

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Trójosiowe samochody ciężarowe, nap. Inż. M. Thugutt.
 O wytrzymałości wiązania nośnego płytowców, nap. Inż. Aleksander Grzędzielski.
 Czy jest możliwe międzynarodowe uzgodnienie układów pasowań? nap. Inż. Wacław Moszyński.
 Przegląd pism technicznych.
 Nekrologja.
 Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

SOMMAIRE:

Les véhicules automobiles industriels à six roues, par M. M. Thugutt, Ingénieur.
 Sur la résistance du fusilage de l'avion, par M. A. Grzędzielski, Ingénieur.
 Les systèmes d'ajustages nationaux et la possibilité de les accorder d'une manière internationale, par M. W. Moszyński, Ingénieur.
 Revue documentaire.
 Nécrologie.
 Bulletin du Comité Polonais de Standardisation.

Trójosiowe samochody ciężarowe.

Napisał Inż. M. Thugutt.

W ostatnich latach obserwować można znaczne stosunkowo rozpowszechnienie się samochodów na trzech osiach, uwidocznione chociażby na wystawach samochodów ciężarowych, które odbyły się w Londynie i Brukseli w końcu r. ub. Budowa samochodów trójosiowych wynika z dążności do potania przewozu, wiadomo bowiem, że w dużych jednostkach transportowych stosunek mocy silnika i ciężaru samochodu do obciążenia użytecznego jest mniejszy niż w małych. Granicą budowy zbyt dużych jednostek jest wytrzymałość kół i opon, w szczególnych zaś wypadkach również i dopuszczalne naciski, jakie mogą być przenoszone przez jezdnię.

Moc silnika samochodu trójosiowego nie jest większa, dla tego samego ciężaru użytecznego, od mocy samochodu dwuosioowego; chociaż bowiem powierzchnia styku opon z jezdnią wzrosła o ok. 30%, tarcie przy toczeniu pozostaje niemal bez zmiany, z powodu zredukowanego obciążenia, przypadającego na jedno koło. Zmniejszenie tego obciążenia ułatwia stosowanie opon dętych zamiast pełnych, co łagodzi wstrząsy podwozia, tak szkodliwe dla trwałości samochodu, uprzyjemnia warunki przejazdu w autobusach osobowych, umożliwia przewóz przedmiotów kruchych i łatwo tłukących się i wreszcie daje możliwość znacznego zwiększenia prędkości samochodu. Poza tem zmniejszenie nacisku na każdej osi pozwala nieraz uniknąć stosowania kół z oponami podwójnymi, które łatwiej mogą ulec uszkodzeniu wskutek zaklinowania między niemi kamyka lub innego przedmiotu z ostremi krawędziami i są niesymetrycznie obciążone na drodze o nawierzchni wypukłej.

Dużą nośność — dla osiągnięcia której rozczęto budowę samochodów trójosiowych — posiadają również samochody z wozami przyczepnymi; oba te środki transportu są w pewnym stopniu urządzeniami współzawodniczącymi ze sobą, jednakże samochody z wozami przyczepnymi mniej się nadają do przewozu podróźnych, z powodu po-

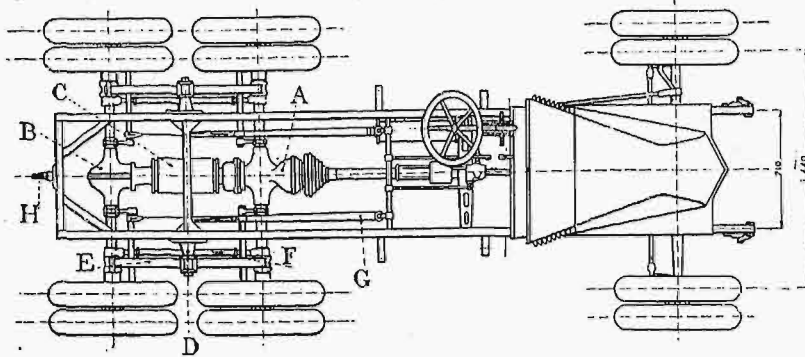
przecznego szarpania wozów (trudnego do całkowitego usunięcia) i kurzu, dającego się silnie we znaki w niewielkiej już odległości od pierwszych kół samochodu; prócz tych wad, zajmują one więcej miejsca i, mimo wielkiej zwrotności samych traktorów, nie nadają się do eksploatacji na wąskich lub krętych drogach. To też w miastach, gdzie ruch odbywa się coraz częściej na przeładowanych arterjach komunikacyjnych, stosowanie samochodów trójosiowych do autobusów o wielkiej nośności będzie znajdowało zapewne coraz większe uznanie. W czasie, kiedy rozpoczynano budowę samochodów trójosiowych, pionierami na tem polu byli Francuzi, dzisiaj zaś ten typ wozów wytwarzany jest we wszystkich prawie państwach, mających znaczenie na rynku samochodowym.

Rodzaje napędów, stosowanych dziś w samochodach trójosiowych, są różne i — oprócz zwykłych silników karburatorowych — zaczynają wchodzić w użycie wysokoprężne silniki spalinowe, silniki elektryczne — o napędzie akumulatorowym lub też kombinowanym benzynowo-elektrycznym, silniki parowe — jedno lub dwucylindrowe i wreszcie silniki na gaz ssany¹⁾. Generator, wytwarzający gaz do tych silników, opalane są odpadkami drzewnymi, węglem drzewnym lub karbonidem, który jest wyrabiany z węgla drzewnego w kształcie niewielkich brykiecików, przy użyciu związków smołowych, jako materiału wiążącego. Samochody z silnikami na gaz ssany zaczynają być stosowane szczególnie w tych krajach, które nie posiadają naturalnych złożów ropy naftowej i w których produkcja paliwa płynnego, otrzymywanego przez dystalację węgla, nie jest w stanie pokryć szybko rosnącego zapotrzebowania. Prócz konstrukcyj francuskich Panhard - Levassor'a i Berliet'a oraz belgijskiej E. T. I. A., również i w Anglii powstały już firmy, które budują samochody trójosiowe z silnikami na gaz ssany.

¹⁾ Por. Przegl. Techn., (t. 62), 1924, str. 181.

Przechodząc obecnie do bardziej szczegółowego omówienia konstrukcji charakterystycznych w budowie podwozi trójosiowych, zaznaczymy, że we Francji podwozia te używane są dziś bądź to do większych autobusów, bądź do samochodów

Koła środkowe, najczęściej obciążone, zaopatrzone są w opony podwójne. Silnik czterocylindrowy, o wymiarach cylindrów $80\text{ mm} \times 130\text{ mm}$, rozwija moc 21 KM przy 1000 obr./min. Skrzynka zmianowa zawiera przekładnie dla 4-ch prędkości naprzód i jednej w tył, prócz



Rys. 1. Podwozie samochodu Renault.

A — most osi środkowej; B — most osi tylnej; C — osłona wałka z dwoma przegubami kardanowemi; D — oś poprzeczna podwozia; E — resor; F — łączniki osi; G — drążki hamulcowe; H — hak dla przyczepnika.

transportujących w szczególnie ciężkich warunkach, a więc np. w kolonjach, przy przewożeniu amunicji na złych drogach, a czasem nawet na bezdrożach i t. d.

Podwozie Renault'a (rys. 1) posiada dwa mosty tylne, przyczem osie napędzane są kolejno przez wspólny wał kardanowy, który jest przedłużony poza pierwszą oś przez wał z podwójnym przegubem kardanowym. Obie osie związane są z końcami resorów (cantilever), przytwierdzonych w środku do osi poprzecznej podwozia. W celu zredukowania do minimum nacisków jednostkowych, wywieranych na opony i na tor, wszystkie koła zaopatrzone są w opony podwójne.

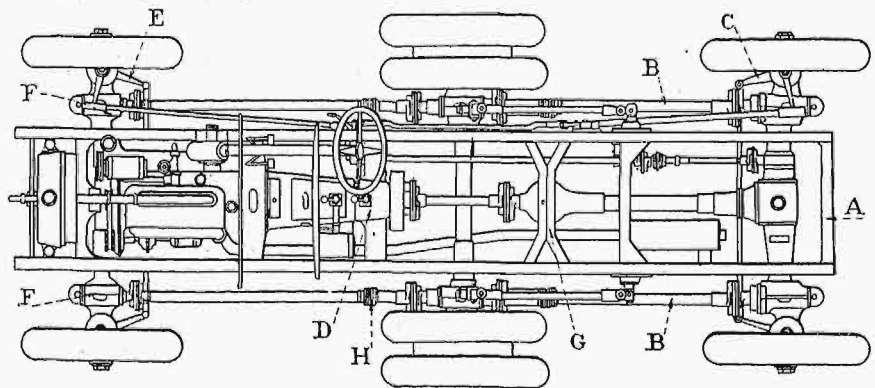
W samochodzie Berliet'a (rys. 2) koła przednie są również pędzone, w celu zwiększenia siły pociągowej wozu; oś tylna (krańcowa) jest jednocześnie osią pędzoną i sterującą, tak iż skręt minimalny wynosi tylko 6 m, przy rozstawieniu osi zewnętrznych 3,55 m. Most tylny (krańcowy) napędzany jest przez centralny wał kardanowy za pośrednictwem przekładni ślimakowej; z osi tylnej (krańcowej) ruch przenosi się na most środkowy i przedni za pośrednictwem przekładni stożkowych i odpowiednich wałków podłużnych, połączonych giętkimi przegubami Hardy'ego. Most tylny posiada specjalne urządzenie, sterowane przez kierowcę, do blokowania dyferencjału i, wskutek zapewnienia przez to jednakowej ilości obrotów obu kół, — ułatwienia przejazdu w trudnym terenie.

Podwozie wspiera się na środkach czterech resorów wzdłużnych. Po każdej stronie podwozia koniec przedni resoru przedniego związany jest z osią przednią, koniec tylny resoru tylnego z osią tylną; koniec tylny resoru przedniego i przedni resoru tylnego połączone są z osią środkową na przegubie wahliwym.

Prócz opisanego podwozia, zbudowanego w celu osiągnięcia jak największej zwrotności pojazdu, firma Berliet wykonała model bardziej uproszczony, w którym koła tylne nie są sterującymi.

W Anglii samochody trójosiowe rozpowszechniły się głównie wskutek nacisku, wywieranego na

przemysłowców przez Ministerstwo Wojny w kierunku budowy tych wozów nie tylko dla większej nośności (5—6 t), ale i dla średniej (2—3 t) i przeznaczonych tak dla dróg normalnych, jak i dla terenu trudniejszego. Wszystkie prawie samochody przeznaczone do przewozu pasażerów zaopatrzone są w hamulce na przednie koła, często z hamulcami mechanicznymi Westinghouse'a lub Dewandre'a. Silniki są jeszcze przeważnie 4-cylindrowe i tylko ok. 20% posiada 6 cylindrów; stosowane bywają silniki bezzaworowe. Chłodzenie silników odbywa się, w większości wypadków, za pomocą sztucznego wytworzenia obiegu wody przez pompkę odśrodkową i tylko ok. 20% konstruktorów używa termosyfonu. Skrzynki zmianowe zawierają przeważnie przekładnie dla 4-ch prędkości, które sterowane są przez dźwignie, umieszczone z boku lub w środku



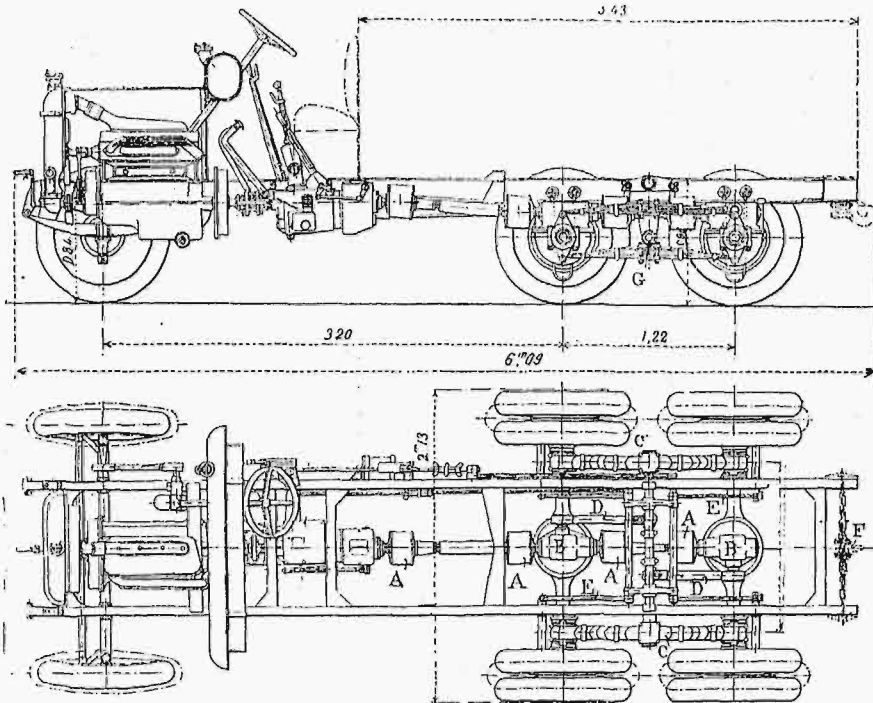
Rys. 2. Podwozie samochodu Berliet.

A — rama podwozia; B — wałki, napędzające koła przednie; C — sterowanie kół tylnych; D — skrzynka zmianowa; E — sterowanie kół przednich; F — osłona przekładni stożkowych do napędu kół przednich; G — belka poprzeczna podwozia; H — połączenie przegubowe wałka.

podwozia. W znacznej większości (70%) samochody montowane są na oponach dętych.

Obie osie tylne są osiami pędzonymi, nigdy jednak nie sterują ruchu samochodu, tak jak to ma miejsce u Berliet'a. Osie tylne tworzą pomost ukształtowany zazwyczaj przez równoległobok resorów, na którego środkowej osi wspiera się tylna część podwozia. Przeniesienie ruchu na osie tylne odbywa się za pomocą wału kardanowego, na koła zaś — za pomocą systemu „full floating axle”. Sy-

stem ten polega na tem, że piasty każdego z kół obracają się na łożyskach kulkowych, osadzonych na zważającej się stożkowo części mostu tylnego. Przy takim rozwiązaniu, półoski tylne pracują wyłącznie na skręcanie. Łączniki osi i resorów zbudowane są tak, że przejmują całkowicie naciski przy skręcaniu resorów.



Rys. 3. Podwozie samochodu Vulcan.

A — przegub kardanowy; B — most; C — resory półeliptyczne; D — łączniki; E — drążki hamulcowe; F — hak do sprzęgnięcia elastycznego z przyczepnikiem; G — zawieszenie podwozia.

W odniesieniu do poszczególnych konstrukcji, rozpatrzmy przedewszystkiem podwozie trójosiowe wytwórni Vulcan Motor Engineering Co; ciężar podwozia wynosi 3,4 t, z czego 2,4 t przenoszone jest przez koła tylne, nośność zaś 4—5 t na dobrej i 2—3 t na złej drodze.

