyjna terminologia. Na apel Polskiej Encyklopedii Mechaniki poruszyłem tedy sprawę „momentu“ i cieszę się, że niektórzy Czytelnicy „Przeglądu Mechanicznego“ zainteresowali się zagadnieniem. Składam im za to moje serdeczne podziękowanie.

Streszczam się: zgrupowałem „momenty“ w swojej notatce w trzy zbory — „moment skalara“, „moment wektora“ i krótko „moment“. Jeśli rzecz potraktujemy

rewolucyjnie, postąpimy jak proponowałem; wyrugujemy „moment“ przynajmniej z dwóch podanych grup. Nazwy oddane przezemnie do dyspozycji są zapewne trafne. Wątpliwości może budzić istotnie „średnik“; nie jest on bowiem sam średnią, lecz służy tylko do obliczenia pewnego średniego położenia. Jest więc nie tyle „średnikiem“, oś „pośrednikiem“ w szacowaniu tego położenia. Nie chcąc go nazwać—może kto spróbuje „położnikiem“, a nie umiając wymyślić niczego lepszego, zaproponowałem „średnik“. Z pewnością obca nazwa „mediator“ lepiej sens rze- czy oddaje. Z wskaźnikiem wytrzymałości; czy oporu co- raz trudniej przychodzi mi się pogodzić. Rozumiem dobrze zdanie treści następującej: „mianownik formuły na na- prężenie włókien skrajnych zginanego pręta jest (miarą, mierzniakiem) wskaźnikiem wytrzymałości jego przekroju“; nazywać go będziemy krótko „nośnikiem zginania“. Na- tomiaś za niewłaściwy uważam tekst: „Wskaźnikiem wy- trzymałości przy zginaniu pręta jest jego wskaźnik wy- trzymałości“. W tym dyskutowanym wypadku pozostanie moment w trzeciej grupie; przynależać tam będzie też mo- ment zginający tudzież skręcający. Inne wielkości typu pracy wektorów otrzymają w tej grupie nazwy odmiennie jak np. „kręt“.

Gdy zechcemy rzecz załatwić ewolucyjnie pozosta- wimy „moment“ w dwóch pierwszych zespołach. Prawie nic w tych grupach nie zmienia się; będą jedynie zawsze nalegać o odrzucenie z dodatków „bezwładności“. Wtedy jednak w trzeciej grupie musi się w miejsce momentu wprowadzić nową nazwę. Fizyczne działanie względnie

odmienna jakość musi być bezwarunkowo wyraźne za- akcentowana odmiennym terminem. Nieporozumienia istniejące muszą być w jakiś sposób usunięte. Nie wolno identyfikować zwrotu np. tej uogólnionej współrzędnej, ja- ką prowizorycznie nazwałem „miejscownikiem“ z poję- ciem obrotu. Jeśli moment pary sił nazwiemy np. „zwrot- nikiem“, to wprowadzimy jednocześnie też „zwrotnik zgi- nający“ oraz „skręcający“. Wektory tego charakteru, lecz o innej dymenzji nazywać będziemy w dalszym ciągu „krętem“ itp. Uporządkujemy w ten sposób rzecz bez reszty.

Generalnie poruszoną została sprawa międzynarodowe- go załatwienia tematu. Z wszelką pewnością również i w językach obcych istnieje w tym względzie zamieszanie. Można i tam zaproponować uporządkowanie nazw. Wpierw jednak wskazane jest by właściwe placówki kra- jowe zainteresowały się sprawą. Mam na myśli Akademię Umiejętności, Polską Akademię Nauk Technicznych, Pol- ski Komitet Normalizacyjny i inne pokrewne instytucje.

Na razie posiłkować się należy nazwami tradycyjnymi. Wprowadzanie zmian, które nie zostały powszechnie uznane i zatwierdzone wprowadziłoby chaos jeszcze więk- szy. Rzeczywiście bowiem chwilowo najważniejsze jest, by nauczający zdawali sobie sprawę z zachodzących róż- nic między tak samo nazywanymi a odmiennymi pojęcia- mi i zwracali na to baczną uwagę swych audytorów.

