

INŻYNIER KOLEJOWY

MIESIĘCZNIK

POŚWIĘCONY SPRAWOM
KOLEJNICTWA I KOMUNI
KACJI — ORGAN
ZWIĄZKU POLSKICH IN
ŻYNIERÓW KOLEJOWYCH

Redaktor naczelny inż. STANISŁAW WASILEWSKI — red. odpowiedzialny inż. BOGUMIŁ HUMMEL
Komitet Redakcyjny: inż.inż. M. CZARKOWSKI, S. FELSZ, prof. J. GIEYSZTOR, Z. DOKTOROWICZ-
HREBNICKI, P. JARUSZEWSKI, M. KACZOROWSKI, M. ŁOPUSZYŃSKI, W. NIKOŁAJEW,
T. ŚWIEŚCIAKOWSKI, S. TARWID, A. TUZ i M. WIDAWSKI

Komisja Administracyjno-Finansowa: inż.inż. W. MICHAŁSKI i K. ZANIEWSKI
inż. W. NIKOŁAJEW — Administrator

REDAKCJA i ADMINISTRACJA: WARSZAWA, KRUCZA 14, m. 4, TEL. 9.60-82, G. 18-19.

TREŚĆ:	STR. PAGE	SOMMAIRE:
Inż. L. ŁABUĆ, inż. Z. RYTEL — Badania oporów aerodynamicznych w komunikacji kolejowej. _____	34	Ing. L. ŁABUĆ, ing. Z. RYTEL — Recherches sur la résistance aérodynamique des véhicules de chemins de fer. _____
Inż. dr. F. SZELĄGOWSKI — Obliczanie statyczne przestępstw sklepionych (dokończenie). _____	41	Ing. dr. F. SZELĄGOWSKI — Calcul statique des aqueducs voûtés (suite et fin). _____
Inż. C. LANDSBERG — Przewozy tranzytowe towarów na P. K. P. _____	46	Ing. C. LANDSBERG. — Transports transitaires des marchandises sur les Chemins de fer de l'Etat Polonais. _____
Inż. J. MADEYSKI — Mechaniczne opalanie parowozów węglem _____	50	Ing. J. MADEYSKI — Chauffage mécanique des locomotives à la houille. _____
inż. J. WOJCIECHOWSKI — Dobór nastawniczych na kolei Północnej w Paryżu. _____	54	Ing. J. WOJCIECHOWSKI — Sélection des aiguilleurs aux Chemins de fer du Nord à Paris. _____
Przegląd pism i bibliografja. _____	56	Revue documentaire. _____
Ze Związku Polskich Inżynierów Kolejowych. _____	57	Renseignements de l'Union des ingénieurs polonais de chemis de fer. _____
Ogłoszenia urzędowe i przetargi. _____	58	Annonces officielles et adjudications. _____

ZARZĄD GŁÓWNY ZWIĄZKU POLSKICH INŻYNIERÓW KOLEJOWYCH

w dniu 1 lutego r. b., jako w dniu Imienin Pana Prezydenta Rzeczypospolitej Polskiej Prof. Ignacego Mościckiego, złożył Najdostojniejszemu Solenizantowi życzenia w imieniu Związku, przesyłając telegram treści następującej:

PAN PREZYDENT RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

SPAŁA

Związek Polskich Inżynierów Kolejowych składa Ci w dniu Imienin, Najdostojniejszy Panie Prezydencie, najserdeczniejsze życzenia zdrowia i jak najdłuższych lat świetnego kierowania Państwem, zdążającym stale pod Twym światłem kierownictwem do ugruntowania swego mocarstwowego stanowiska wśród narodów świata.

ZARZĄD GŁÓWNY

Badania oporów aerodynamicznych w komunikacji kolejowej

Wprowadzenie wielkich prędkości jazdy w trakcji szynowej ze względu na występujący w coraz silniejszym stopniu wpływ oporów aerodynamicznych i tem samym wzrost mocy napędowej, wywołało potrzebę głębszego ujęcia tego zagadnienia i zastosowania w pojazdach szynowych, przeznaczonych do ruchu szybkojeźdźczego, analogicznie jak w konstrukcjach lotniczych, a ostatnio w samochodowych, form opływowych, zmniejszających wydatnie opór aerodynamiczny.