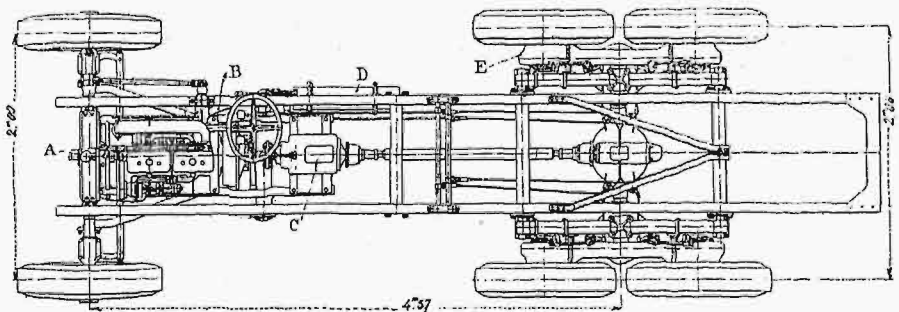
Osie tylne połączone są, jak wskazuje rys. 3, z końcami dwóch równoległych, ustawionych jeden nad drugim, resorów półeliptycznych. Połączenie uskutecznił jest zapomocą czopów kulistych, które usuwają naprężenia skręcające resorów przy różnych wychyleniach poprzecznych osi tylnych, spowodowanych przez nierówności terenu. Podwozie wspiera się na środkowych częściach resorów. Napęd osi tylnych odbywa się zapomocą wału kardanowego z dwoma przegubami. Silnik jest 4-cylindrowy, o wymiarach cylindrów 110 mm

× 140 mm, obj. cylindrów 5,32 l, moc silnika wynosi przy 1000 obr./min — 39 KM, przy 1400 obr./min — 53 KM i przy 2000 obr./min — 60 KM. Pokrywa silnika jest odejmowana, zawory poprzeczne rozmieszczone są równoległe po jednej stronie. Tłoki wykonane są z glinu, tuleja czopa tłokowego z brązu, wał wytłoczony jest ze stali i średnica jego wynosi 60 mm. Wałek sterujący

i magneto napędzane są łańcuchem. Pompka trybikowa do smaru zaopatrzona jest w dwa filtry, na wejściu i na wyjściu smaru z silnika. Sprzęgło jest stożkowe, wyłożone skórą. Skrzynka zmianowa daje cztery prędkości naprzód o przekładniach 1, 1,55, 2,56 i 4 : 1 oraz jedną prędkość w tył o przekładni 5,55 : 1. Hamulce są na wszystkie koła i uruchamiane są zapomocą pedału (za pośrednictwem mechanizmu Dewandre'a) i dźwigni ręcznej.

Podwozie trójosiowe Scammell (rys. 4) jest przeznaczone specjalnie do pracy na ciężkim terenie i na złych drogach; ciężar podwozia wynosi 6 t, nośność zaś 4—6 t, przy prędkości maksymalnej 44 km/h. Podwozie posiada jeden tylko most tylny i jedną oś, od której ruch przenosi się na wszystkie 4 koła (2 przed mostem i 2 za mostem) za pośrednictwem przekładni czołowych z jedną przekładnią pośrednią, jak to widać na rys. 6. Wszystkie przekładnie obu kół, znajdujących się po jednej stronie wozu, umieszczone są w sztywnej osłonie, wypełnionej smarem i położonej równoległe i na zewnątrz belek podłużnych ramy samochodu. Prostopadłość osłony przekładni względem tylnej osi zapewniona jest przez stożkowe

usztynienia, widoczne również na rys. 6, mogące się wahać wraz z osłoną dokoła tej osi. Podwozie wspiera się na 2-ch resorach półeliptycznych, których końce połączone są tak, ażeby umożliwić uginanie się resorów we wszystkich kierunkach. Oś przednia dźwiga resor poprzeczny, utrzymywany przez ramę trapezową, która jest połączona z belką poprzeczną podwozia zapomocą czopa kulistego; urządzenie takie umożliwi znaczne skręcenie po-



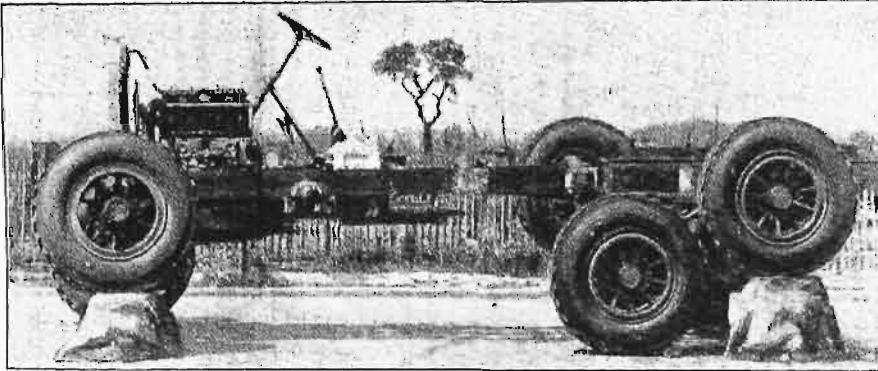
Rys. 4. Podwozie samochodu Scammell.

A — dopływ wody chłodzącej; B — przewód wydechowy; C — skrzynka zmianowa; D — tłumik; E — osłona przekładni czołowych, napędzających koła tylne.

poprzeczne osi. Silnik samochodu Scammell'a jest 4-cylindrowy, o wymiarach cylindrów 126,9 mm × 139,6 mm, rozwija moc 53 KM przy 1000 obr./min i 65 KM przy 2000 obr./min; pokrywa silnika jest odejmowana w dwóch częściach, dla każdego dwóch cylindrów. Karter wykonany jest z glinu, wał wykorbiony, o średnicy 63,4 mm, podparty jest w 3-ch łożyskach; wałek rozrządczy, podparty rów-

niez w 3-ch łożyskach, napędzany jest przez koła śrubowe. Tłok o grubym denku wykonany jest z glinu. Smarowanie odbywa się pod ciśnieniem 1 kg/cm^2 zapomocą pompki trybikowej, zapalenie przez magneto z przodowaniem automatycznym. Sprzęgło jest stożkowe, skrzynka zmianowa ma 4 stopnie prędkości naprzód o przekładniach 1, 1,75, 2,70 i 5,09 : 1; oraz jedną w tył—o przekładni 6,67 : 1. Przeniesienie ruchu z wału kardanowego na oś tylną wykonane jest zapomocą przekładni ślimakowej.

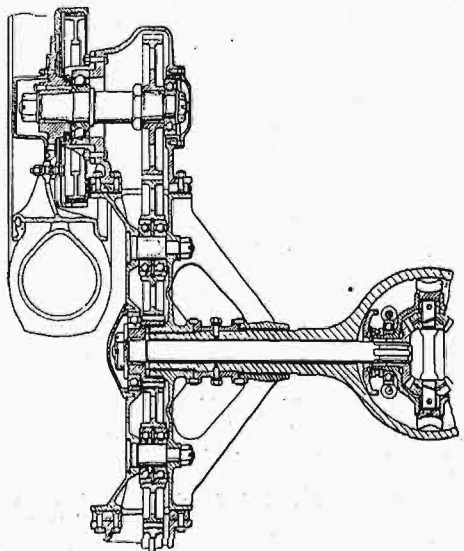
W samochodzie trójosiowym Four Wheel Drive wszystkie koła przednie i tylne są pędzone.



Rys. 5. Ustawienie podwozia Scammell, wykazujące niezależność osi.

Nośność maksymalna samochodu wynosi na dobrej drodze 6,5 t, na złej — 3—5 t. Prędkość maksymalna wynosi 40 km/h przy 1500 obr./min wału silnika.

Skrzynka zmianowa przewiduje 4 prędkości naprzód i jedną w tył. Przeniesienie ruchu z wału kardanowego na każdy z tylnych mostów odbywa się zapomocą przekładni łańcuchowej, umieszczonej w płaszczyźnie pionowej, prostopadłej do osi podłużnej podwozia, następnie zaś za pośrednictwem przekładni stożkowych (rys. 7). Każdy z mostów może wykonywać wahania poprzeczne doko-



Rys. 6. Napęd kół tylnych w samochodzie Scammell.

ła osi równoległej do osi podłużnej podwozia, przyczem na dużych krzywiznach podłużnych toru oś wahań przemieszcza się równoległe wzglę-

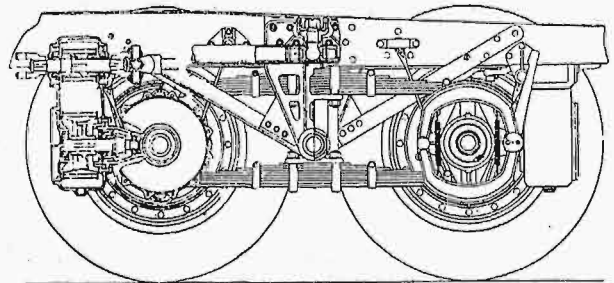
dem swego położenia normalnego. Napęd kół odbywa się w samochodzie F. W. D. według opisanego wyżej systemu „full floating axle”. Końce podwójnych resorów zaopatrzone są, dla uniknięcia naprężeń skręcających, w specjalne przeguby kuliste; resory mogą się wahać przy nierównościach terenu dokoła osi poprzecznej podwozia. Most przedni podobny jest do mostów tylnych, nie posiada jednak łańcuchowego przeniesienia ruchu i w razie dostatecznego napędu na osie tylne, napęd kół przednich może być wyłączony.

Silnik samochodu F. W. D. jest czterocylindrowy, o wymiarach cylindrów $135 \text{ mm} \times 139,5 \text{ mm}$, zaopatrzony w pompkę odśrodkową do obiegu wody chłodzącej. Sprzęgło systemu Hele-Shaw posiada tarczki pracujące w oliwie. Hamulec nożny działa przez docisk zewnętrzny na bęben, umieszczony na końcu wału kardanowego przy skrzynce zmianowej, hamulec zaś uruchamiany ręcznie działa rozpierająco i tylko na cztery tylne koła.

Samochód trójosiowy Albion Motor Co posiada dwa mosty tylne, napędzane kolejno przez wał kardanowy za pośrednictwem przekładni ślimakowych. Resory podwójne — cantilever. Nośność samochodu 4 t. Silnik jest 4-cylindrowy o wymiarach cylindrów $110 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$ i mocy 30—45 KM; sprzęgło tarczowe. Promień skrętu minimalnego ok. 14,6 m.

Podwozie autobusu Karrier Motors, mogącego pomieścić 72 osoby, posiada 6-cylindrowy silnik bezzaworowy o wymiarach cylindrów $105 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$, rozwijający moc 80 KM przy 1400 obr./min; moc maksymalna silnika wynosi 120 KM. Blok cylindrowy odlany jest z jednego kawała, pokrywa jest odejmowana, tłoki wykonane są z glinu, korbowody z duraluminium, wał korbowy, wykonany z dwóch części, połączony jest przez tarcze, spełniające rolę koła rozmachowego. Smarowanie — centralne pod ciśnieniem; sprzęgło wykonane jest jako tarczowe, z tarczą z duraluminu.

Skrzynka zmianowa oddzielona od silnika daje 4 prędkości naprzód o przekładniach 1, 1,67,

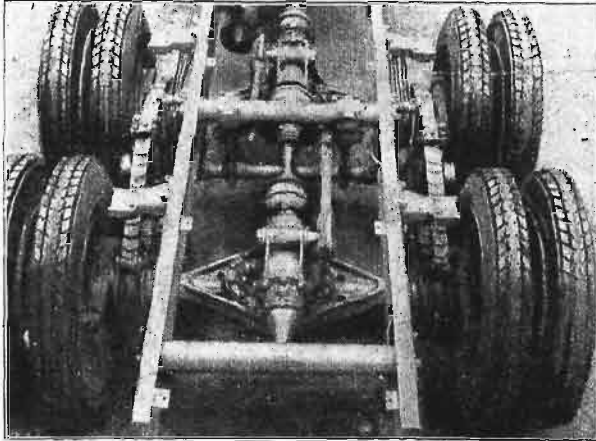


Rys. 7. Napęd tylnych osi w samochodzie F. W. D.

2,89, 4,6 : 1 i jedną w tył o przekładni 6,27 : 1. Napęd obu mostów tylnych odbywa się kolejno, przez wał kardanowy z przegubami elastycznymi, za po-

średnictwem przekładni ślimakowych. Pomost tylny utworzony jest przez dwie pary resorów półeliptycznych, które wahają się dokoła osi poprzecznej podwozia. Hamulce Westinghouse'a.

Napęd parowy znalazł również zastosowanie do samochodów trójosiowych, szczególnie w Anglii. Tłumaczy się to tem, że koszty paliwa są w samochodach parowych znacznie mniejsze niż w samochodach z silnikami spalinowymi, budowa silnika bardziej uproszczona, a więc i tańsza, i wreszcie zużywanie się silnika mniejsze, wskutek cze-



Rys. 8. Napęd tylnych osi w samochodzie F. I. Lion.

go wzrasta długość okresu jego eksploatacji. Trójosiowy samochód z napędem parowym Foden'a używał na pierwszej jakości drodze, na dystansie 100 km — ok. 160 kg węgla kamiennego, przy czym obciążenie użyteczne wynosiło 12 t. Wadą napędu parowego jest większy ciężar martwy wozu, bardziej hałaśliwa praca, mniejsza prędkość jazdy, mniejszy promień działania oraz dość długi (w stosunku do silników spalinowych) przeciąg czasu, potrzebny do uruchomienia kotła i rozruchu silnika. Samochody parowe budowane są na dużą nośność 10 — 15 t, przy czym po dołączeniu przyczepnika nośność wzrasta o dalsze 5 — 6 t, osiągając niemal odpowiednie maksymalne wartości samochodów z silnikami spalinowymi.

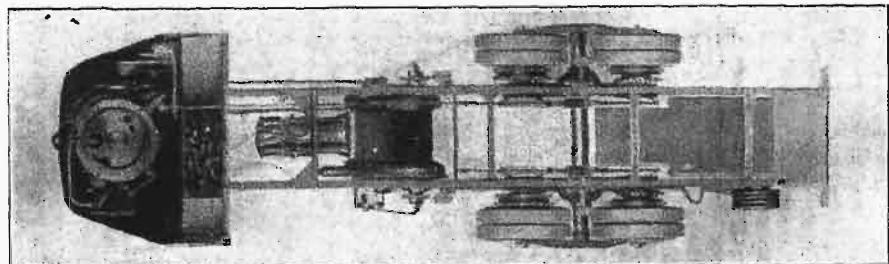
Podwozie jednego z pierwszych samochodów trójosiowych wytwórni Super-Sentinell widzimy na rys. 9. Nośność samochodu wynosi 15 t. Kocioł pionowy¹⁾ ustawiony jest w przedniej części podwozia, silnik zaś, w celu zaoszczędzenia miejsca, jest leżący i zmontowany, jak wskazuje rys. 9. Silnik parowy samochodu Super-Sentinell jest obustronnego działania, dwucylindrowy, o wymiarach cylindrów 123 mm × 203 mm; mechanizm zmianowy na dwie prędkości (7,2 : 1 i 4,88 : 1) mieści się całkowicie w karterze, a czynne przekładnie czołowe zaklinowane są bezpośrednio na

wale wykorbionym silnika (rys. 10). Obie osie pędzone są za pośrednictwem łańcuchów rolkowych. Ruch z kółek zębatach, zaklinowanych na osi pędzonej skrzynki zmianowej, przenosi się na piasty środkowej pary kół samochodu, zaopatrzone w podwójne koła zębata, poczem zapomocą drugiej pary łańcuchów — na ostatnią parę kół samochodowych. Hamulce na wszystkich sześciu kołach są dociskane parą.

Napęd elektryczny akumulatorowy lub kombinowany benzynowo-elektryczny jest również stosowany do samochodów trójosiowych, szczególnie w Anglii.

Przyczyną używania i pewnego nawet rozpowszechnienia napędu elektrycznego w samochodach było dążenie do usunięcia z nich skrzynki zmianowej prędkości. Wiadomo bowiem, że zmiana biegu jest operacją uciążliwą i wymagającą dużej uwagi i wprawy ze strony kierowcy, sama zaś skrzynka zmianowa, służąca do dostosowania zmiennych oporów jazdy do stałego momentu skręcającego na wale silnika, jest organem niedoskonałym, który zaczyna już być zastępowany, a w przyszłości będzie prawdopodobnie całkowicie zastąpiony przez urządzenia zmieniające ilość obrotów osi pędzonych w sposób ciągły i automatyczny. Od wielu lat już wiadomem było, że trudności związane nieodłącznie ze skrzynką zmianową, pracującą zapomocą przesuwalnych przekładni zębatach, mogą być usunięte przez elektryczne przeniesienie napędu, jednakże żadna z wykonanych dotychczas konstrukcyj nie była wolna od błędów, które albo zwiększały nadmiernie martwy ciężar wozu, albo też utrudniały jego kierowanie, co było już w jawnej sprzeczności z istotnym celem tego kierunku budownictwa samochodowego.