Prof. dr Włodzimierz Burzyński

Głwice, dn. 25.IV.1948.

Uwagi o artykule prof. K. Wesołowskiego „Ulepszenia cieplne jednostopniowe“

Czytając artykuł prof. inż. Kornela Wesołowskiego w N-rze 10—11/46 „Mechanika“ przypomniałem sobie mo- je spostrzeżenia na ten temat sprzed wojny. Ponieważ myśli te nie zostały poruszone w artykule, sądzę, że spra- wa jest nadal aktualna.

Na str. 410 został podany rys. 6. Na nim widzimy krzywe kreskowane, charakteryzujące spadek temperatu- ry w przedmiotach o różnej grubości. Wszystkie te krzy- we zaczynają się od punktu 800 C. Czy to słuszne?

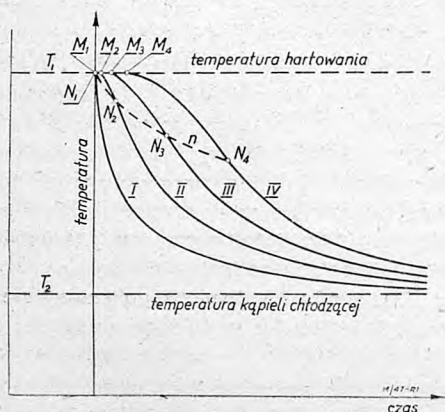
Aby odpowiedzieć na to pytanie oraz w związku z omawianym w toku artykułu wpływem grubości przed- miotu i temperatury hartowania na strukturę wnętrza

należy omówić rozkład temperatur wewnątrz przedmiotu przy chłodzeniu. Jeżeli przedmiot rozgrzany do wyższej temperatury włożymy do kąpielii chłodzącej, otrzymamy następujący rozkład temperatur (patrz rys. 1).

Krzywa I odpowiada zewnętrznej warstwie przedmiotu, krzywa II i III dalej położonym warstwom. Krzywa IV charakteryzuje spadek temperatury wnętrza. Jaki przebieg ma każda z krzywych? Warstwa zewnętrzna zaczyna ochładzać się od pierwszego momentu zetknięcia się z cieczą. Jeżeli jednak temperatura jej nieco opa- dzie, sąsiednia warstwa wewnętrzna, jeszcze nie ochłodzo- na, zaczyna ją podgrzewać, przez co zmniejsza tempo opadania temperatury warstwy zewnętrznej. Im tempera- tura warstwy zewnętrznej jest niższa, tym w silniej- szym stopniu wewnątrz przeciwstawia się jej ostygnięciu, tym opadanie temperatury zewnętrznej warstwy jest po- wolniejsze. Jednocześnie zmniejsza się różnica między temperaturą przedmiotu a temperaturą płynu chłodzące- go, co jeszcze bardziej osłabia tempo opadania tempera- tury warstwy zewnętrznej.

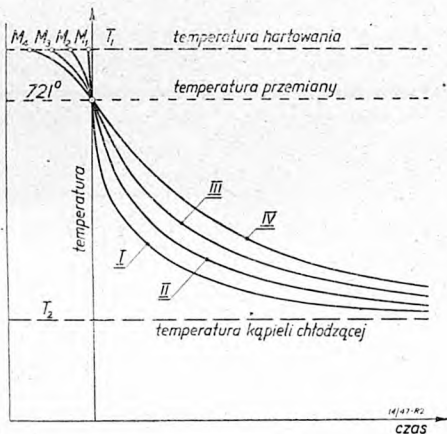
Z powyższego rozumowania wynika, że krzywa I charakteryzująca spadek temperatury warstwy zewnętrz- nej rozpoczyna się prawie stycznie do osi rzędnych, a na- stępnie odchyła się w prawo. W miarę opadania tempera- tury krzywa odchyła się coraz bardziej, aż w końcu zbliża się stycznie do linii poziomej, położonej na wyso- kości temperatury kąpielii chłodzącej T_2 .