Ogólnie opory jazdy dają się ująć przez wyrażenie następującej postaci:

$$Q = A + Bv + Cv^2,$$

gdzie A , B i C są współczynniki stałe, v — prędkość jazdy; większość badaczy przyjmuje jednak $B = 0$, to jest niezależnia wielkość oporu od prędkości jazdy w pierwszej potędze i swym wzorom nadaje postać:

$$Q = A + Cv^2$$

Wielkość A ma wartość stałą dla danego przypadku i charakteryzuje opór toczenia, niezmienny w przybliżeniu dla dość obszernych granic prędkości, który w przeliczeniu na jedną tonnę ciężaru pojazdu dochodzi według źródeł francuskich do 1,3 kg w nowoczesnych wagonach silnikowych z zestawami kołowymi, osadzonemi w łożyskach rolkowych; przeciętnie A wynosi od 1,5 do 2,0 kg/tonnę zależnie od typu i wykończenia wozu.

Wyraz drugi Cv^2 , charakteryzujący wielkość oporu aerodynamicznego, jest skróconą postacią właściwego wzoru, stosowanego przy pomiarach aerodynamicznych, który uwzględnia wpływ kształtu w współczynniku bezwymiarowym, odniesionym do jednostki przekroju badanego obiektu. Według orzeczeń, przyjętych w literaturze naukowej, opór aerodynamiczny wyraża się następująco:

$$P = c_x \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot S \cdot v^2,$$

gdzie c — bezwymiarowy współczynnik oporu,
 γ — ciężar właściwy powietrza w kg/m^3 ,
 g — przyspieszenie ziemi w m/sek^2 ,
 S — przekrój poprzeczny w m^2 ,
 v — prędkość w m/sek .

Zależność powyższą daje się przedstawić inaczej, jeżeli się uwzględni, że:

$$\frac{\gamma}{2g} v^2 = q, \text{ czyli } P = c_x \cdot q \cdot S,$$

gdzie q jest ciśnienie prędkości, wyrażone w kg/m^2 ; ta sama wielkość wyraża się cyfrowo jednakową liczbą, jeżeli zmierzona jest w mm słupa wody.

Pomiędzy powyższymi wzorami a używanymi w kolejnictwie, mimo analogicznej postaci, istnieje różnica formalna, polegająca na stosowaniu od-

miennych jednostek miarowych prędkości, a mianowicie km/godz. , zamiast m/sek , co utrudnia bezpośrednio porównywanie.

Powszechnie stosowany wzór *Strahl'a* na opór ruchu parowozu, podaje:

$$Q = 2,5 L_1 + c L_2 + 0,6 S \left(\frac{v}{10} \right)^2$$

gdzie L_1 — stanowi ciężar przypadający na osie toczne i tendra,

L_2 — stanowi ciężar przypadający na osie związane parowozu,

c — współczynnik oporu zależny od ilości związanych osi,

S — największy przekrój poprzeczny parowozu w m^2 ,

v — prędkość w km/godz.

Część wzoru, dotycząca oporu aerodynamicznego, po przeliczeniu na jednostki ogólnie stosowane, przyjmuje postać:

$$Q_{aer.} = 0,6 S \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{3600}{1000} \right)^2 \left(\frac{v}{10} \right)^2 \cdot 16 = \\ = 1,24 \frac{\gamma}{2g} S v^2,$$

co oznacza, że c w przytoczonym wzorze *Strahl'a* wynosi 1,24. W przeliczeniu przyjęte zostało

$\frac{\gamma}{2g} = \frac{1}{16}$, (normalne warunki atmosferyczne: 760

mm Hg, 15°C), tak jak się to powszechnie stosuje.

Jak duży jest opór powietrza przy obecnie stosowanych prędkościach wskazuje poniżej tablica, zestawiona na podstawie drugiego członu wzoru *Strahl'a*, przy założeniu, że $S = 10 \text{ m}^2$, co mniej więcej zgadza się z rzeczywistymi wymiarami współczesnych osobowych i pośpiesznych parowozów.