Na rys. 11 widzimy samochód o napędzie benzynowo-elektrycznym w wykonaniu firmy Tilling-Stewens. Silniki elektryczne, napędzające w dawniejszych konstrukcjach każde koło oddzielnie, zastąpiono tu przez jeden silnik, którego oś ustawiona jest wzdłuż osi podłużnej podwozia i z którego ruch przenosi się na obie tylne osie zapomocą zwykłego wału kardanowego i dyferencjału. Silnik karburatorowy umieszczony jest normalnie na przedniej części podwozia i napędza sprzęgniętą z nim bezpośrednio prądnicę, która dostarcza prąd do silnika elektrycznego. Silnik jest czterocylin-drowy, z zaworami poprzecznymi, o wymiarach cylindrów 120 mm × 120 mm, moc jego wynosi przy

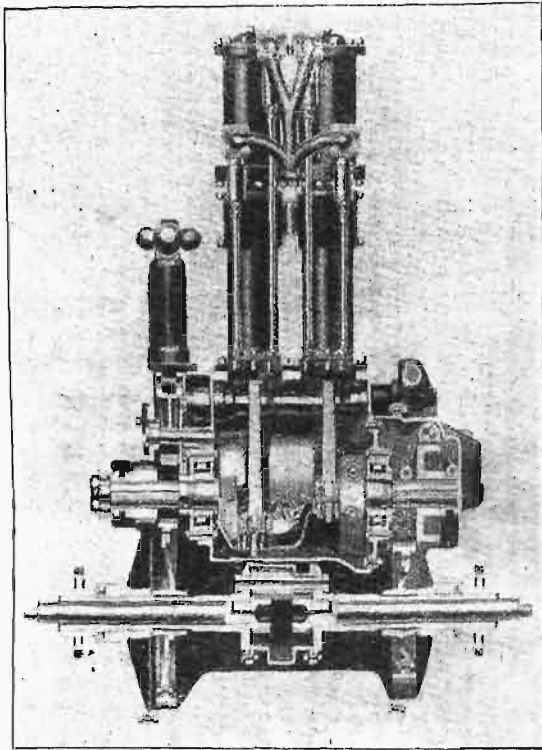


Rys. 9. Ustawienie kotła parowego i silnika na podwoziu Super-Sentinell.

¹⁾ Kocioł tego ustroju i in. mechanizmy opisane były w Przegl. Techn. w r. 1923 (t. 61), str. 242—243.

1000 obr./min — 60 KM, przy 2000 obr./min — 83 KM. Waga własna wynosi 5 t, nośność zaś 7 t. Samochód zaopatrzony jest w hamulce Westing-

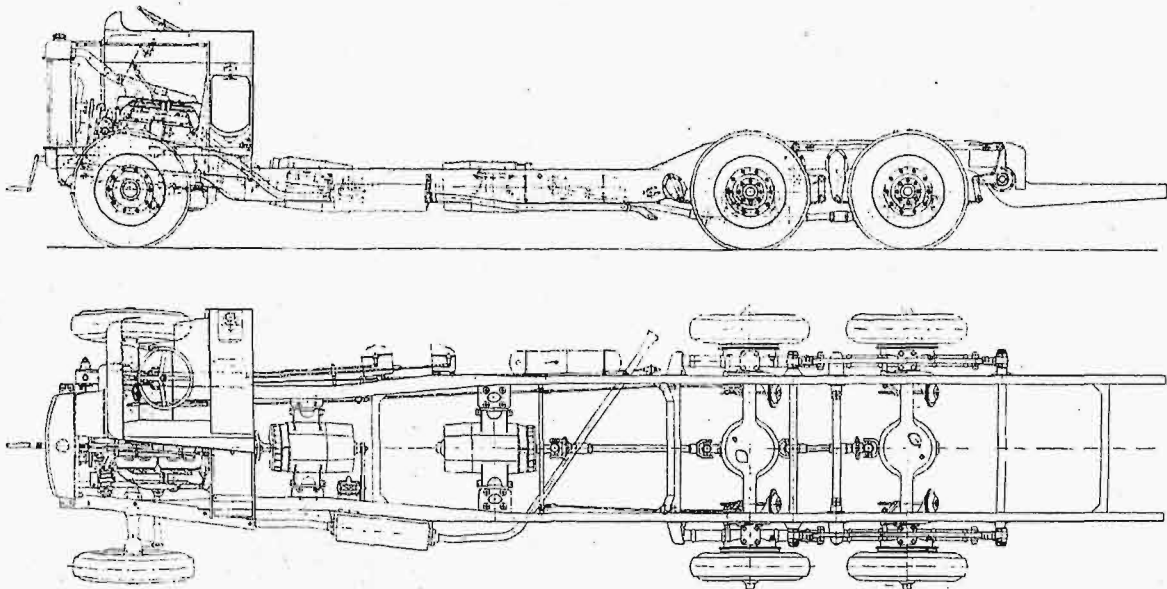
house'a na wszystkie koła, przyczem hamulce na tylne koła uruchamiane są zapomocą pedału, na przednie zaś — zapomocą ręcznej dźwigni.



Rys. 10. Parowy silnik dwucylindrowy Super-Sentinel wraz z przekładniami zmianowemi.

Inaczej została rozwiązana sprawa napędu tylnych osi samochodu Büssing, który jest również samochodem o napędzie kombinowanym benzynowo-elektrycznym. Silnik karburatorowy 6-cylindrowy, rozwijający 1600 obr./min, sprzęgnięty

pięciu 125 V. Poza wzmiankowanymi maszynami elektrycznymi, instalacja elektryczna samochodu wyposażona jest w wyłącznik pedałowy dla prądu magnesującego wzbudnicy, dostarczanego z 12-woltowej baterji akumulatorów, oraz w dwa oporniki, a mianowicie w opornik włączany do obwodu magnesów wzbudnicy i w opornik włączany przy hamowaniu elektrycznym; prócz tego, przewidziany jest przekaźnik, oddziaływający również na obwód magnesów wzbudnicy. Koła tylne samochodu pędzone są, za pośrednictwem wału kardanowego i przekładni 1 : 12, przez dwa silniki szeregowo, przez które przepływa prąd o natężeniu 85 A przy napięciu 125 V. Nastawnica zbudowana jest na dwa biegi naprzód i jeden w tył, poza tem może być przełączana na położenie zerowe i na hamowanie elektryczne. Zasilanie obwodu magnesów wzbudnicy prądem obcym z 12-woltowej baterji akumulatorów, służącej również do oświetlenia i rozruchu silnika spalinowego, powoduje (przy pełnej ilości obrotów prądnicy głównej i wzbudnicy) bardzo szybki wzrost natężenia prądu wzbudnicy do wartości nominalnej, a więc i bardzo szybki wzrost natężenia prądu generatora głównego, którego magnesy zasilane są przez wzbudnicę, przyczyniając się w rezultacie do szybkiego uruchomienia samochodu. Wspomnieliśmy już, że do obwodu magnesów wzbudnicy włączony jest opór dodatkowy; opór ten w celu przyśpieszenia rozruchu zostaje zwarty na krótko, poczem, gdy natężenia prądów zaczynają już przekraczać wartości dopuszczalne, przekaźnik włączony do obwodu głównego generatora przerywa zwarcie, powodując tem samym powrotne włączenie oporu i zmniejszenie natężeń prądów, począwszy od obwodu magnesów wzbudnicy aż do obwodu twornika generatora głównego. Przekaźnik jest tak obliczony, że do prędkości 50 km/h samochodu (na



Rys. 11. Podwozie samochodu trójosiowego Tilling-Stewens.

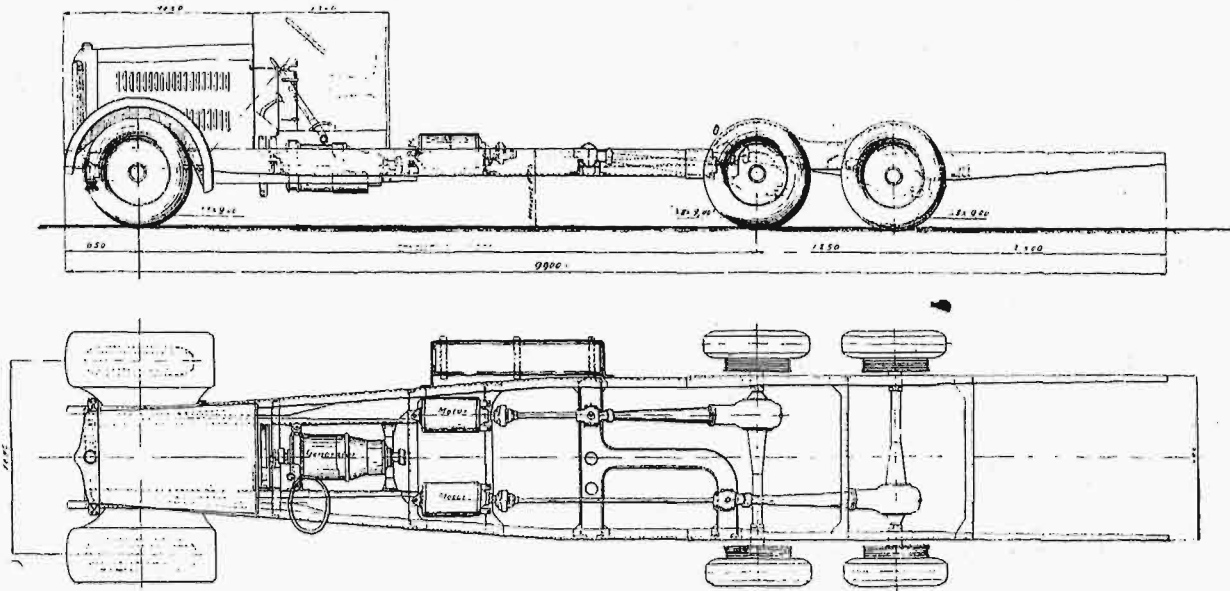
tu jest bezpośrednio z prądnicą bocznikową, która z kolei połączona jest ze wzbudnicą bocznikową, dostarczającą prądu do magnesów prądnicy. Prądnica wytwarza prąd o natężeniu 200 A przy na-

równiej drodze) opór w obwodzie magnesów wzbudnicy jest zwarty na krótko. Samochód może poruszać się z dwiema prędkościami, przy dużych oporach jazdy nastawnica łączy silniki szeregowo,

przy normalnych zaś — równoległe. Uruchomienie samochodu rozpoczyna się od puszczenia w ruch silnika spalinowego, przyczem nastawnica jest wówczas przełączona na połączenie zerowe. Na-

kość samochodu uwarunkowana będzie wyłącznie położeniem kłapy dławiącej.

Przy zatrzymywaniu wozu, zamykamy dopływ gazu i używamy hamulca ręcznego lub stopowe-



Rys. 12. Podwozie samochodu trójosiowego Büssing.

stępnie włączamy prąd do obwodu magnesów wzbudzący (przez naciśnięcie pedału), przełączamy nastawnicę na drugi bieg i wówczas osiągamy już pełną ilość obrotów silnika spalinowego w zależności od stopnia dopływu mieszanki, a przed-

go, przyczem nastawnica włączona jest ciągle na drugi bieg. Dla zaoszczędzenia hamulców na długich spadkach, samochód może być hamowany elektrycznie i wówczas do obwodu silników zostaje włączony opór, o którym wspomnieliśmy wyżej.

O wytrzymałości wiązania nośnego płatowców.

Napisał inż. Aleksander Grzędzielski.

Pomiary obciążeń płatowców w locie, przeprowadzone w ciągu ostatnich lat, nie dały o tyle pewnych wyników, aby ciągle otwartą kwestję bezpieczeństwa konstrukcji lotniczej wolno było uważać za załatwioną lepiej, niż prowizorycznie. Przypisać to należy brakowi odpowiedniej teorii podstawowej, przy pomocy której możnaby było ustalić program i metodę doświadczeń. Ale teoria taka mogła powstać dopiero po zdobyciu pewnego materiału, bez którego trudno było rzeczywiście przewidzieć, jakie wielkości wpływają na wytrzymałość płatowca i jakich należy oczekiwać między innymi zależności. W wyniku tego stanu rzeczy, badano przyspieszenia występujące w locie, a prędkości nie mierzono wcale, lub z niedostateczną dokładnością, albo też uzależniano od siebie wielkości nie będące fizycznie we wzajemnym związku funkcyjnym (np. uzależniano wytrzymałość tylnego dźwigara od prędkości lotu poziomego z silnikiem). Teraz dopiero możemy posunąć się o krok naprzód i wykazać, że, przy założeniu dostatecznej sterowności płatowca, obciążenie głównego wiązania nośnego charakteryzują tylko dwie wielkości: największe przyspieszenie i prędkość nurkowania. Ponieważ nowoczesne łatwe w pilotowaniu płatowce zezwalają pilotowi, przez gwał-

towne zadarcie maszyny, po osiągnięciu bardzo wielkich prędkości przez nurkowanie, wywołać dowolnie wielkie (a nawet przekraczające wytrzymałość płatowca) przyspieszenie, będzie rzeczą dalszych doświadczeń wyznaczyć, jakie przyspieszenia i prędkości nurkowania są potrzebne, aby płatowiec mógł wykonać zadania, do których go przeznaczono, i ewentualnie, gdy chodzi o płatowiec wojskowy, obronić się. Istniejący materiał doświadczalny będzie można w części wyzyskać, gdyż przeprowadzone pomiary dały górną granicę osiągalnych przyspieszeń. Z dokładnej zaś znajomości prędkości trzeba będzie chwilowo zrezygnować, oczekując ukończenia nowej serii pomiarów.

Takie określenie wytrzymałości płatowca, mające tę zaletę, że prędkość i przyspieszenia są wielkościami, które na pokładzie płatowca ustawicznie się mierzy i czuje (zasadniczo umieszczenie przyspieszoniomierza na tablicy pilota jest możliwe), nie będzie bez wpływu na sposób przeprowadzenia obliczeń. Jest bowiem zwyczajem, aby obliczać wytrzymałość płatowca na złamanie próbą statyczną. Opierając się zaś na obciążeniach zachodzących faktycznie w locie, trzeba będzie dopiero ustalić, jaką wielokrotnością tych obciąż-

zeń powinny być obciążenia łamiące; ale czy to jest potrzebne?

Naszem zdaniem, należałoby sięgnąć do klasycznych już prac Wöhlera i następców i zwrócić większą niż dotychczas uwagę na wielkość naprężenia, występujących w locie. Fakt, że w ostatnich czasach uległy katastrofom płatowce, będące dłuższy czas w użyciu, wskazuje wyraźnie, że sprawie tej nie przypisuje się dostatecznej wagi. Lokalne przekroczenie granicy sprężystości nie ma wpływu na wytrzymałość jednorazową na zerwanie, lecz pod obciążeniem zmiennym, szczególnie przy towarzyszeniu drgań, jest zawsze powodem pęknięcia, które z wolna przenika w głąb materiału. Zabezpieczyć się przeciw temu można, obliczając płatowce przy pomocy wypróbowanych metod budowy maszyn, to znaczy wprowadzając system naprężeń dopuszczalnych, zależnych od materiału, jego obróbki i od rodzaju działających sił. Jednak, aby osiągnąć wyniki na tej drodze, należy nie tylko znać wielkość sił występujących w locie, ale i myśleć, budując płatowiec, o nich, a nie o stałych obciążeniach przy próbie wytrzymałości.