Krzywa IV ma charakter odmienny. W pierwszym momencie opadanie temperatury ścianki nie oddziaływa



Rys. 1.

w najmniejszym stopniu na wewnątrz. Dopiero po pewnej chwili po przez kolejne warstwy ten wpływ dochodzi do środka przedmiotu i od tego momentu (punkt M_1) zaczyna się ochładzanie. Z początku ochładzanie jest bardzo powolne, gdyż różnica temperatur między kolejnymi warstwami jest niewielka. W miarę jednak obniżania się temperatury warstwy zewnętrznej spadek między kolejnymi warstwami rośnie, rośnie więc również szybkość opadania temperatury wewnątrz. Krzywa IV opada coraz silniej. W pewnym momencie szybkość ta dochodzi do maksimum (punkt N_1) i w tym miejscu krzywa uzyskuje punkt przegięcia. Od tego momentu szybkość opadania temperatury wewnątrz maleje i krzywa stopniowo od-



Rys. 2.

chyła się w odwrotną stronę, zbliżając stycznie do linii poziomej na wysokości temperatury płynu chłodzącego T_2 .

Krzywe II i III mają przebieg pośredni. Mają one swoje punkty M i N. Punkty M leżą na linii poziomej na wysokości T_1 i w miarę zbliżania się od wewnątrz do warstwy zewnętrznej leżą coraz bliżej punktu początkowego. Punkty N leżą dla warstw coraz bliższych warstwie zewnętrznej, w coraz to wyższych temperaturach. Dla krzywej I punkty M i N zlewają się z punktem początkowym. Punkty N tworzą krzywą n. Krzywa ta okre-

śla nam miejsca, w których szybkość opadania temperatury dla każdej warstwy jest największa

A teraz przenieśmy ten wykres na wykres krzywych S.

Jeżeli temperatura T_1 jest zgodna z temperaturą przemiany (dla stali rozpatrywanej w artykule 721 C) możemy te krzywe przenieść bez mian. Ale z reguły hartujemy od temperatur wyższych. Czy i wtedy mamy to samo prawo? Oczywiście nie!

Czyż można np. liczyć czas dla warstwy wewnętrznej od momentu włożenia przedmiotu do kąpieli? Przecież przetrzymywanie materiału przez dowolnie długi czas w temperaturze wyższej od temperatury przemiany nie powoduje żadnych zmian strukturalnych. A warstwy wewnętrzne, a szczególnie samo wewnątrz znajdują się jeszcze stosunkowo dość długo ponad temperaturą przemiany. Co więc należy uczynić? Należy czas dla każdej warstwy liczyć dopiero od momentu, gdy ta warstwa przekroczy temperaturę przemiany.

Otrzymamy wtedy następujący obraz (Rys. 2). Punkty M dla wszystkich krzywych leżą po lewej stronie osi rzędnych. Punkt M_1 dla warstwy zewnętrznej leży najbliżej osi rzędnych, a punkt M_4 , dla wnętrza, najdalej. Krzywa n uzyskuje nieco inny kształt.

Jakie wnioski możemy wyciągnąć z tego wykresu?

Im temperatura przedmiotu hartowanego jest wyższa, tj. im różnica między temperaturą przedmiotu T_1 i temperaturą przemiany jest większa, wewnątrz przedmiotu przekracza temperaturę przemiany z wyższą szybkością, wobec czego szanse ominięcia niebezpiecznego zakresu na krzywej „S” są większe.

Warstwa zewnętrzna przekracza w tym wypadku temperaturę przemiany z coraz to mniejszą szybkością, nie ma to jednak wpływu na jej strukturę.

W powyższym rozumowaniu znajdziemy teoretyczne potwierdzenie znanego zjawiska, że dla dobra zahartowania wnętrza grubszych przedmiotów należy stosować wyższe temperatury hartowania. I nie jest tu ważne trzymanie próbkę w wyższych temperaturach, a ważne jest, aby wewnątrz było jak najgorętsze. Oczywiście nie należy stosować temperatury, w której pojawiłyby się ujemne skutki przegrzania.