V km/godz.	40	50	60	70	80	90	100	110	120
V m/sek.	11,1	13,9	16,7	19,5	22,2	25	27,8	30,6	33,4
Q _{aer.} w kg	96	150	216	294	384	486	600	726	864

Wzór *Strahl'a* daje wielkości stosunkowo wysokie, jednak są one słuszne, gdyż dotyczą przeciętnych typów parowozów, których kształt pod względem oporu aerodynamicznego jest wysoce niekorzystny. Ten opór oczywiście można zmniejszyć przez dobranie odpowiedniego kształtu, czyli t. zw. oprofilowanie. Jak dalece metoda ta jest skuteczna, służyć może przykład zaczerpnięty z dziedziny samochodów; moc potrzebna na pokonanie oporu aerodynamicznego samochodu „Polski Fiat 524” z nadwoziem zakrytem starego typu przy prędkości jazdy 80 km/godz. wyniosła 18,5 KM; w tych samych warunkach dla tego samego samochodu z nadwoziem oprofilowanym przez Instytut Aerodynamiczny w Warszawie moc napędowa wyniosła

6,3 KM, czyli 34% mocy poprzedniej¹⁾. Uzyskanie najkorzystniejszych pod względem aerodynamicznym kształtów zewnętrznych dla danego pojazdu da się najłatwiej zrealizować drogą wykonania pomiarów laboratoryjnych sił aerodynamicznych, działających na model, odpowiadający w pewnej skali możliwie blisko danemu kształtowi, i przeprowadzania na nim określonych zmian. Tego rodzaju badania laboratoryjne dowolnych brył przestrzennych przeprowadzane są w tunelach aerodynamicznych, t. j. w urządzeniach, w których przy pomocy wentylatorów jest wytwarzany silny prąd powietrza, o dowolnie regulowanej w sposób ciągły prędkości przepływu. Pomiar wielkości sił, działających na ciało umieszczone w tym strumieniu, odbywa się na specjalnym urządzeniu wagowym²⁾, w warunkach o tyle odbiegających od rzeczywistości, że model jest umieszczony nieruchomo w strumieniu powietrza; wobec tego, że siły aerodynamiczne zależą od prędkości względnej powietrza i badanego ciała, takie odwrócenie zjawiska, nie ma wpływu na wyniki pomiaru.

Wzory na opór aerodynamiczny

$$P = c_x \frac{\rho}{2g} S \cdot v^2 = c_x \cdot q \cdot S$$

jednakowo dobrze odnoszące się do przedmiotu jak i jego modelu, zbudowane są przy założeniu, że współczynnik c_x jest niezależny od prędkości i ma wartość stałą, co pozwala go obliczyć po zmierzeniu siły P na urządzeniu wagowym przy wiadomych wielkościach: prędkości przepływu i przekroju modelu.

W istocie współczynnik c_x jest zależny od t. zw. liczby Reynolds'a, która wyraża się przez:

$$R = \frac{v \cdot l}{\nu}$$

gdzie: v — prędkość przepływu,

l — wymiar liniowy przedmiotu,

ν — współczynnik kinematycznej lepkości³⁾,

i tylko zachowanie zależności, wyjaśnionych w następstwie, pozwala na bezpośrednie obliczanie współczynnika c_x z pomiarów na modelu.

Na charakter funkcjonalnego związku $c_x = f(R)$ wpływa przede wszystkim kształt danej bryły, a częściowo i stopień wygładzenia jej ścian, lecz naogół ma on przebieg mniej więcej jednaki i znamieny tem, że c_x przyjmuje wysokie wartości przy małych wymiarach modeli i małych prędkościach przepływu — i niskie wartości w warunkach przeciwnych. Jest pewna charakterystyczna wartość liczby Reynolds'a, dla której współczynnik oporu c_x zmienia się nagle, przechodząc raptownie z jednej swej wielkości granicznej do drugiej; tę właśnie wartość nazywamy „krytyczną” liczbą Reynolds'a; znamieną jest ona i tem, że, dla ciał zbliżonych do kształtów opływowych, współczynnik oporu c_x jest w przybliżeniu