Aby udowodnić, że wielkościami charakterystycznymi dla obciążenia wiązania nośnego są: prędkość nurkowania i przyspieszenie, rozpatrzmy przebieg przyspieszeń podczas wysokości. Przy założeniu dostatecznej sterowności płatowca, możemy przyjąć, że w czasie potrzebnym do przejścia od jednego kąta natarcia na drugi prędkość lotu pozostaje stała. Wtedy chwilowy kąt lotu zależy od woli pilota, a nie od prędkości lotu, względnie od prędkości obrotu naokoło osi prostopadłej do płaszczyzny symetrii płatowca. Nadmiar siły nośnej powoduje zakrzywienie toru płatowca w jego płaszczyźnie symetrii. Z równania siły nośnej (znaczenie według Inst. Aerod. Pol. Warsz.):

$$P = C_y \frac{a}{2g} F v^2 \quad (1)$$

wynika, że jeżeli

$$v > \sqrt{\frac{2g}{a} \frac{G}{F} \frac{1}{C_y}}$$

(G oznacza ciężar płatowca), to siła nośna jest większa od ciężaru płatowca.

Możemy więc napisać:

$$\frac{G v^2}{g r} + G' = C_y \frac{a}{2g} F v^2,$$

gdzie G' oznacza składową ciężaru, prostopadłą do kierunku prędkości, r zaś chwilowy promień krzywizny toru wysokości. W dyskusję kształtu toru wchodzić niema potrzeby. Z powodu dodatkowego przyspieszenia $\frac{v^2}{r}$, pozorny ciężar wszystkich części płatowca zwiększa się w stosunku n . Stosunek n nazywamy przeciążeniem płatowca. Ogólnie mamy:

$$n G = C_y \frac{a}{2g} F v^2 \quad (2)$$

Z ostatniego równania możemy wyrugować $\frac{a}{2g} \frac{F}{G}$, wprowadzając pojęcie prędkości granicznej, określonej równaniem

$$G = C_{xs} \frac{a}{2g} F v_{gr}^2 \quad (3)$$

w którym przez C_{xs} oznaczyliśmy współczynnik oporu płatowca, leżącego na kącie odpowiadającym $C_y = 0$, v_{gr} jest prędkością graniczną, którą płatowiec może osiągnąć praktycznie, lecąc dostatecznie długo na kącie jak wyżej. Równanie (2) przybiera postać:

$$n = \frac{C_y}{C_{xs}} \left(\frac{v}{v_{gr}} \right)^2 \quad (4)$$

i wskazuje, że przeciążenia są tem większe przy tych samych C_y , z im większą prędkością lotu wykonywa się ewolucje. Nie jest zapewne celowe przewidywanie dla każdego typu płatowca v_{gr} za najwyższą prędkość praktycznie możliwą. Np. dla płatowców transportowych, niszczycielskich i t. p., osiąganie tak wielkich prędkości nie jest do wykonania ich zadań potrzebne. Jednak konieczne jest przewidywanie pewnego zapasu prędkości ponad najwyższą lotu poziomego z silnikiem. Proponuję więc wprowadzenie pojęcia prędkości dopuszczalnej według wzoru

$$v_{dop} = v_{max} + k(v_{gr} - v_{max}), \quad (5)$$

gdzie v_{max} jest największą prędkością lotu z silnikiem, współczynnik k należy określić doświadczalnie, tymczasem można przyjąć $k = 0,5 - 1$, zależnie od typu.

Wracając do wzoru 4, podstawiamy tam $v = v_{dop}$ i otrzymujemy ważny związek, wskazujący, że maksymalne przeciążenie jest funkcją liniową C_y :

$$n = \frac{C_y}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2 \quad (6)$$

Podstawiając $C_{xs} = 8$, zaś $C_y = 24$, co odpowiada prędkości lotu poziomego z silnikiem dla maszyn szybkich, widzimy, że najwyższe możliwe przeciążenie przy $C_y = 24$ wynosi 3. Większe przeciążenia, jeżeli zachodzą, to przy większych wartościach C_y . Dla $C_y = 80$, mamy $n = 10$. Ponieważ tak wielkich przyspieszeń jeszcze nie zrealizowano, więc też równanie 6 nie może być ważne dla wszystkich C_y dodatnich i ujemnych. Granicę ważności można wyznaczyć narazie tylko doświadczeniem, badając, jakie przeciążenia są potrzebne dla różnych typów płatowców. Chodzić tu będzie: a) o przeciążenia n_a , zachodzące w locie normalnym, i b) o przeciążenia n_b , trafiające się przy wyjściu odwrotnym. Musi być spełniona nierówność:

$$n_a > n = \frac{C_y}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2 > n_b,$$

przyczem

$$v_{dop} = v_{max} + k(v_{gr} - v_{max}).$$

Aby na podstawie powyższych wzorów uzyskać dane do obliczenia wytrzymałości, przedstawiamy w prostokątnym układzie współrzędnych n w zależności od C_y i wykreślamy trzy proste (rys. 1):

- 1) $n = n_a$,
- 2) $n = \frac{C_y}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2$,
- 3) $n = n_b$.

Zauważamy, że: 1) na prawo od prostej $n = n_a$ znajdują się przeciążenia wyższe niż dopuszczalne, względnie tak wielkie, iż w normalnej służbie maszyny osiągać ich nigdy nie będzie potrzeby;

2) na lewo od prostej $n = n_b$ są przeciążenia wyższe niż te, które zachodzą w ewentualnym wyjściu na plecy. Zaznaczamy, że lot odwrotny jest stanem przejściowym w okresie doprowadzania płatowca do równowagi; na akrobacje w tem położeniu nie

należałoby zezwalać, ze względu na niebezpieczeństwa natury fizjologicznej;

3) poza polem $p-p$ znajdują się takie warto-

zmiany, zaś nowy współczynnik C_m znajdziemy z łatwością metodą graficzną. Jeżeli punkt C , będący rzutem punktu O na cięciwę skrzydła, leży w C_y głębokości, to nowy współczynnik momentów ma wartość

$$C_m = C_m - C \cdot C_n \dots (7)$$

Łącząc więc punkt C z początkiem układu, otrzymujemy C_m , jako różnicę odciętych linii C_m i $C \cdot C_n$.

Siła nośna (normalna) N waha się, w myśl powiedzianego wyżej, od $n_a G$ do $n_b G$ (n_b jest ujemne), jej zależność od $C_y \approx C_n$ wynika z równań:

$$N = C_n \frac{\alpha}{2g} F v_{dop}^2,$$

$$G = C_{xs} \frac{\alpha}{2g} F v_{gr}^2,$$

a przez podzielenie:

$$N = \frac{C_n}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2 G.$$

Więc

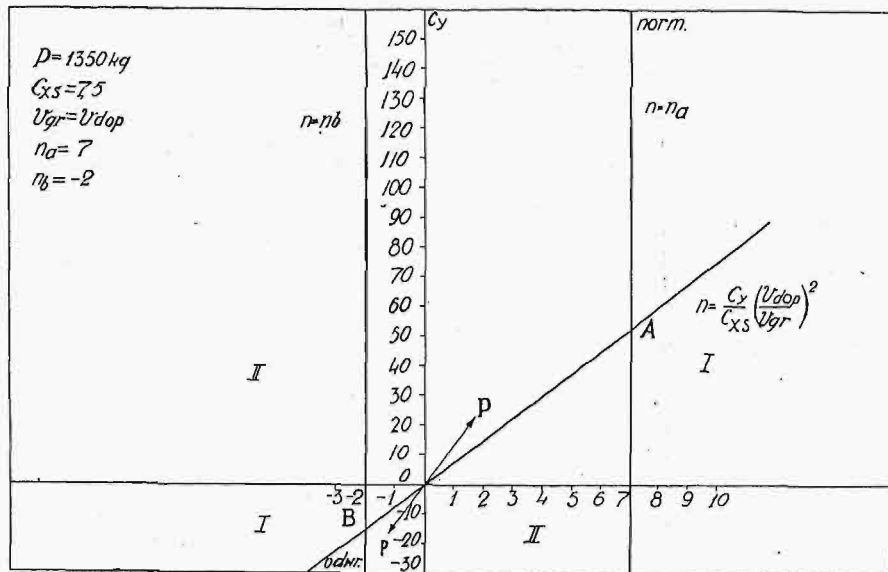
$$\left. \begin{aligned} N &= n_a G, \\ N &= \frac{C_n}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2 G, \\ N &= n_b G. \end{aligned} \right\} \dots (8)$$

Na załączonym rysunku 2 przedstawiono przebieg siły normalnej N w funkcji C_n zapomocą linii łamanej $norm. - A_n - B_n - odwr.$

Kąt lotu (C_y), przy którym siła nośna osiąga swą wartość największą, oblicza się z równania:

$$C_y = \frac{n C_{xs}}{\left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2},$$

$$n = n_a \div n_b,$$



Rys. 1.

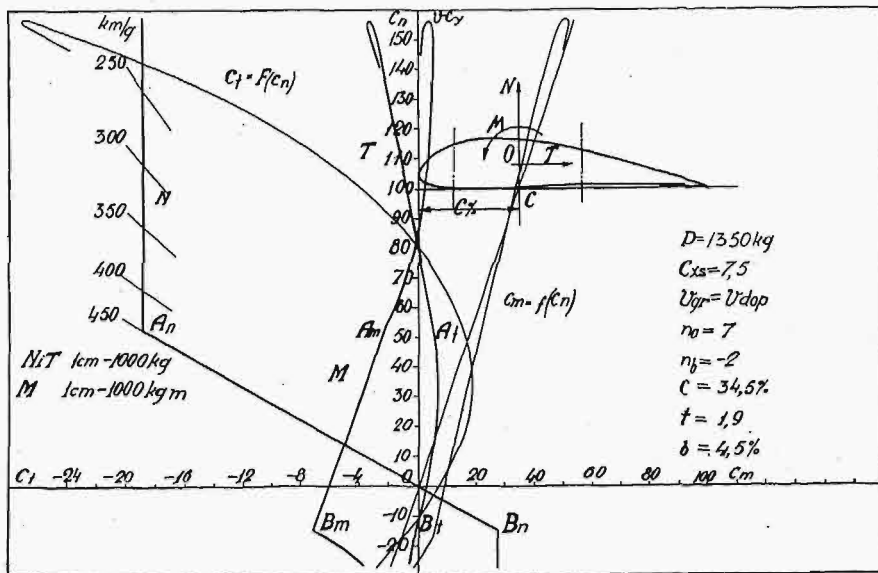
ści C_y i n , które fizykalnie dla danego płatowca nie są możliwe, albowiem dla punktów w polu I musiałoby być $v > v_{dop}$, a dla punktów w polu II musiałaby być wielkość $\frac{1}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2$ ujemną.

Pomyślmy sobie teraz przyrząd, kreślący przeciążenia w funkcji C_y , to wszystkie krzywe na pewnym płatowcu uzyskane będą leżeć w polu $p-p$. Konstrukcja takiego przyrządu jest zupełnie możliwa. Na linii łamanej $norm. - A - B - odwr.$ należy szukać przeciążeń miarodajnych do obliczeń.

Rozważania nasze odnosić się będą do jednoplata, jednak uogólnienie dla dwupłata jest łatwe. W zależności od $C_y \approx C_n$ (oś rzędnych) kreślimy krzywe $C_l = f(C_n)$ i $C_m = f(C_n)$. Następnie rysujemy profil skrzydła tak, aby znanym sposobem móc wyznaczać na jego cięciwie środki parcia (rys. 2).

Niech punkt O będzie środkiem ciężkości konstrukcji nośnej skrzydła. Jeżeli konstrukcja jest dwudźwigarowa o dźwigarach niesprężonych, to punkt O leży w połowie między dźwigarami na linii łączącej ich środki ciężkości. Wypadkową naporów powietrza na skrzydło rozkładamy na normalną do cięciwy skrzydła N , styczną T (przyjmujemy główne osie bezwładności w kierunku cięciwy i normalnej) i moment M około punktu O . Przy tym rozkładzie współczynniki bezwymiarowe C_l i C_n pozostają bez

na podstawie którego można wnioskować, że przy prędkościach lotu mniejszych od v_{dop} wypadkowa sił naporów powietrza znajduje się bliżej krawędzi



Rys. 2.

natarcia. Wynik ten jest ważny dla oceny wytrzymałości wiązania nośnego.

Oznaczając przez t głębokość skrzydła, mamy dla momentu

$$M = C_m \frac{a}{2g} F t v_{dop}^2$$

$$G = C_{xs} \frac{a}{2g} F v_{gr}^2$$

oraz

$$M = \frac{C_m}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2 t G,$$

z ważnością od A_m do B_m . Poza temi granicami, obliczamy M , biorąc pod uwagę, że dla $C_y > \frac{n C_{xs}}{\left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2}$

prędkość lotu musi być mniejsza od v_{dop} , jeżeli N nie ma osiągnąć wartości większych od $n_a G$, względnie mniejszych od $n_b G$.

Więc

$$N = C_n \frac{a}{2g} F v^2 = n_a G,$$

$$M = C_m \frac{a}{2g} F t v^2;$$

przez podzielenie

$$M = \frac{C_m t}{C_n} N$$

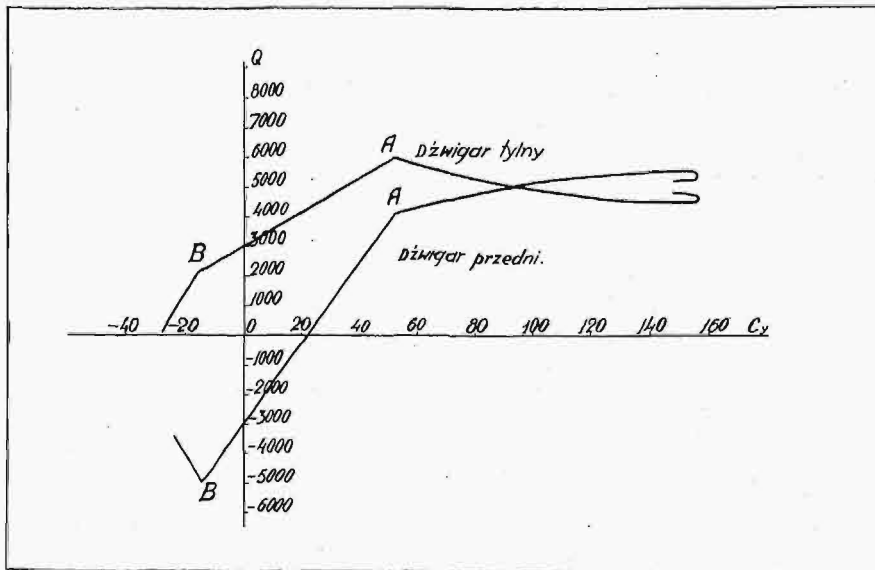
i ostatecznie

$$M = \frac{C_m}{C_n} t n_a G,$$

$$M = \frac{C_m}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2 t G,$$

$$M = \frac{C_m t}{C_n} n_b G.$$

... (9)



Rys. 3.

Analogicznie otrzymujemy dla siły stycznej równania

$$T = \frac{C_t}{C_n} n_a G,$$

$$T = \frac{C_t}{C_{xs}} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2 G,$$

$$T = \frac{C_t}{C_n} n_b G.$$

... (10)

Na rys. 2 wykreślono krzywe wedł. równań 8, 9 i 10, przy założeniu $G=1350 \text{ kg}$; $n_a=7$; $n_b=-2$; $v_{dop}=v_{gr}$; $C_{xs}=7,5$; $t=1,9$; profil Augustyńska Bobka Nr. 3.

W podobny sposób możnaby było jeszcze załatwić się z wytrzymałością kadłuba w stosunku do sił na stateczniku wysokości. Istotnie, oznaczając przez C_g współczynnik momentów oporów płatowca względem środka ciężkości, przez L zaś odległość środka parcia statecznika o powierzchnię f od środka ciężkości, otrzymujemy z równań:

$$PL = C_g \frac{a}{2g} t F v_{dop}^2,$$

$$G = C_{xs} \frac{a}{2g} F v_{gr}^2,$$

przez podzielenie:

$$P = \frac{C_m t}{C_{xs} L} \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2 G$$

i wkońcu obciążenie powierzchni statecznika:

$$\left(\frac{P}{f} \right) = \frac{C_g t F}{C_{xs} L f} \left(\frac{G}{F} \right) \left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}} \right)^2, \dots (11a)$$

z ważnością od punktów A - B rys. 1.