Inż. T. Olpiński

Wyjaśnienia do artykułu „Ulepszenie cieplne jednostopniowe“

Przedstawione krzywe chłodzenia w wymienionym, wyżej artykule p. t. „Ulepszenie cieplne jednostopniowe“ wskazują, jak to zresztą zaznaczono, na znaczne uproszczenia. Jeśli chodzi o ścisłe ujęcie sprawy przebiegu krzywych chłodzenia, to jest to zagadnienie bardzo skomplikowane i dotychczas pomimo wielu prac niezupełnie jeszcze wyjaśnione.

W odniesieniu do rozumowania inż. Olpińskiego, trafiającego na ogół do przekonania, należy stwierdzić, że brak mu poparcia doświadczalnego, a pewnego rodzaju uogólnienie i hipotetyczne ujęcie sprawy nie posiada właściwego ciężaru przekonywującego.

Z dotychczasowych badań nad przebiegiem krzywych chłodzenia różnych stali wiadomo, że krzywe te są zależne od bardzo wielu czynników, przede wszystkim od samego materiału (jego składu, kształtu, czystości, masy itp. własności), a poza tym od warunków zewnętrznych, jak od temperatury i w bardzo dużej mierze od stosowanego środka chłodzącego. Co do tego ostatniego, to w omawianym artykule sprawa ta była z konieczności ujęta

w sposób dość pobieżny, jakkolwiek jest to zagadnienie bardzo szerokie i ważne.

Badania nad przebiegiem krzywych chłodzenia przeprowadzali w ostatnich latach m. in. J. Burnes i W. Brown (Time Quenching, Transaction of the A.S.M. 1940), którzy na ogół niewiele nowego wniesli do tej sprawy, jak również H. J. French wraz ze swoimi współpracownikami, którzy tylko częściowo przyczynili się do wyjaśnienia niektórych zjawisk zachodzących przy oziębianiu stali (Stahl u. Eisen 1942).

Engel Rose (Engel Untersuchungen über die Stahlhärtung. Ingenieurwissenschaften Skifer A. Nr 31, 1931), (Rose A. Das Abkühlungsvermögen von Stahlabschreckmitteln. Archiv f. Eisenhüttenw. 1940, 345 — 355) oraz Schallbroch (Das Abschreckvermögen verschiedener Härttemittel. T. Z. für Prakt. Metallbearb., 1942, 77 — 82), próbowali wyjaśnić problem chłodzenia przy pomocy różnych środków chłodzących. Wyżej wymienieni bezwzględnie odrzucili stal jako materiał doświadczalny, przy sporządzeniu krzywych chłodzenia, uzasadniając to tym, że

zachodzące w stalą przemiany zakłócają pomiary. Z tego powodu używali oni do pomiarów kul z żelaza Armco, miedzi, srebra oraz nichromu. Uzyskane krzywe chłodzenia nie doprowadziły jednak do zadowolających wyników, gdyż nawet między pomiarami wykonanymi w jednakowych warunkach były często znaczne niezgodności. Te niezgodności nie mogły być jednak przypisane trudnościom związanym z pomiarami temperatury, gdyż badania były przeprowadzone bardzo skrupulatnie i przy użyciu bardzo precyzyjnych aparatów.

H. Meingast (Probleme der Abschreckhärtung H. T. M. 1944) stwierdza, że np. ze wzrastającym przekrojem materiału ochładzanego zacierają się różnice w przebiegu krzywych przy stosowaniu różnych środków chłodzących.

Reasumując dotychczas znane badania z przytoczonych źródeł, jak i innych, stwierdzić należy, że przy dziśszym stanie metod doświadczalnych sporządzanie krzywych chłodzenia dla charakterystyki działania jakiegokolwiek środka chłodzącego przy stali nie doprowadziło dotąd do bezspornych i zadowolających wyników. Wobec tego dyskusja na temat takiego czy innego przebiegu krzywych chłodzenia przy braku poparcia eksperymentalnego nie ma celu.