jednakowy, względnie zmienia się nieznacznie, dla wszystkich wartości R większych niż jej wartość krytyczna, czyli t. zw. ponadkrytycznych. Jeżeli zatem liczba Reynolds'a tak w warunkach pomiarowych jak i w rzeczywistości nie tylko dla danego obiektu jako całości, lecz i odrębnych szczegółów, przekracza wartość krytyczną, to współczynnik oporu c_x , będąc niezależny w tych granicach od liczby R , jest jednakowy w obu przypadkach.

Liczba Reynolds'a jest niezależna od jednostek miarowych, a jej wartość krytyczna znajduje się w granicach liczb 10^5 i 10^6 , jeżeli przedmiot ma kształt zwykły; ponieważ współczynnik kinematycznej lepkości powietrza wynosi $1,3 \cdot 10^3$ m²/sek, wartość iloczynu $v \cdot l$, odpowiadającego krytycznej liczbie Reynolds'a, wynosi od 1,3 do 13⁴⁾.

Te zależności pozwalają ustalić skalę modelu i prędkość strumienia powietrza w tunelu tak, aby pomiary były zgodne z rzeczywistością. Jasnym jest, że zastosowanie większego modelu i dokonanie pomiaru w silniejszym prądzie powietrza wpłynie na wzrost liczby Reynolds'a i zbliżenie się do prawdziwych warunków przepływu, jednak należy uwzględnić, iż tak ze względu na wysokość mocy napędowej wentylatora tunelowego jak i na koszty instalacyjne urządzeń istnieje pewne ograniczenie⁵⁾.

W przypadku ciał poruszających się w obecności ziemi, do jakich należą przedewszystkiem pojazdy szynowe i samochody, należy również przy badaniach laboratoryjnych stworzyć podobne warunki. Idealnym teoretycznie rozwiązaniem byłoby, gdyby model można było postawić na ruchomej płaszczyźnie, która miałaby identyczną prędkość przesuwania się co i cząstki płynącego powietrza, gdyż to odpowiadałoby utrzymaniu całkowitej względności ruchu. Tego rodzaju ustalenie jest b. trudne do przeprowadzenia, to też stosuje się metody uproszczone, a mianowicie: pomiar sił działających na model ciała umieszczonego w obecności nieruchomej płaszczyzny, zastępującej ziemię, albo pomiar sił działających na badany model w obecności drugiego identycznego modelu, umieszczonego w położeniu symetrycznym (t. zw. położenie lustrzanego odbicia) względem modelu badanego, rys. 1-szy.

Wziąwszy pod uwagę, że w rzeczywistości (pojazd szynowy, samochód) powietrze względem ziemi jest nieruchome z dostateczną dla pomiaru ścisłością, można przyjąć, że środkowe strugi powietrza, leżące w płaszczyźnie symetrii obu złożonych modeli, posiadają prędkość przepływu zgodną co do wielkości i kierunku z prędkością strumienia powietrza w przestrzeni pomiarowej, co będzie spełniało warunek całkowitej względności ruchu. Pomiar da siłę oporu podwójnie wielką ze względu na podwójny model.

W Warszawskim Instytucie Aerodynamicznym dla wstępnych celów badawczych zostały przeprowadzone pomiary oporu aerodynamicznego nad

¹⁾ Dane dotyczące sił aerodynamicznych działających na nadwozia samochodowe i motocyklowe umieszczone zostały w artykułach inż. Łabucia w Nr. 5 i 8 czasopisma „Technika Samochodowa” z r. 1934.

²⁾ Szczegóły, dotyczące budowy tunelów aerodynamicznych i ich urządzeń wagowych, zamieszczone są w książce inż. J. Bukowskiego „Technika laboratoryjna pomiarów aerodynamicznych”.