Dla $v < v_{dop}$, mamy:

$$PL = C_g \frac{a}{2g} F t v^2,$$

$$N = n G = C_n \frac{a}{2g} F v^2,$$

i po łatwej przeróbce:

$$\left(\frac{P}{f} \right) = \frac{C_g t F}{C_n L f} n \left(\frac{G}{F} \right) \dots (11b)$$

z ważnością poza punktami A i B.

Na mocy ostatnio wprowadzonych równań, możnaby było wyznaczyć wartości potrzebnych wytrzymałości usterzenia i kadłuba w funkcji C_n .

Przy obliczaniu jednak kadłuba, należy brać pod uwagę bezwładność płatowca, gdyż w ogólnym wypadku lotu moment usterzenia równoważy nie tylko momenty statyczne sił aerodynamicznych, lecz także momenty sił bezwładności, powstające przy nadawaniu płatowcowi przyspieszeń kątowych.

Dlatego też równania 11 nie dają odpowiedzi na zagadnienie wytrzymałości kadłuba. W każdym

jednak razie należy się liczyć z nimi, szczególnie z równaniem 11a, i sprawdzić zawsze rachunkiem, czy przy $C_y \approx -20 \div 0$ wytrzymałość wiązania środkowej części kadłuba jest wystarczająca.

Po tej dygresji, prowadzimy dalszą dyskusję przy założeniu konstrukcji o dwu dźwigarach, których obciążenie obliczamy z równań:

$$Q = \frac{nG}{2} - ng' \pm \frac{M}{b}, \dots (12)$$

gdzie g' jest częścią ciężaru skrzydła, przypadająca na jeden z dźwigarów, b zaś — odległością między nimi. Rys. 3 przedstawia dane z rys. 2, przeliczone według wzoru 11a. Uwzględnieniem sił stycznych nie zajmujemy się, ponieważ obliczenia nie przedstawiają nic ciekawego.

Zazwyczaj można zaniechać kreślenia krzywych, jak na rys. 1, 2 i 3. Podaliśmy je tylko, aby wykazać, przy jakich kątach lotu należy szukać obciążeń niebezpiecznych i aby podać metodę, nadającą się do obliczenia skrzydeł metalowych z pokryciem nośnym. Dla najbardziej u nas aktualnej konstrukcji dwudźwigarowej, niebezpieczne obciążenia zachodzą, jak widać z rys. 3, przy $C_y \approx C_{y \max}$ oraz w punktach A i B . Proponuję następujący tok obliczenia takiego skrzydła.

Wielkości dane przez przeznaczenie płatowca:
 n_a — przeciążenie w locie normalnym,
 n_b — „ „ „ „ odwrotnym (ujemne),
 k — współczynnik przekroczenia prędkości maksymalnej lotu poziomego.

Wielkości dane z projektu wstępnego:
 C_{xs} — współczynnik oporów szkodliwych,
 v_{gr} — prędkość graniczna,
 v_{max} — prędkość lotu z silnikiem.

Obliczamy:
 v_{dop} — prędkość dopuszczalną — ze wzoru:

$$v_{dop} = v_{max} + k(v_{gr} - v_{max}).$$

Podajemy obliczeniu ustrój nośny w następujących 3-ch wypadkach:

1) W locie normalnym, przy położeniu wypadkowej najbardziej ku przodowi.

Siła nośna:

$$N = n_a G.$$

2) W locie normalnym, przy położeniu wypadkowej na kącie lotu odpowiadającym:

$$C_y = \frac{n_a C_{xs}}{\left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}}\right)^2},$$

Siła nośna:

$$N = n_a G,$$

3) W locie odwrotnym, przy położeniu wypadkowej na kącie lotu, odpowiadającym:

$$C_y = \frac{n_b C_{xs}}{\left(\frac{v_{dop}}{v_{gr}}\right)^2},$$

Siła nośna:

$$N = n_b G,$$

Uwaga. Jeżeli nie przewiduje się, aby podczas służby projektowanego płatowca zaszedł wypadek wyjścia odwrotnego, wystarczy obliczać na nurkowanie z dopuszczalną prędkością przy $C_y = 0$, przyjmując naturalnie przeciążenie $n = 0$.

Powyższe obliczenie daje największe przybliżenie do rzeczywistości w ocenie sił, leżących w płaszczyźnie symetrii płatowca. Nie uwzględniliśmy jednak obciążeń niesymetrycznych i reakcyj dynamicznych skrzydła. Ale, ponieważ rzeczy tych nie można traktować, nie wchodząc w dyskusję równowagi momentów oraz działania sterów, wrócimy do tego przy innej sposobności.

Teraz jeszcze kilka słów o doborze naprężeń dopuszczalnych. Ustaliliśmy, że, im większa jest prędkość lotu, przy tem wyższych C_y siła nośna osiąga swą największą dopuszczalną wartość. Większym zaś C_y odpowiadają bardziej ku przodowi leżące środki parcia. Wynika z tego, że dźwigar przedni jest częściej obciążany, niż tylny. Biorąc jeszcze pod uwagę, że dźwigar przedni znosi obciążenie o zmiennym kierunku, podczas gdy obciążenie dźwigara tylnego zachowuje swój znak, widzimy, że, chcąc zapewnić równomierne wyzyskanie materiału, trzeba przyjmować dla dźwigara przedniego naprężenia niższe, aby zmęczenie materiału było jednakowe.

Tabela dopuszczalnych przeciążeń.

Klasa płatowca	n_a	n_b	k
Akrobacyjny	7	3	1
Zwrotny	5,5	2	0,8
Transportowy lekki	4	1	0,6
Transportowy ciężki	2,5	0	0,4

Czy jest możliwe międzynarodowe uzgodnienie układów pasowań?

Napisał inż. Wacław Moszyński, Poznań.

Pod powyższym nagłówkiem zamieścił prof. Schlesinger w zeszycie 8 Werkstattstechnik z r. b. 19 bardziej lub mniej rzeczowych artykułów, będących odpowiedzią na wstępny artykuł prof. Sawina o pasowaniach zakładów Skody. Czytelnicy Przeglądu Technicznego znają go z zeszytu 40 r. ub., jak również i krytykę układu Skody, zamieszczoną w zeszycie 44 z r. ub. W jednym z dawniejszych zeszytów (Nr. 47 z r. 1926) czytelnicy znaleźli nadto artykuł, będący porównawczą oceną projektu polskiego i innych układów; wówczas istniejących; w szczególności poddano tam krytyce układ niemiecki. Wszystko to pozwala obecnie przejść wprost do oceny wartości krytyki układu Skody ze strony niemieckiego przemysłu.

Od czasu przyjęcia układu niemieckiego, powstał szereg innych układów, jak szwajcarski i szwedzki, zbudowanych z dużym zrozumieniem rzeczy i dość znacznie różniących się od układu niemieckiego; jednak nie wywołało to poważniejszej reakcji w niemieckiej prasie technicznej. Inaczej sprawa wypadła z układem Skody; twórca jego bowiem, prof. Sawin, rozesłał do szeregu pism zagranicznych artykuł, podający układ niemiecki ostrej krytyce publicznej; skrytykował go nie z punktu widzenia teoretycznych rozstrząsań, lecz jako praktyk, który układ ten stosował przez szereg lat i musiał odeń odstąpić. Tego było za wiele! Wszak Niemcy nie wyczerpały jeszcze wszystkich możliwości narzucenia swego układu swym

bliższym i dalszym sąsiadom, jeszcze nie utrwały u nich swych wpływów, jako wyłączny dostawca wyrobów maszynowych, a do tego celu wspólny układ pasowań jest najlepszym środkiem! Jakżeż pozwolić na takie publiczne podrywanie autorytetu, na takie niełojalne współzawodnictwo! Na to wyzwanie powinna paść odpowiedź, — odpowiedź miazdząca, jeżeli nie siłą argumentów, to przynajmniej liczebnością głosów zapewniających, że.. układ niemiecki w całej pełni odpowiedział pokładanym w nim nadziejom. Zapewnienia te, wypowiedziane przez filary przemysłu, mają wielką siłę przekonywającą, czy są jednak szczerze? Być może — zwłaszcza, że po niektórych uczestnikach ankiety trudno byłoby się spodziewać, iż potrafiliby zabrać rzeczowo głos w tej polemice. Gdzie jednak wchodzi w grę interes, i to poważny, a głos zabierają przemysłowcy, tam szczerym być jest bardzo trudno, gdyby się miało coś niekorzystnego dla siebie do powiedzenia. Jest rzeczą charakterystyczną, że poza prof. Schlesingerem, organizatorem ankiety, oraz Kühnem, dziś nawróconym opozycjonistą, nie zabrał głosu żaden z ludzi nauki, którzy przecież odegrali wybitną rolę przy tworzeniu układu niemieckiego. Chodziło o to, aby wypowiedzieli się praktycy; ludzie nauki mogliby być jednak bardziej szczerzy, ale szczerokość ta byłaby w tym wypadku może nie na miejscu.

W rozgrywającej się polemice między zwolennikami układów niemieckiego i czechosłowackiego nie możemy pozostać biernymi świadkami; i u nas w kraju mamy garść zwolenników jednego i drugiego układu, ci zaś mogą przyczynić się do zahamowania procesu szybkiego rozpowszechniania się w naszym przemyśle ostatnio przyjętego układu polskiego. Jakkolwiek jego wartość i wyższość nad innymi układami była już uzasadniona, jednak najlepiej zawsze mówi ten, kto mówi ostatni.

Nie dajmy się więc ubiec i zabierzmy głos w tej rozgrywce; nie ograniczymy się jednak do zajęcia stanowiska przychylnego układowi niemieckiemu lub czechosłowackiemu, lecz postaramy się wykazać, że układ polski ma wszelkie cechy wyższości nad obydwojma poprzednimi. Będzie to jednocześnie umotywowaniem niektórych zmian, które zostały wniesione do wstępnego projektu naszego układu i które oddaliły go nieco od układu szwedzkiego.

Jeden z wybitnych współtwórców układu niemieckiego w prywatnej rozmowie z naszym równie wybitnym znawcą pasowań powiedział wiosną r. b., że gdyby Niemcy po raz drugi tworzyli swój układ, to za podstawę wzięliby nie drugą, lecz trzecią klasę dokładności. W oświadczeniu tem mieści się najbardziej ważki zarzut, jaki można postawić układowi niemieckiemu; klasa trzecia nie posiada pasowań spoczynkowych i przez to nawet w mało dokładnych konstrukcjach, w których są one konieczne, należy się uciekać do niepotrzebnie dokładnej klasy drugiej. Cierpi na tem najwyraźniej strona gospodarcza, do której Niemcy przywiązują tak duże znaczenie. Czy nie możnaby jednak zarządzić temu przez dodatkowe wprowadzenie do kla-

sy trzeciej pasowań spoczynkowych? Otóż nie, — a przynajmniej nie w rozmiarach, któreby zaspokoły istotne potrzeby, gdyż trzecia klasa jest do tego celu zbyt mało dokładna. Należałoby więc wprowadzić całą nową klasę o dokładności pośredniej, tak jak to uczynili pierwsi Szwedzi, a za nimi zakłady Skody i my.

W układzie polskim klasa druga odpowiada niemal dokładnie niemieckiemu „Feinpassung”, klasa 4-ta zaś niemieckiemu „Schlichtpassung”, różniąc się odeń obecnością pasowania lekko wciśkanego, które, zdaje się, Niemcy zamierzają również wprowadzić, za przykładem Szwajcarów („Klemmsitz”); nasza więc klasa trzecia jest dokładnie tem właśnie, czego brak Niemcom.

Nie ulega wątpliwości, że współzawodnictwo, na jakie natkną się Niemcy ze strony krajów posiadających klasę trzecią, o dokładności pośredniej między „Fein — i Schlichtpassung”, zmusi je wcześniej czy później do przyjęcia nowej klasy, jakiegoś „Mittelpassung”, która stanie się istotną podstawą układu i na której oprze się cały przemysł ogólnomaszynowy.

Na poparcie tego przytoczę, że bardzo ważny concern maszynowy MAN, jak to z ankiety wynika, stosuje już oddawna zamiast „Feinpassung” własne normy, w którym otwór wykazuje tolerancję wykonania nie 1,5 lecz 2 jednostki pasowania; rzuca to jaskrawe światło na wartość „Feinpassung” w odniesieniu do budowy silników, pomp, maszyn wytrzymałościowych i obrabiarek, składających się na program wytwórczości tego potężnego concernu. Zreformowana w ten sposób przezeń klasa druga jest bardzo zbliżona do podstawowej klasy trzeciej układu polskiego. Brak ciągłości w doborze dokładności poszczególnych klas układu niemieckiego cechuje i pierwszą klasę, która jest też właściwie tylko klasą pomocniczą. To też klasa ta nie zaspakaja potrzeb przemysłu wysokoprecyzyjnego; musiano więc niezależnie stworzyć normy dokładności łożysk kulowych, mające charakter międzynarodowy, wymagające większej dokładności; fabryki narzędzi pneumatycznych musiały również stworzyć normy własne, przyjmując tolerancję wałków znacznie mniejsze niż w klasie pierwszej.

Zarówno układy szwajcarski, szwedzki, czechosłowacki, jak i polski, szczęśliwie rozwiązały to niezmiernie ważne zagadnienie i ani wytwarzanie łożysk kulowych, ani budowa narzędzi pneumatycznych nie wymagają żadnych norm odrębnych.

Brak więc klasy średniej dokładności, która mogłaby się stać podstawową dla przemysłu ogólnomaszynowego i niewystarczająca dokładność klasy pierwszej¹⁾, która winna zaspokoić potrzeby przemysłu wysokoprecyzyjnego, jest najistotniejszą słabą stroną niemieckiego układu pasowań. Prof. Sawin niedość wyraźnie podkreślił to w swym artykule. Ankieta przeprowadzona przez prof. Schlesingera zignorowała to niemal zupełnie, wyładowując całą energję polemiki na roztrząsanie zagadnień natury mniej ważnej. Natarcie skierowano na najsłabszy punkt układu Skody, empi-

¹⁾ Zmniejszenie tolerancji wykonania wałka w klasie 1-szej z 1 jednostki pasowań na 0.75 sprawy tej należy jeszcze nie rozwiązało.

ryczne prawo zmienności tolerancji wykonania otworów i wałków. Zarzuty te są zupełnie słuszne; pogląd nasz na tę sprawę wyraziliśmy przed kilkoma miesiącami we wzmiankowanym już zeszycie 44 Przeglądu Technicznego z r. ub., pogląd zgodny ze zdaniem przemysłowców niemieckich.

Wieloletnia praktyka, poprzedzająca przyjęcie układu niemieckiego, wykazała możliwość oparcia się na pierwiastku sześciennym przy obliczaniu tolerancji wykonania otworów i wałków; ostatnich kilka lat stosowania tego układu przez przemysł potwierdziły ten wybór, niezakwestionowany ani przez Szwajcarów, ani przez Szwedów. Zakłady Skoda, odzegnujące się od robienia „oderwanej teorii”, wpadły same w labirynt scholastyki technicznego, analizując przyczyny możliwych błędów wykonania i sumując jednokierunkowe ich arytmetyczne wartości; tą drogą ustalono błędy sumaryczne, przyjęte jako „naturalne” tolerancje wykonania. I wypadła rzecz istotnie zabawna, gdyż okazało się, z jednej strony, że można uzyskać znacznie większą dokładność przy małych średnicach, z drugiej zaś — iż musi się dość znacznie powiększyć tolerancja wykonania dla dużych średnic. Potrzebie tych zmian przeczy cała dotychczasowa praktyka; bardzo słusznie też w ankiecie odpowiadają: dla średnic małych nasze tolerancje są wystarczające; nie zmniejszymy ich, bo nie chcemy podrażać naszych wyrobów bez widocznej potrzeby; co do dużych średnic — nie mamy zamiaru zwiększać tolerancji, bo osiągamy je dziś z zupełną łatwością.