Z tego właśnie względu były poczynione konieczne upraszczające założenia przy omawianiu przebiegu krzywych chłodzenia dla ulepszenia jednostopniowego i to tym bardziej, że taki czy inny ich przebieg nie miał tu decydującego i istotnego znaczenia.

Prof. inż. K. Wesolowski

KOMUNIKATY

Zapisy na Wyższe Uczelnie.

Podstawą przyjęcia na I rok studiów na wszystkich wydziałach jest egzamin wstępny.

Doboru kandydatów dokonuje komisja na podstawie oceny egzaminu wstępnego i kwalifikacji osobistych kandydata.

Egzamin wstępny obejmuje:

- egzamin pisemny — na temat związany z kierunkiem studiów,
- egzamin ustny — z nauki o Polsce współczesnej.

Ponadto na wydziałach, na których liczba miejsc jest ograniczona, rady wydziałowe mogą wprowadzić następujące egzaminy:

- na wydziałach technicznych, na sekcjach matematycznych i fizycznych wydziałów matematyczno-przyrodniczych, na wydziałach leśnych i na wydziałach i sekcjach architektury — pisemny z matematyki,
- na wydziałach i sekcjach architektury — z rysunku odręcznego,
- w Wyższej Szkole Handlu Morskiego — pisemny z języka nowożytnego.

Rady Wydziałów technicznych mogą nadto wprowadzić egzamin pisemny z fizyki, rady wydziałów lekarskich, farmaceutycznych, stomatologicznych, weterynaryjnych, rolniczych, leśnych i ogrodniczych — egzamin pisemny z chemii lub biologii. W myśl opracowanego obecnie regulaminu dla Komisji Egzaminacyjnych, w zasadzie każdy kandydat po odbyciu egzaminów pisemnych zostaje dopuszczony do egzaminu ustnego i staje przed Komisją, chyba że otrzyma stopnie niedostateczne z trzech egzaminów pisemnych.

Bez egzaminu wstępnego zostaną przyjęci:

- absolwenci wstępnego roku studiów, którzy złożyli egzamin końcowy z wynikiem pomyślnym i zostali zakwalifikowani na dany wydział,
- kandydaci do kompanii akademickich, zakwalifikowani przez Ministerstwo Obrony Narodowej.

W przypadku jeżeli liczba zgłoszeń przekroczy ustaloną ilość miejsc na danym wydziale (oddziale, studium), spośród kandydatów, którzy pomyślnie złożyli egzamin, mają pierwszeństwo przyjęcia:

A — Dzieci robotników, chłopów oraz inteligencji pracującej, szczególnie ze środowisk mających utrudniony dostęp do kultury oraz młodzież autochtoniczna Ziemi

Odzyskanych w łącznej liczbie, którą określi w drodze zarządzenia Minister Oświaty,

B — 1) kandydaci wykazujący się zaświadczeniem władz wojskowych, że jako żołnierze brali udział w wojnie 1939—45 r.,

2) kandydaci, którzy wykażą się co najmniej roczną pracą społeczną w organizacjach młodzieżowych, poświadczoną przez zarządy wojewódzkie odnośnych organizacji,

3) kandydaci, którzy wykażą się co najmniej roczną pracą zawodową związaną z obranym kierunkiem studiów, a więc:

- technicznych — praktyką w przemyśle w charakterze robotnika lub technika,
- lekarskich, stomatologicznych i farmaceutycznych, praktyką w służbie zdrowia z wyłączeniem pracy w charakterze pracownika administracyjnego,
- weterynaryjnych, rolniczych, leśnych i ogrodniczych — praktyką w zakresie weterynarii, rolnictwa, leśnictwa i ogrodnictwa,
- prawnych, ekonomicznych, administracyjnych, handlowych, spółdzielczych i społecznych — praktyką w sądach, urzędach i przedsiębiorstwach państwowych, samorządowych, spółdzielczych oraz w instytucjach społecznych.

4. Nauczyciele.

Podania o przyjęcie na pierwszy rok studiów winny być złożone we właściwym dziekanacie w terminie od 15 do 28 sierpnia 1948 r. włącznie.

Egzaminy wstępne odbywają się w terminie od 3 do 20 września 1948 r.

Studium wstępne.

1. Podstawy przyjmowania kandydatów do Studium Wstępnego.

Studium Wstępne ma za zadanie umożliwienie studiów wyższych kandydatom, którzy:

- nie posiadają wykształcenia, wymaganego do studiów wyższych,
- osiągnęli 21 lat, a nie przekroczyli 32 lat życia. W wypadkach niższego lub wyższego wieku — decyduje w sprawie przyjęcia Minister Oświaty.

3. mają za sobą co najmniej jeden rok pracy zawodowej w charakterze pracownika w zakładzie pracy publicznym lub prywatnym. Jako pracę uwzględnia się

również pracę na roli w gospodarstwie rodzinnym, stwierdzoną przez Związek Samopomocy Chłopskiej:

a ponadto

4. albo a) pochodzą ze środowisk o utrudnionym dostępie do nauki,
- albo b) wykazały się pracą społeczną w organizacjach społecznych młodzieżowych lub innych,
- albo c) służyli w wojsku w czasie wojny, brali udział w walkach o wolność i demokrację, bądź przebywali w niemieckich obozach koncentracyjnych jako więźniowie polityczni.

Sluchaczy Studium Wstępnego przyjmuje Dyrektor Studium. Warunkiem przyjęcia na Studium Wstępne jest zakwalifikowanie kandydata na podstawie egzaminu na odpowiedni kierunek studiów przez Komisję Kwalifikacyjną przy Szkole Wyższej.

(Na podstawie Okólnika Min. Oświaty).

KRONIKA

Z ZAŁOBNEJ KARTY

Ś. p. Stanisław Janusz Wewiórski ur. 29.III.1888 r. we Lwowie, zmarł po krótkich cierpieniach 17.V.1948 r. Studia wyższe z odznaczeniem ukończył na Politechnice Lwowskiej. Od początku swojej pracy zawodowej poświęcił się lotnictwu. W 1919 r. pracował jako kierownik warsztatów Parku Lotniczego we Lwowie, następnie w 1920 r. objął stanowisko Kierownika Parku Lotniczego w Krakowie. Od 1921 do 1923 r. pełnił funkcję asystenta przy katedrze silników spalinowych na Politechnice Lwowskiej. Od 1924 r. ś. p. S. J. Wewiórski poświęca się wyłącznie pracy w dziedzinie budowy silników lotniczych, pracując kolejno: w Centralnych Zakładach Lotniczych w Warszawie, a następnie od 1927 r. do Wybuchu Wojny w Państwowych Zakładach Lotniczych w Warszawie jako Szef Wydziału Silników Lotniczych. Czas okupacji niemieckiej poświęca wyłącznie pracy naukowej. W czasie Powstania Warszawskiego zostaje wraz z całą rodziną wywieziony do obozu w Niemczech. W czerwcu 1945 r. wraca ś. p. Wewiórski do Kraju i obejmuje stanowisko dyrektora naczelnego Państwowych Zakładów Lotniczych. Ś. p. S. J. Wewiórski w czasie swej pracy dał się poznać jako wybitny fachowiec w dziedzinie lotnictwa, oraz jako kolega i dobry przełożony. W dowód zasług Państwo odznaczyło Go Srebrnym Krzyżem Zasługi oraz dwukrotnie Złotym Krzyżem Zasługi.

Cześć Jego Świetlanej Pamięci!

Sprawozdanie

z zebrania Rady Głównej NOT

W dniu 25 maja br. w Domu Technika przy ul. Czackiego 3/5 w Warszawie odbyło się pod przewodnictwem prezesa NOT, v-min. inż. B. Rumińskiego zebranie Rady Głównej NOT, w którym poza członkami Rady Głównej NOT (36 delegatów wybranych na Walnym Zjeździe Delegatów NOT i 15 przedstawicieli Zarządów Głównych stowarzyszeń NOT, w osobach prezesów i sekretarzy) wzięli udział: Główna Komisja Rewizyjna NOT, przewodniczący komisji głównych NOT oraz zaproszeni przedstawiciele prasy technicznej.