Że rozbijanie przyczyn błędów i sumowanie jednokierunkowe ich skutków łatwo może doprowadzić do wątpliwych wyników, jest zupełnie oczywiste. Poza tem można odnosić się z dużą rezerwą do śmiało postawionych wniosków o ilościowym wpływie poszczególnych przyczyn błędów; oparte są one wprawdzie na bezpośrednich badaniach i pomiarach, ale te z konieczności nie mogły być dość wszechstronne i wyczerpujące; w ankiecie znajdują się poważne zastrzeżenia co do błędów jakości powierzchni i zwłaszcza błędów kształtu geometrycznego; do zastrzeżeń tych i my musimy się przyłączyć; linjowa zależność i niemal proporcjonalność ich do wymiaru nominalnego nie zdaje się być usprawiedliwioną. Wpływ różnicy temperatur między przedmiotem i sprawdzianem wydaje się być znów, w przeciwieństwie do poprzednich przyczyn, raczej nie dość uwydatniony. Ale te wszystkie błędy częściowo się znośzą, tak że w ich sumie arytmetycznej giną nawet te przyczyny, których prof. Sawin nie uwzględnił w swoim teoretycznym obliczeniu, jak wpływ zużycia sprawdzianów i przedewszystkiem, najmniej uchwytnej, indywidualny błąd wykonania, zależny od zręczności robotnika.

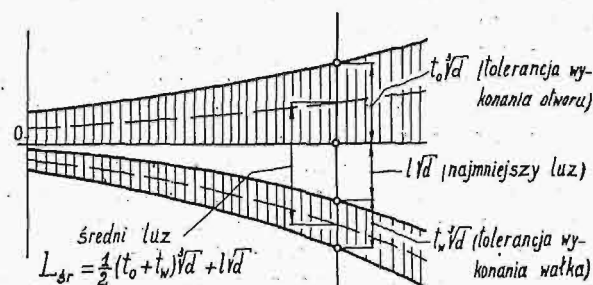
Sprawa, w swym całokształcie, jest tak zawiąkana, iż lepiej iść drogą bardziej praktyczną i oprzeć się na bezpośrednich, a nie na wyrozumowanych wynikach, te zaś prowadzą do prawa pierwiastka sześciennego, jako miary tolerancji wykonania; przyjęte zostało też ono i w polskim układzie.

Inaczej przedstawia się sprawa luzów w pasowaniach ruchowych. W tym wypadku zarzut ro-

biaenia teorii przypada w udziale Niemcom, którzy, gwoli prostoty budowy układu, przyjęli i tu prawo pierwiastka sześciennego. Szwajcarzy odrzucili wszelkie założenia teoretyczne i ustalili luzy w drodze empirycznej; najmniejsze luzy rosną u nich przy małych średnicach początkowo bardzo wolno, według pierwiastka 4 wzgl. 3 stopnia, przy średnicach średnich wykładnik pierwiastka maleje do $3 \div 2$, przy wielkich dochodzi się nawet do zależności linjowej; im pasowanie jest bardziej luźne, tem ta zależność linjowa zaczyna się od mniejszych średnic nominalnych.

Jeżeli porównamy układy niemiecki, szwedzki, polski i czeskosłowacki, stwierdzimy, że średnie luzy pierwszego odpowiadają ściśle pierwiastkowi sześciennemu, ostatniego zaś — niemal dokładnie pierwiastkowi kwadratowemu; w układach szwedzkim i polskim sprawa przedstawia się inaczej i jest niby złotym środkiem między dwoma poprzednimi układami; wprawdzie najmniejszy luz jest proporcjonalny do pierwiastka kwadratowego, jednak, dzięki proporcjonalności tolerancji wykonania do pierwiastka sześciennego, średni luz wyraża się (por. rys. 1) sumą:

$$L_{sr} = \frac{1}{2}(t_o + t_w) \sqrt[3]{d} + l \sqrt{d}.$$



Rys. 1.

Im wymiar nominalny jest większy oraz im bardziej pasowanie jest luźne, tem bardziej przeważa wpływ pierwiastka kwadratowego i luzy upodobniają się do luzów układu Skody; im wymiar jest mniejszy i pasowanie ciasniejsze, tem bardziej przeważa pierwiastek sześcienny i luzy upodobniają się do luzów układu niemieckiego.

Wreszcie pasowanie suwliwe jest zupełnie zbliżone do odpowiedniego pasowania układu niemieckiego. Po bliższym więc zastanowieniu się, dochodzimy do wniosku, że zmienność luzów średnich w układach szwedzkim i polskim idzie po linii wytkniętej przez Szwajcarów, choć w sposób bardziej umiarkowany. Wszystko przemawia za tem, że w wyborze zmienności luzów przyjęliśmy najlepsze rozwiązanie.

Nie należy jednak przeceniać znaczenia tych różnic, które, zdaje się, też nie jest tak wielkie²⁾, choć z drugiej strony nie należy przechodzić nad niem do porządku dziennego; przyjmując nowy układ, należy więc dobrze zastanowić się nad tem, w czym można oczekiwać ujawnienia się jego słabych stron.

²⁾ Jak z ankiety wynika, fabryka Wülfel, przed wprowadzeniem układu DIN, stosowała przez 20 lat z powodzeniem własny układ, charakteryzujący się niezmiennymi tolerancjami i luzami dla wszelkich średnic budowanych przez się pędni; wygląda to niemal nieprawdopodobnie.

Pasowania mieszane — przylgowe i wciskowe — w układach szwedzkim i polskim zbliżają się znów zupełnie do układu czechosłowackiego, gdyż średnie ich luzy są proporcjonalne do pierwiastka kwadratowego; sprawia to, że pasowania przylgowe są stosunkowo luźniejsze, wciskane zaś stosunkowo ciaśniejsze przy średnicach dużych niż przy małych; obie rzeczy są usprawiedliwione, gdyż od pierwszych pasowań wymaga się łatwego złożenia części, od drugich — pewnej trwałości złączenia, tem większej, im większe są wymiary części złączonych.

Idąc konsekwentnie, winniaby Szwedzi utrzymać prawo pierwiastka kwadratowego i dla dalszych pasowań wtlaczanych; tego jednak nie uczynili, w pasowaniu lekko wtlaczanem średni wcisk nagle powraca znów do pierwiastka sześciennego, zaś w dalszych pasowaniach przybiera wartości pośrednie między pierwiastkiem sześciennym a kwadratowym. Pasowania wtlaczane są też słabą stroną układu szwedzkiego. Z pomiędzy nich układ polski przyjął jedynie pasowanie lekko wtlaczane o zerowym najmniejszym wcisku, godząc się na to, że przy dużych średnicach da ono połączenie stosunkowo nie o wiele ciaśniejsze od pasowania wciskanego, i że natomiast przy małych wymiarach różnica między nimi wystąpi bardzo wyraźnie. Dzięki swemu odrębnemu charakterowi, pasowanie lekko wtlaczane w rękach zręcznego konstruktora stwarza nowe możliwości zastosowań; nie dając znaczniejszych wcisków, zapewnia bezwzględny brak luzu dodatniego i tym sposobem wykazuje znaczną wyższość nad niemieckim „Festsitz“; niemal wszyscy biorący udział w ankiecie wskazywali, że jeżeli chce się za wszelką cenę uniknąć w niem luzu dodatniego, należy uciec się do „Edelfestsitz“; w układach szwedzkim i polskim osiąga się to nietylko w klasie drugiej, ale nawet i w trzeciej.

Co do innych pasowań wtlaczanych, zwykłego i mocnego — układ polski różni się od układu szwedzkiego tem, że najmniejsze wciski przejął z układu Skody; średnie wciski wypadły przez to mniejsze dla średnic małych i większe dla wielkich niż w układzie szwedzkim. I tu więc układ polski zajął znów złoty środek między układami szwedzkim i czeskim, zbliżając się jednak do ostatniego. Linjowa zależność najmniejszych wcisków w pasowaniach wtlaczanych ma wszelkie racje bytu; dzięki niej pasowania te mogą też służyć jako pasowania skurczowe, wymagające również linjowej zależności wcisku, jak to wynika ze znanych, oddawna stosowanych wzorów do obliczania połączeń skurczowych.

Sprawę pasowań wtlaczanych — zwykłego i mocnego — ankieta obesła zdaleka, zdając sobie sprawę, że jedyny „Pressitz“, który mogłaby im przeciwstawić, nie wyczerpuje zagadnienia; i na tym więc punkcie w układzie niemieckim istnieją niedociągnięcia.

Obecnie możemy odpowiedzieć na pytanie postawione w nagłówku, na które ani ankieta, ani jej inicjator odpowiedzi jednak nie dali: czy jest możliwe międzynarodowe uzgodnienie układów pasowań? Jest ono nietylko możliwe, lecz nawet zostało już osiągnięte; można stwierdzić, że wszyst-

kie istniejące dziś układy asymetryczne, posiadające jednaką temperaturę odniesienia 20° C, są najzupełniej zamienne, mimo że różnią się między sobą sposobem traktowania luzów, tolerancji, stopniowaniem klas dokładności i t. d. Wszak w ramach każdego układu możemy z łatwością tworzyć pasowania kombinowane, kojarząc różne klasy dokładności o bardzo nieraz odmiennych tolerancjach wykonania; przy kojarzeniu przedmiotów wykonanych według różnych układów, nie natrafiamy naogół na trudności o wiele większe, niż przy kojarzeniu przedmiotów wykonanych w jednym i tym samym układzie; musimy tylko znać owe układy obce, by umieć posługiwać się nimi. Opracowanie tablicy porównawczej dwóch lub więcej układów pasowań jest bardzo łatwe; każdy może to zrobić, obliczając dla określonego zakresu obszaru średnic nominalnych graniczne luzy, wzgl. wciski, dla poszczególnych pasowań porównywanych układów³⁾.

Samo przez się narzuca się pytanie, dlaczego tyle się pisze, tyle debatuje, doświadcza i tworzy nowego, skoro wreszcie wszystkie układy obecnie istniejące, a niezawodnie i te, które powstaną po nich, są jakgdyby równoważne? Czy nie chodzi tu o zaspokojenie osobistych ambicji kół technicznych poszczególnych krajów? Trudno powiedzieć, o ile ten argument może istotnie odgrywać pewną rolę. Względędy rzeczowe jednak również istnieją. Idealnym układem byłby ten, w którym wszystkie pasowania zachowywałyby niezmienny charakter, niezależnie od wymiaru nominalnego, rodzaju tworzyw użytych do wykonania złożonych części i innych licznych czynników. Jest rzeczą oczywistą, że takiego idealnego układu niema i nigdy nie będzie. Jednak świat techniczny nie ustaje w poszukiwaniach coraz to lepszych rozwiązań; jesteśmy świadkami, że układy nowopowstające nie są cofaniem się na drodze postępu i, jeżeli nie na całej linii, to przynajmniej w szeregu punktów wnoszą nowe wartości. Rzuciwszy okiem wstecz, stwierdzamy, że układ niemiecki położył olbrzymie zasługi na tem polu: urozmaicił pasowania, wprowadził klasy dokładności aż do zgrubnych wtlacznie, zbudował logicznie pomyślane obszary średnic nominalnych, przedewszystkiem zaś ustalił szczęśliwie temperaturę odniesienia i położył niewzruszone podwaliny pod wszystkie późniejsze układy asymetryczne. Wreszcie Niemcy rozwiązali bez reszty zagadnienie: stały otwór czy stały wałek? Jednocześnie przyjęli jednostkę pasowań, co okazało się błędem, gdyż wtłoczyło cały układ w sztuczne i niewygodne dlań, ciasne ramy. Zasługą Szwajcarów jest, że ramy te rozbli, nadto dali oni klasie pierwszej należne jej miejsce i szczęśliwie zapoczątkowali symbolistykę literową. Szwedzi wprowadzili trzecią klasę dokładności, nadającą się jako podstawa dla przemysłu ogólnomaszynowego, i doprowadzili symbolistykę do najdoskonalszej z istniejących dziś postaci; zakłady Skoda wprowadziły pięć dobrze zharmonizowanych klas dokładności i logicznie pomyślane pasowania wtlaczane. Nam, Polakom, przypa-
dło w udziale odegrać rolę łącznika między ście-

³⁾ Por. tablice na str. 388 i 389 Przegl. Techn. z r. 1928.

rającymi się poglądami; układ nasz jest piewszym kompromisem między paroma istniejącymi układami.

Miną lata, i przemysł zdobędzie dużo więcej doświadczenia na polu pasowań, niż go ma obecnie; wtedy niezawodnie będzie można łatwo dojść do porozumienia i ustalić wspólny układ pasowań dla wszystkich krajów, używających miar metrycznych. Przejście od dawnego układu do nowego nie pociągnie za sobą większych trudności; nowe sprawdziany wykonywać się będzie nadal według nowych norm, dawne można będzie stosować w okresie przejściowym narówni z nowymi, aż do naturalnego wycofania ich wskutek zużycia.

W tych warunkach upadnie najcięższy argument, sprzeciwiający się zmianie układu, argument kieszki.

Czeka więc nas w przyszłości surowe, wolne od egoizmu uzgodnienie poglądów na dodatnie i ujemne strony poszczególnych układów; będzie to położeniem podwalin pod nowy układ — międzynarodowy.

My, Polacy, jesteśmy świadomi tego, że naszą decyzją wyszukania najlepszych rozwiązań między układami istniejącymi, miast tworzenia czegoś nowego, przyczyniliśmy się do przyspieszenia owej chwili, w której powstanie jedyne układu międzynarodowego będzie możliwe.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

KOMUNIKACJA.

Rozwój komunikacji miejskiej w Berlinie.

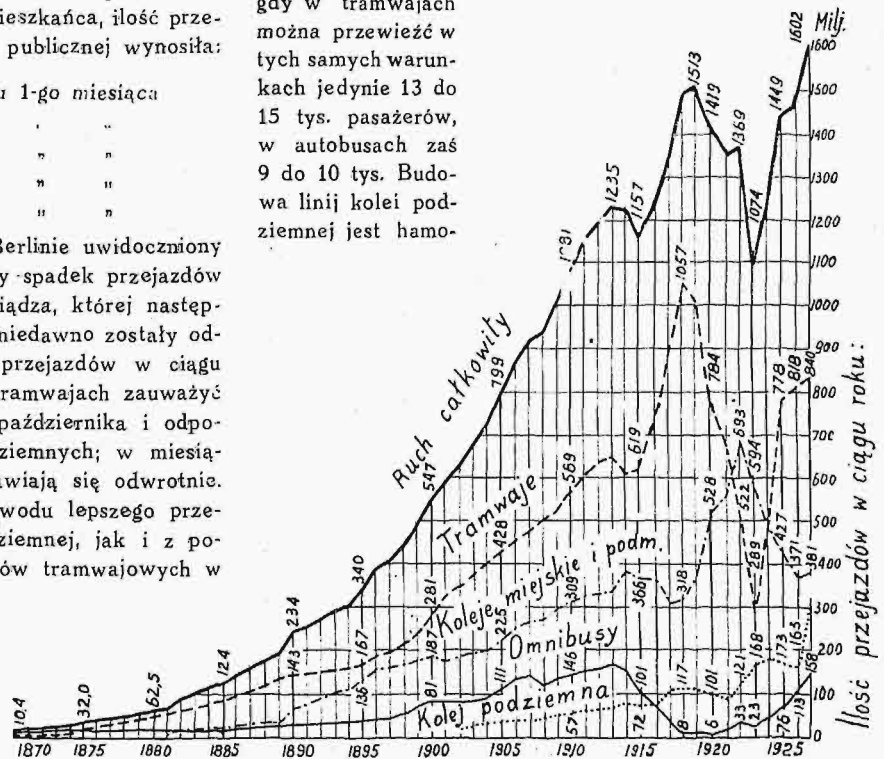
W Berlinie, podobnie jak i w innych wielkich miastach, datuje się od szeregu lat ciągły wzrost ruchu ulicznego, następujący znacznie szybciej, niż przyrost ludności. Przed 50-u laty, kiedy ludność Berlina wynosiła ok. 1 milj. mieszkańców, przewieziono w ciągu roku przy pomocy różnego rodzaju środków komunikacji publicznej ok. 52 milj. osób, podczas gdy obecnie (1927) ilość mieszkańców wynosi ok. 4,2 milj., roczna zaś ilość przejazdów przekracza 1600 milj. Widzimy więc, że w tym okresie czasu, gdy ludność miasta zwiększyła się mniej więcej 4-krotnie, ilość zaś przejazdów — 40-krotnie. W odniesieniu do 1-go mieszkańca, ilość przejazdów różnymi środkami komunikacji publicznej wynosiła:

w roku 1878	3.5	w ciągu 1-go miesiąca
" 1890	9	" " "
" 1900	16	" " "
" 1913	25	" " "
" 1927	39	" " "