Porządek obrad objął:

1. Wybór nowego Sekretarza Generalnego NOT, na miejsce powołanego do M.O.N. kol. inż. Franciszka Cie-

„HORYZONTY TECHNIKI“

W początkach września b. r. ukaże się pierwszy zeszyt nowego bogato ilustrowanego miesięcznika, poświęconego popularyzacji techniki i wynalazczości, wydawanego przez Naczelną Organizację Techniczną (NOT) pod nazwą

„HORYZONTY TECHNIKI“

Czasopismo to będzie podawać bogaty materiał ze wszystkich dziedzin techniki i informować o osiągnięciach postępu technicznego w kraju i zagranicą, o ulepszeniach, wynalazkach itd.

Cena pojedynczego zeszytu 75 zł. Zamówienia należy kierować pod adresem: Warszawa, Czackiego 3/5, przy czym prenumerata kwartalna wynosi zł 200.—. Wpłaty dokonywać należy na konto PKO I-7417.

ciory. Sekretarzem Generalnym NOT został wybrany kol. mgr. inż. Jan Wacław Czarnowski z S.E.P.

2. Zatwierdzenie po wysłuchaniu opinii Komisji Rewizyjnej bilansu za 1947 r. i uchwalenie budżetu na 1948 r.

3. Sprawozdanie Sekretarza Generalnego NOT, kol. Czarnowskiego, które objęło okres od 13.XII.1948 r. oraz zawierało wytyczne pracy Sekretariatu Generalnego NOT na najbliższą przyszłość. W wyniku obrad Rada Główna wezwała stowarzyszenia do podjęcia prac przygotowawczych do III Kongresu Techników Polskich oraz uchwaliła szereg wniosków natury organizacyjnej, a mianowicie:

- 1) wezwanie stowarzyszeń do ustalenia wysokości składki członkowskiej w wysokości 100 zł miesięcznej;
- 2) powołanie Komisji NOT: Kulturalno-Rozrywkowej i Bibliotecznej oraz Komisji Morskiej przy Oddziale NOT w Gdańsku;
- 3) ustalenie terminu zwołania II Walnego Zjazdu delegatów NOT na marzec 1949 r.

Technika Bezpieczeństwa Pracy na Wyższych Technicznych Uczelniach w Polsce.

Ostatnio odbył się w Warszawie staraniem Instytutu Naukowego Organizacji i Kierownictwa Zjazd Profesorów i Wykładowców techniki bezpieczeństwa pracy na politechnikach i szkołach inżynierskich w Polsce dla omówienia całokształtu zagadnienia nauczania w związku z nowymi wymaganiami, jakie stawiane są kadrom inżynierskim, powołanym do kierowania produkcją i związanym z nią czynnikami ludzkimi.

w zjeździe wzięli również udział delegaci: Ministerstw Oświaty, Pracy i Opieki Społecznej, Przemysłu i Handlu, Naczelnej Organizacji Technicznej, Komisji Centralnej Związków Zawodowych i Zakładu Ubezpieczeń Społecznych. Łącznie wzięło udział w Zjeździe około 30 osób.

Na Zjeździe wygłoszone zostały referaty na temat techniki bezpieczeństwa pracy jako nauki, rozwoju nauczania tego przedmiotu zagranicą, wytycznych programowych i metod nauczania. W wyniku dyskusji prowadzonej na wysokim poziomie, Zjazd przyjął uchwały, które będą przedstawione Ministerstwu Oświaty do realizacji.