Rozwój komunikacji masowej w Berlinie uwidocznił się na rys. 1. Ciekawy jest gwałtowny spadek przejazdów w r. 1923, spowodowany inflacją pieniądza, której następstwa, jak widać z wykresu, względnie niedawno zostały odrobione. Co się tyczy wahań ilości przejazdów w ciągu poszczególnych miesięcy roku, to w tramwajach zauważyć można stały wzrost od maja do października i odpowiedni ubytek w pociągach linii podziemnych; w miesiącach zimowych zależności te przedstawiają się odwrotnie. W ostatnich latach zresztą, tak z powodu lepszego przewietrzania wagonów komunikacji podziemnej, jak i z powodu przywróconego ogrzewania wozów tramwajowych w ciągu miesięcy zimowych, różnice ilości przejazdów w różnych sezonach mniej się uwypuklają. W ciągu tygodnia, największy ruch przejazdowy występuje w soboty, najmniejszy zaś — w niedziele i w dniu świąteczne; przejazdy wycieczkowe nie wyrównują nawet w ciągu miesięcy letnich ubytku, spowodowanego brakiem przejazdów do pracy. Wpływy temperatury są również znaczne i zauważono, że w tramwajach przyrost temperatury o 1°C powoduje wzrost o ok. 10 000 przejazdów dziennie. W ciągu dnia natężenie ruchu przejazdowego zmienia się bardzo znacznie; na jednej z głównych linii kolei podziemnej stwier-

dono, że w czasie największego natężenia ruchu, t. j. między godz. 8-mą a 9-tą przewozi się 13,2%, między g. 17-tą a 18-tą — 11,8% i między godz. 19-tą a 20-tą — 10,8% ogólnej ilości pasażerów przewiezionych w ciągu 20-godzinnej dnia pracy kolei podziemnej.

Najbardziej odpowiednim środkiem komunikacji publicznej w wielkich miastach są obecnie pociągi kolei podziemnej, przewożą bowiem największe ilości pasażerów w ciągu najkrótszego czasu, przy zupełnym odciażeniu ulic. Nowa linja kolei podziemnej w Berlinie, przeznaczona dla pociągów 9-wagonowych, jest w stanie przepuścić w jednym kierunku w ciągu godziny 50 tys. pasażerów, podczas gdy w tramwajach można przewieźć w tych samych warunkach jedynie 13 do 15 tys. pasażerów, w autobusach zaś 9 do 10 tys. Budowa linij kolei podziemnej jest hamo-



Rys. 1.

wana, ze względu na ogromne koszty wykonania. W Berlinie, w stosunku do zaludnienia tego miasta, sieć kolei podziemnej jest jeszcze mało rozbudowana, przypada bowiem: w Berlinie 13,4 km kolei podz. na 1 milj. mieszk. podczas gdy: w Londynie 30,4 „ „ „ „ „ „ „ „ w New Yorku 85,5 „ „ „ „ „ „ „ „

W celu jak największego spopularyzowania kolei podziemnej w Berlinie, zarząd jej wprowadza stopniowo szereg urządzeń, mających na celu wygodę pasażerów, a więc polepszenie oświetlenia wewnątrz wagonów dla umożliwienia czytania, zbudowanie na stacjach ruchomych schodów, które podnoszą pasażerów na poziom ulicy i t. d. Bardzo praktycznym pomysłem okazało się zrównanie ceny biletów w pociągach kolei podziemnej, tramwajach i autobusach (wszystkie te przedsięwzięcia są obecnie pod zarządem miasta) z prawem jednorazowego przesiadania z jednego do któregośkolwiek z dwóch pozostałych środków lokomocji. Zarządzenie to przyczyniło się do udogodnienia i potaniaenia przejazdów i spowodowało wzrost ich o 46%. (V. D. L., t. 72 (1928), zes. 11, str. 357—362).

ODLEWNICTWO.

Przybliżone wyznaczanie zawartości siarki w odlewach żeliwnych.

Przy topieniu surowca w żeliwiakach wzrasta w nim zawartość siarki, ponieważ siarka z koksu częściowo spala się na SO_2 i SO_3 , a reszta przechodzi do surowca. W czasie topienia zachodzi częściowe odsiarczenie przez tworzenie się MnS , który rozpuszcza się w żużlu, albo w twarza sztejn. Odsiarczenie przez CaS jest w żeliwiaku niemożliwe, ponieważ żużle z niego zawierają dużo żelaza.

Według badań D-ra Inż. B. Osann'a, przy topieniu surowca w żeliwiaku, 70% całej zawartości S w koksie spala się, a 30% przechodzi do surowca; natomiast z siarki, zawartej w surowcu przed topieniem, 25% przechodzi w czasie topienia do żużli, a 75% zostaje w surowcu.

Na podstawie tych badań, znając zawartość S w surowcu i w koksie oraz ich ilość, możemy obliczyć zawartość S w surowcu po roztopieniu. Jak wykazują podane przez D-ra Osann'a przykłady, obliczona w ten sposób zawartość S dobrze się zgadza z określoną analitycznie.

Początkowa zawartość S w surowcu %	Zawartość S po roztopieniu %	Zawartość S obliczona według Osann'a. %	Różnica %
0,057	0,091	0,036	—0,005
0,052	0,083	0,084	+0,001
0,057	0,083	0,083	—0,005
0,055	0,087	0,082	—0,005
0,062	0,087	0,088	+0,001
0,055	0,089	0,0835	—0,0055
0,057	0,0905	0,089	—0,0015
0,049	0,0784	0,078	—0,0004
0,050	0,084	0,074	—0,010
0,066	0,089	0,093	+0,004
0,072	0,097	0,097	+0,000
0,060	0,0897	0,0857	—0,004
0,074	0,1015	0,098	—0,003
0,058	0,083	0,091	+0,008
0,059	0,0865	0,085	+0,002
0,068	0,107	0,092	—0,015

(Die Giesseerei, 2.III.1928, str. 204).

Inż. M. Zinczenko

Nekrologja.

Ś. p. Inż. Andrzej Maciejowski.

Dnia 9 maja r. b. zmarł nagle w Krakowie w pełni sił ś. p. inż. Maciejowski, długoletni współpracownik i prokurent fabryki Zieleniewskiego w Krakowie.

Zmarły urodził się w Węgierskim Hradyszu na Morawach w r. 1855, a niższe gimnazjum i szkołę realną ukończył

w Krakowie. Wydział budowy maszyn ukończył w r. 1868/9 na Politechnice Wiedeńskiej, gdzie otrzymał tytuł inżyniera. Służbę wojskową w b. zaborze austriackim odbył w arsenałach morskim w Poli, w biurze konstrukcyjnym budowy maszyn, gdzie zajmował się rekonstrukcją i próbami parowych maszyn okrętowych i gdzie złożył egzamin praktyczny. W tym czasie zapoznał się bliżej z całym okrętownictwem, a później swą wiedzę w tym zakresie oddał na usługi przy opracowywaniu „słownictwa okrętowego”. Następnie pracował rok w fabryce maszyn J. Körösz w Andritz pod Grazem, najpierw w oddziale mostowym i konstrukcji kotłów okrętowych, a później w oddziale maszynowym przy budo-



wie maszyn parowych, przy urządzeniach kolejowych, głównie zaś przy konstrukcjach żorawi różnego rodzaju, z napędem ręcznym i parowym, różnej wielkości. Stąd zaproszony został do Erste Brüner Maschinenfabriks-Gesellschaft w Bernie, jako konstruktor maszyn parowych oraz pomp i transmisji. Po kilku latach przeniósł się na rok do fabryki maszyn „Fürst Salm”, później Breifeld, Danek & C^o w Blansku, jako konstruktor maszyn parowych, maszyn hutniczych i górniczych. Stąd zaproszony zostaje po raz drugi do Erste Brüner Mfg., jako specjalista od maszyn szybkoobrotowych, pomp, transmisji i rurociągów. Po kilku latach pracy wraca z powrotem do fabryki w Andritz (lecz już istniejącej jako „Alpine Montangesellschaft”), jako nadinżynier i kierownik oddziału maszyn parowych większych typów, głównie wielkich stojących maszyn szybkoobrotowych, wielkich maszyn walcowniczych i urządzeń hutniczych, dla hut Alpine Montanges., i pomp. Stąd udało się pozyskać Zmarłego do Fabryki wagonów i maszyn w Sanoku, a więc wraca do kraju, i tu, jako nadinżynier, członek Dyrekcji, prokurent i wicedyrektor techniczny, pracuje jako specjalista budowy maszyn parowych, urządzeń gazowniczych, pogłębiarek, łodzi ratunkowych i urządzeń ratunkowych. Wskutek fuzji 3-ch fabryk (Kraków, Lwów i Sanok) w r. 1913 przeniesiony był jako nadinżynier do Biura budowy maszyn w Krakowie, gdzie 1 1/2 roku pracował jako kierownik biura budowy maszyn, a wskutek zajęcia fabryki przez wojsko został czasowo zwolniony, z zastrzeżeniem powrotu na wezwanie. Wezwany przez Fabrykę pomp i armatur Rudolphi i S-ka w Trzebini, uruchamia po wojnie całą fabrykę i doprowadza ją do należytej i owocnej pracy. Na zaproszenie Dyrekcji, wraca do fabryki Zieleniewskiego i pracuje tam od r. 1923 jako prokurent, głównie w dziale kosztorysowym, aż do śmierci.

Pomimo to, że praca w fabryce Zieleniewskiego zajmowała Mu cały dzień, umiał znaleźć jeszcze czas po godzinach biurowych na wykłady z działów: budowy maszyn parowych i silników spalinowych, kotłów i żorawi w Szkole przemysłowej w Krakowie, jako też na ustalanie polskiego słownictwa technicznego. Gdy tydzień cały był zajęty w fabryce, poświęcał podpisanemu zupełnie bezinteresownie chwile wolne w niedziele, uszczuplając tem oczywiście nieliczne chwile odpoczynku.

Mnie, któremu przypadł w udziale smutny obowiązek pożegnania jednego z najważniejszych pracowników w naszym gronie, wypada przyłączyć się jedynie do chóru głosów, żałujących odejścia od nas najlepszego męża, ojca, technika i kolegi.

Inż. Stadtmüller.

WIADOMOŚCI POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE STANDARDISATION

T R E Ś Ć :

Sprawozdanie z działalności P.K.N.
w okresie od 1.I.1927 do 31.XII
1927.

WARSZAWA

20 CZERWCA
1928 r.

S O M M A I R E :

Rapport du Comité Polonais de
Standardisation sur son acti-
vité en 1927.

Sprawozdanie z działalności P. K. N. w okresie od 1.I.1927 do 31.XII.1927 r.

A. Działalność Komisji Komitetu.

W okresie sprawozdawczym, działalność ustalonych przez Komitet Komisji wyraziła się w następujących pracach:

I. Komisja Ogólna, pracująca pod przewodnictwem Prezesa Komitetu, p. Inż. Drzewieckiego, odbyła 4 posiedzenia, załatwiając sprawy jej powierzone i opracowała normę kopert, która została uchwalona przez Plenum Komitetu w grudniu 1927 r.

Przy Komisji Ogólnej istniały następujące Podkomisje:

1) Słownictwa, Symbolów i Znakowania (przewodniczący Inż. Z. Przybylski).

2) Norm Wytrzymałościowych (przew. Prof. L. Karasiński) nie została zreorganizowana w myśl uchwały Plenum Komitetu z dn. 11 października 1926 r.

3) Kreślenia Technicznego (przew. Prof. A. Rogiński) odbyła końcowe posiedzenie, dotyczące 18-tu norm kreślenia technicznego, uchwalonych przez Plenum Komitetu w kwietniu 1927 r.

II. Komisja Hutnicza I (normalizacji żelaza i stali) pod przewodnictwem p. Inż. Wł. Kuczewskiego odbyła 4 posiedzenia w sprawie opracowania całości kształtu klasyfikacji wytworów hutnictwa oraz znakowanie żelaza i stali.

1) Podkomisja wyrobów szamotowych i ogniotrwałych (przew. Inż. G. Zelechowski) ma w opracowaniu: a) unifikację marek oraz nomenklaturę wyrobów szamotowych, b) warunki techniczne na dostawę cegieł ogniotrwałych i kamieni szamotowych dla palenisk parowozowych i c) warunki techniczne dla kamieni szamotowych hutniczych.

Posiedzeń nie było.

III. Komisja Rur (przew. Inż. J. Kopka) odbyła 2 posiedzenia plenarne. Komisja opracowała: a) projekt ujednostajnienia sposobów oznaczania rur i b) projekt nomenklatury rur.

Były i są czynne podkomisje:

1) Rur i kształtek żeliwnych wodociągowych (przew. Prof. I. Radziszewski);

2) Rur i kształtek żeliwnych gazowych (przew. Inż. A. Dziurzyński);

3) Rur kanalizacyjnych i cienkościennych żeliwnych (przew. Prof. I. Radziszewski) — w opracowaniu są poszczególne typy rur oraz kształtek;

4) Ogrzewnicza (przew. Prof. H. Czopowski) przystąpiła do opracowania norm kształtek i uzbrojenia ogrzewniczego;

5) Rur gwintowanych i łączników (przew. Inż. Fr. Bąkowski) odbyła 11 posiedzeń i opracowała tablice gwintu rurowego i łączników;

6) Rur i kształtek wiertniczych (przew. Prof. Fabiański) odbyła 4 posiedzenia i ustaliła prowizoryczny schemat zarurowania otworów wiertniczych, przepisy kolejności przy odbiorze rur wiertniczych, przepisy wykonawcze dla walcowni rur, wzory protokołów odbiorczych, kilka tablic wykresów, jak: idealny schemat rurowania, wykres dla obliczenia rur na ciśnienia zewnętrzne cieczy, tablicę wymiarów rur wiertniczych, tablicę wymiarów kontrolnych, tablicę połączeń rurowych i t. d.

7) Podkomisja gazomierzy i połączeń tychże (przew. Inż. Wł. Pietraszewicz);

8) Podkomisja wodomierzy i połączeń do tychże (przew. Inż. E. Szenfeld);

9) Podkomisja przyborów gazowych (przew. Inż. M. Seifert).

10) Podkomisja przyborów wodociągowych i kanalizacyjnych (przew. Inż. L. Piekarski). W chwili obecnej Komisja Rur ma być zreorganizowana w myśl uchwały konferencji, odbytej przy współudziale członków Komisji: rurowej i rurowościowej.

IV. Komisja Budowlana (przew. Inż. W. Polkowski) odbyła 2 posiedzenia i wyłoniła 5 podkomisji. Są to:

1) Podkomisja ceramiczna (przew. Inż. H. Martens), która odbyła 2 posiedzenia, opracowała normę formatu cegły, uchwaloną przez Plenum Komitetu w kwietniu 1927 r., i opracowała: normy dachówek i gąsiorów, warunki techniczne dla cegły i dachówki oraz warunki dostawy cegły i dachówki.

2) Podkomisja cementowa (przew. Inż. W. Polkowski) odbyła 2 posiedzenia.

3) Podkomisja drewna (przew. Inż. F. Bobrowski) odbyła 3 posiedzenia, opracowała projekt normy drewna budowlanego.

4) Podkomisja części budowlanych (przew. Inż. W. Polkowski) odbyła 4 posiedzenia i opracowała projekt normy okien. W opracowaniu: wymiary drzwi oraz wymiary i szczegóły drzwi wewnętrznych.

5) Podkomisja normalnej umowy (przew. Inż. W. Polkowski) odbyła 3 posiedzenia, mając na celu opracowanie instrukcji o przetargach na dostawy budowlane oraz warunki techniczne na roboty budowlane.

V. Komisja Części Maszyn (przew. Inż. J. Piotrowski) odbyła 2 posiedzenia, oraz podkomisje:

1) Podkom. ogólnych normalnych części maszyn (przew. Inż. J. Kunstetter) odbyła 2 posiedzenia i opracowała 3 normy (kołków stożkowych i cylindrycznych, przekrojów kłębów i wypustek), uchwalone przez plenum Komitetu w kwietniu 1927 r. oraz projekt normy zatyczek, ogłoszony w „Przeglądzie Technicznym”. W opracowaniu kliny wypuszczane płaskie i wklęsłe oraz styczne.

2) Podkom. śrub, gwintów, nakrętek i kluczy (przew. Inż. J. Piotrowski) odbyła jedno posiedzenie i opracowała 9 norm gwintów metrycznego i Whitworth'a, uchwalonych przez plenum Komitetu w grudniu 1927 r.; w opracowaniu: śruby, nakrętki, klucze, tolerancje gwintów i kluczy.

3) Podkom. nitów i nitowań (przew. Inż. T. Geritz) odbyła 3 posiedzenia w sprawie normy nitów.

4) Podkom. pędni (przew. Inż. M. Zakrzewski) odbyła 8 posiedzeń i opracowała projekty norm średnic normalnych wałków pędniowych, sprzęgieł tarczowych i łukowych, ogłoszone w „Przeglądzie Technicznym”. W opracowaniu: pierścienie osadcze.

VI. Komisja Mostów i Konstrukcyj Żelaznych jest nieczynna, wskutek wakuującego stanowiska przewodniczącego, po ustąpieniu Inż. Strożeckiego.

VII. Komisja Układów Pasowań i Tolerancyj (przew. Prof. H. Mierzejewski) pracowała nad polskim układem pasowań i tolerancyj (prace jej ukazały się w „Przeglądzie Technicznym”).

VIII. W Komisji Maszyn (przew. Inż. St. Płużański) były czynne:

1) Podkom. silników parowych (przew. Prof. W. Chrzanowski), która ma w opracowaniu

normy odbiorcze maszyn parowych i turbin parowych.

2) Podkom. narzędzi i obrabiarerek do metali (przew. Prof. H. Mierzejewski) opracowała cały szereg projektów norm narzędzi; 10 z nich zostało ogłoszone w „Przeglądzie Technicznym”, a 10 w „Mechaniku”.

3) Podkom. smarów i oliwienia (przew. Inż. St. Zarzecki) odbyła 3 posiedzenia i opracowała normę klasyfikacji produktów naftowych i metod ich badania.

4) Podkom. maszyn rolniczych (przew. Prof. St. Biedrzycki) odbyła jedno posiedzenie.

5) Podkom. podnośników (przew. Prof. W. Suchowiak) przystąpiła do prac przygotowawczych nad normalizacją części podnośników.

6) Podkom. silników spalinowych (przew. Inż. K. Toepfer) miała w opracowaniu normy odbiorcze dla silników spalinowych (z wyjątkiem silników samochodowych i lotniczych).

IX. Komisja Samochodowa (przew. Inż. mjr. K. Meyer) opracowała projekt warunków technicznych dostawy samochodowych odlewów żeliwnych, ogłoszony w „Przeglądzie Technicznym”. W opracowaniu: gwinty stosowane przy wyrobieniu śrub, nakrętek i zamiennych części samochodowych; warunki techniczne dostawy części zamiennych z żelaza kowalnego, ze stali lanej i ze stopów lekkich.

X. Komisja Kotłowa (przew. Inż. K. Parniewski) odbyła 9 posiedzeń i opracowała projekt przepisów o ustawianiu i dozorcze kotłów parowych, używanych na lądzie oraz projekt przepisów stosowania spawania przy budowie i naprawie kotłów. Projekty te zostały ogłoszone w „Technice Ciepłej”. W opracowaniu: warunki odbioru tworzywa kotłów parowych i przepisy o budowie kotłów parowych, pracujących na lądzie.

XI. Komisja Technologji Chemicznej (przew. Inż. E. Trepka) odbyła 4 posiedzenia i wyłoniła 8 podkomisyj. Są to:

1) Podkomisja środków skażających (przew. Inż. J. Kączkowski), która odbyła 2 posiedzenia w sprawie środków skażających dla soli.

2) Podkomisja norm chemicznych cementu portlandzkiego (przew. Prof. M. Struszyński), która odbyła 2 posiedzenia i opracowała projekt warunków technicznych dostawy cementu portlandzkiego i normy brania prób, ogłoszone w „Przeglądzie Technicznym”.

3) Podkomisja techniczna wyrobów gumowych (przew. Inż. Z. Powąła-Niedźwiecki), która przystąpiła do opracowania norm technicznych wyrobów gumowych.

4) Podkomisja pokostu i oleju lnianego (przew. Prof. M. Struszyński), która odbyła jedno posiedzenie i opracowała normę własności i sposobów badania pokostu lnianego, uchwaloną przez Plenum Komitetu w grudniu 1927 r.

5) Podkomisja metod analizy węgla kamiennego (przew. Prof. J. Zawadzki).

Podkomisja odbyła 2 posiedzenia dotyczące metody analizy węgla.

6) Podkomisja trwałości wyfarbowań (przew. Inż. Wł. Płużański). Podkomisja pracowała nad ustaleniem normalnych sposobów oznaczenia trwałości wyfarbowań oraz trwałości wyfarbowań dla poszczególnych artykułów masowych.

7) Nowoutworzona Podkomisja farb i lakierów (przew. Prof. M. Struszyński) odbyła jedno posiedzenie i zapoczątkowała normalizację suchych farb oraz własności i badanie lakierów.

8) Nowoutworzona Podkomisja produktów suchej destylacji drzewa (przew. Inż. A. Tupalski) odbyła jedno posiedzenie w sprawie suchej dystylacji drzewa.

XII. Komisja Lotnicza (przew. Inż. P. Drzewiecki) odbyła 2 posiedzenia. Prace Komisji Lotniczej przejęło Zrzeszenie Polskich Przemysłowców Lotniczych. Komisja wyłoniła 5 podkomisyj:

- 1) Podkomisję silnika lotniczego (przew. Inż. W. Rumbowicz).
- 2) Podkomisję płatowców (przew. Inż. St. Cywiński).
- 3) Podkomisję surowców i półfabrykatów (przew. Inż. St. Twardowski).
- 4) Podkomisję sprzętu aerostaticznego (przew. mjr. H. Grabowski).
- 5) Podkomisję słownictwa lotniczego (przew. E. Jungowski).

XIII. Komisja Włókiennicza (przew. Inż. P. Rumpel) odbyła 4 posiedzenia, w celu opracowania warunków technicznych dla dostaw rządowych.

Pozatem Komisja opracowuje opisy tkanin lnianych, jutowych i konopnych oraz opis techniczny nici i taśm.

XIV. Komisja Skór zawiesiła swe prace.

W okresie sprawozdawczym utworzono następujące nowe Komisje:

XV. Komisję Rurociągową (przew. Inż. L. Piekarski). Komisja odbyła 2 posiedzenia i uchwaliła projekt nominalnych średnic rurociągów oraz projekt stopniowania ciśnień, ogłoszone w „Przeglądzie Technicznym”. Obecnie została zreorganizowana w związku z reorganizacją Komisji Rurowej.

XVI. Komisję Meljoracyjną (przew. Inż. Cz. Zakaszewski), która odbyła jedno posiedzenie w sprawie normy rurek drenowych.

XVII. Komisję Przyrządów Pózarnicznych (przew. Inż. L. Piekarski).

Pozatem, na posiedzeniu plenarnym P. K. N. z dnia 23.IV.1927 r. uchwalono utworzyć Komisję Sit i Komisję Hutniczą II (normalizacji metali z wyłączeniem żelaza i stali). Komisje te dotychczas nie zostały zorganizowane, z powodu trudności obsadzenia stanowisk przewodniczących.

Dorobek Komitetu w okresie sprawozdawczym wyraził się w wydaniu 33 norm. Łącznie z poprzednimi wydawnictwami, Komitet posiada 90 norm.

B. Działalność Biura.

Biuro Komitetu załatwiło około 1800 spraw bieżących, zwołało konferencję w celu załatwienia poglądów polskiego przemysłu i sfer fachowych na sprawę ujednostajnienia klasyfikacji stali. Biuro prowadziło ewidencję wymiany prac i druków z komitetami obcokrajowymi, prowadziło dział „Wiadomości P. K. N.” w „Przeglądzie Technicznym” oraz wydało 33 normy, uchwalone przez Plenum Komitetu. Oprócz tych czynności, Biuro było obciążone sprzedażą norm.

Zaznaczyć należy, iż polskie normy cieszą się stale wzrastającym popytem, jak o tem świadczą liczby następujące:

podczas, gdy w roku 1926 przelano do Kasy Państwowej za sprzedaż norm około 550 złotych, w ciągu 1927 r. suma ta wzrosła do 5159 zł. (zaś w czasie od 1.I.1928 r. do 1.III.1928 włącznie przelano 3304 zł.).

Szczególnie dużą wziętość wykazują normy kreślenia technicznego i formatów papieru.

Pierwszy nakład norm kreślenia technicznego, wykonany w lipcu 1927 r. w ilości 1000 egz., jest na wyczerpaniu.

W okresie sprawozdawczym zostały ustalone zasady współpracy Komitetu Normalizacyjnego z Ministerstwem Komunikacji, z Ministerstwem Spraw Wojskowych oraz z Polskim Komitetem Energetycznym (P. K. En.).

C. Współpraca z Komitetami obcokrajowymi.

W okresie sprawozdawczym Komitet Normalizacyjny brał udział w pracach na terenie międzynarodowym w następujących Międzynarodowych Komisjach Technicznych, powołanych przez Międzynarodowy Związek Normalizacyjny:

- 1) w komisji systemu metrycznego gwintów, śrub i nakrętek,
- 2) w komisji pasowań i tolerancji,
- 3) „ rurociągów,
- 4) „ formatów papieru.

Oprócz tego Sekretarz Generalny Biura uczestniczył w następujących konferencjach międzynarodowych:

- 1) w konferencji państw Europy Środkowej, dotyczącej normalizacji stali. Konferencja ta odbyła się w Monachjum dn. 18 stycznia 1927 r. (Sprawozdanie przesłano Komisji Hutniczej I);
- 2) w konferencji wiedeńskiej, dn. 9 i 11 maja 1927 r., dotyczącej normalizacji stali (Sprawozdanie przesłano Komisji Hutniczej I);
- 3) we wrześniu 1927 r. w Międzynarodowym Kongresie Elektrotechnicznym CEI (Commission Eléctrotechnique Internationale) w Bellagio (Włochy);

4) w dn. 24—27 października 1927 r. w posiedzeniach Komisji Technicznych Międzynarodowego Związku Normalizacyjnego (ISA) 2a i 2b (Gwinty i śruby) w Berlinie. (Sprawozdanie przesłano do Komisji Części Maszyn).

W Wiedniu i Berlinie Sekr. Generalny reprezentował PKN na dorocznych Walnych Zgroma-

dzeniach Komitetów normalizacyjnych austriackiego i niemieckiego.

Pozatem z ramienia Polskiego Komitetu Normalizacyjnego w międzynarodowej konferencji Komisji Technicznej ISA 5 (łączniki) w końcu listopada 1927 r. w Zurychu brał udział p. Inż. Fr. Bąkowski, przewodniczący podkomisji łączników.

Tablice normalizacyjne, wydane przez P. K. N.:

	CENA zł.		CENA zł.
f — 401. Temperatura odniesienia dla narzędzi mierzniczych i przedmiotów warsztatowych	—,25		
o — 101. Wzór tablicy normalizacyjnej	—,25		
o — 102. Formaty papieru	—,25		
o — 103. Zastosowania formatów papieru	—,25		
o — 301. Zamiana długości wzorców calowych na milimetrowe	—,25		
o — 302. Stalowe wzorce calowe w milimetrach: do od 1/64" do 12", od 12" do 36", od 36" do 60", od 60" do 72" i od 0,001" do 9,999"	—,25		
o — 303. Stalowe wzorce milimetrowe w calach od 1 mm do 9,999 m	—,25		
o — 501. Kreslenie techniczne: Formaty papieru, do skale i typy liczb wymiarowych, litery i cyfry, typy pisma do rysunków techniczn. rodzaje i grubości linii, linje przerywania, płaszczyzny przekrojów, rzuty, rzuty przekrojów, wymiarowanie (3 tab.), tabliczki i wyszczególnienia (3 tab.), oznaczenia (symbole): śrub, kół zębatach, różne, sprężyn; 18 tablic à	—,25		
w — 1. Znakowanie wytrzymałościowe	—,25		
w — 3. Próba na rozciąganie. Pomiar próbek	—,25		
w — 4. „ doraźna żeliwa i stopów nieciągłych na rozciąganie	—,25		
B — 201. Normalny cement portlandzki	—,25		
B — 202. „ „ „ Próby fizyczne	—,25		
B — 203. Analiza chemiczna cementu portlandz.	—,50		
B — 204. Normalny cement portlandzki. Próby wytrzymałościowe	—,25		
B — 801. Warunki techniczne wyrobu i odbioru żeliwnych rur wodociągowych	—,25		
B — 802. ark. 1. Znakowanie rur i kształtek	—,25		
B — 802. „ 2. „ „ „ „	—,25		
B — 803. Żeliwne rury wodociągowe: Prostka kielichowa. Prostka kołnierзова. Kieliszek.			
B — 813. Króciec. Nasuwka. Łuk kielichowy, Krzywka kielichowa. Kolano kielichowe			
		i kolano kielichowe ze stopką. Kolano 2-ukołnierzowe i kolano 2-ukołnierzowe ze stopką. Zwężka kielichowa. Zwężka bosa, 12 tab. à	—,25
		B — 814. ark. 1. Żeliwne rury wodociągowe. Trójkąt i krzyżak kielichowy	—,25
		ark. 2. Trójkąt i krzyżak kielichowy	—,25
		B — 815. ark. 1. Żeliwne rury wodociągowe. Trójkąt 3-kołnierzowy i krzyżak kołn.	—,25
		B — 815. ark. 2. Trójkąt 3-kołn. i krzyżak kołn.	—,25
		B — 816. Odwodniak kielichowy	—,25
		B — 817. Żeliwne rury wodociągowe. Korek	—,25
		C — 201. Środki skażające dla spirytusu	—,25
		C — 205. Badanie środków skaż. dla spirytusu	1.—
		C — 206. Normalne aparaty do badania środków skażających	—,25
		C — 901. Skóra: Skóra podszw. używana w wojsku, do brandzłowa, blankowa, juchtowa, surowcowa, na futrówki, pergaminowa, chromowa, 8 tab. à	—,25
		C — 909. Skóra. Kozuchy, używane w wojsku	—,25
		C — 921. Metody badania skóry	—,25
		G — 101. Średnice normalne wałków i otworów	—,25
		S — 201. Silnik samochodowy. Materjały na części do stalowe: Wał wykorbiony, korbówód, wał rozrządczy, popychacz, zawór. 5 tablic à	—,25
		o — 104. Koperty	—,25
		C — 301. Pokost lniany (własności i sposoby badania)	—,25
		G—201 Gwinty. Określenia. G—202 Skróty oznaczeń	
		G—205 Gwint metryczny dla średnic 1—33 mm.	
		G—206 dla średnic 33—149 mm. G—216 Gwint metryczny drobny A dla średnic 1—33 mm. G—217 dla średnic 33—149 mm. G—227 Gwint metryczny drobny B dla średnic 24—149 mm. G—240 Gwint Whitworth'a pełny i G—241 przytępiony (dla części maszyn), 6 tablic à	—,25