TREŚĆ ZESZYTU 6/48

I. ARTYKUŁY OGÓLNE

Inż. mech. Mieczysław Lesz — „Po Konferencji Poznańskiej”	233
Prof. dr inż. Maksymilian T. Huher — „Wytrzymałość na obciążenie zmienne”	235
Prof. dr inż. Adolf Langrod — „Teoria tarcia w świetle zejścia pojazdu kolejowego z szyn”	237
Prof. dr Zenobiusz Klębowski — „Współpraca inżyniera z fizykiem i matematykiem jako warunek do ożywienia postępu technicznego”	240
Inż. mech. Aleksander Rummel — „Wtrysk paliwa lekkiego w silniku samochodowym”	242
Inż. mech. Stefan Krassowski — „O interferencji zębów w przekładniach zębatych o wewnętrznym ząbieniu”	247
Inż. mech. Teodor Czajkowski — „Użycie niewłaściwego paliwa jako jeden z przejawów marnotrawstwa w przemyśle”	250

II. PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ

„Izolacje cieplne i akustyczne”	251
---	-----

III. POLEMKA

Dyskusja w sprawie artykułu prof. dr inż. Wł. Burzyńskiego pt. „Moment”	254
Uwagi o artykule Prof. inż. K. Wesotowskiego pt. „Ulepszanie cieplne jednostopniowe”	260

IV. KOMUNIKATY

V. KRONIKA	263
----------------------	-----

CONTENTS

SOMMAIRE

СОДЕРЖАНИЕ

I. MAIN ARTICLES

After the Machine Tool Conference in Poznań	433
Fatigue strenght of metals	235
Theory of friction and the phenomenon of derailment	237
The importance of cooperation of engineers with physicists and mathematicians for the technical progress	240
Light fuel injection for road transport engines	242
Interference of internal spur gear teeth	247
Use of improper fuel as example of industrial wastage	250

II. REVIEW OF TECHNICAL

PRESS	251
-----------------	-----

III. POLEMICS

IV. ANNOUNCEMENTS

V. CHRONICLE

I. LES ARTICLES GENERAUX

Après la Conférence à Poznań	233
Résistance des metaux à la fatigue	235
Théorie de frottements et le phénomène de déraillement	237
L'importance de coopération des ingénieurs avec les physiciens et mathématiciens pour le progrès technique	240
Injections de l'essence dans les moteurs pour camions	242
Interference des dents dans les engrenages internes	247
Emploi des combustibles non convenables comme exemples de la dissipation dans l'industrie	250

II. REVUE DE LA PRESSE

TEGHNIQUE	251
---------------------	-----

III. POLEMIQUE

IV. COMMUNIQUES

V. CHRONIQUE

I. ГЛАВНЫЕ СТАТИИ

После Познанской Конференции	233
Усталостная прочность металлов	235
Теория трения а явление схождения с рельс	237
Сотрудничество инженеров с физиками и математиками как условие технического прогреса	240
Впрыскивание легкого топлива в автомобильных двигателях	242
Интерференция зубов во внутренних зубчатых передачах	247
Употребление непригодного топлива как пример расточительности в промышленности	250

II. ОБЗОР ТЕХНИЧЕСКОЙ

ПЕЧАТИ

III. ПОЛЕМИКА

IV. ЗАЯВЛЕНИЯ

V. ХРОНИКА

ERRATA

do zeszytu 4—5/48 „Przeglądu Mechanicznego“

W zeszytcie 4—5/48 „Przeglądu Mechanicznego“ na str. 190 pod tytułem „Ewolucje w amerykańskim przemyśle samochodowym“ błędnie zostało wydrukowane nazwisko autora; zamiast *Inż. mech. Jerzy Wagner* powinno być *inż. mech. Jerzy Werner*.

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — Warszawa

Kolegium redakcyjne: Prof. dr inż. Bohdan STEFANOWSKI, inż.-mech. Stanisław KUNSTETTER, inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI.

Redaktor działu odlewniczego: Prof. inż.-mech. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI.

Redaktor techniczny: inż. Adam MINCHEJMER.

Redaktor naczelny: Prof. inż. Edmund OSKA.

Redaktor Wiadomości SIMP: Eugeniusz MAŁKIEWICZ Sekretarz Generalny SIMP:

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Mickiewicza 18.

Redaktor przyjmuje czwartek 9—11 i sobota 14—16.

Administracja czynna poniedziałki, środy i piątki od 9 do 15.

Przedpłata kwartalna 400 zł.

PKO Nr konta I 4665. tel. 8-29-85.

Cena pojedynczego zeszytu 150 zł.