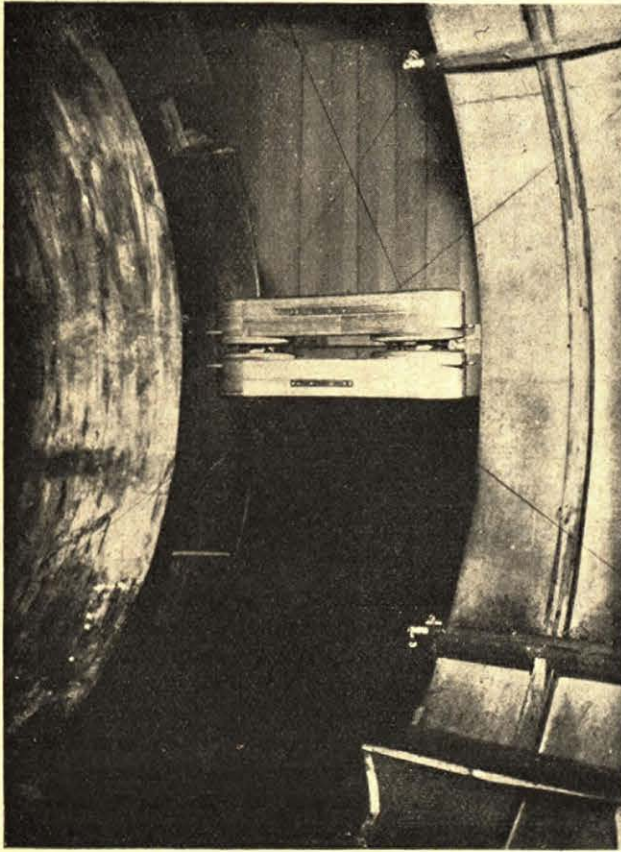
³⁾ Pojęcie współczynnika kinematycznej lepkości oraz znaczenie liczby Reynolds'a, podane jest w „Techniku” (wyd. II) dział Hydrauliki, oprac. inż. Z. Rytel.

⁴⁾ Szersze ujęcie tego problemu znajduje się w artykule „Sur la résistance aerodynamique des vehicules de chemin de fer”. Maurice Roy; Revue Generale des Chem. de F. Styczeń, 1933 r.

⁵⁾ Duży tunel Instytutu Aerodynamicznego w Warszawie o średnicy strumienia powietrza w przestrzeni pomiarowej 2,5 m posiada silnik elektryczny napędzający wentylator mocy 550 KM, który pozwala na osiągnięcie prędkości strumienia powietrza do 90 m/sek.

dwiema najbardziej charakterystycznymi jednostkami traktacji szynowej a więc:

- a) nad wagonem silnikowym o kształtach opływowych i
- b) nad pierwszym pociągiem aerodynamicznym wielkiej prędkości, w wykonaniu fr. Pulman Car and Manufacturing Co.



Rys. 1. Modele wagonu silnikowego 1-no członowego, zawieszone na wadze w tunelu aerodynamicznym Instytutu Aerodynamicznego w Warszawie.

Badania nad modelem typowego dwuwózkowego wagonu silnikowego, wykonanego w skali 1 : 25, miały na celu ustalenie w jakiej mierze wpływają na wielkość oporu aerodynamicznego czynniki długości, zmiany kształtu zakończeń wagonu i charakter osłonięcia wózków.

Wielkością charakteryzującą długość wozu jest rozstęp osi (sworzni) wózków „l” wagonu, który w podanych 4-ch przypadkach przyjmuje następujące wielkości:

$$l_1 \cong 9,0 \text{ m}, l_2 \cong 10,5 \text{ m}, l_3 \cong 12 \text{ m}, l_4 \cong 15 \text{ m},$$

przy zachowaniu pozostałych wymiarów i zasadniczego kształtu. Rys. 2-gi wskazuje, jak zostało przeprowadzone indywidualne osłonięcie obu wózków; kształt tych osłon ma charakter wydłużonej elipsy. Przekrój pudła wagonu wynosi $S = 2,9 \text{ m}$ (szerokość) $\times 2,7 \text{ m}$ (wysokość) $= 7,8 \text{ m}^2$ i przy wszystkich pomiarach i zmianach modelu nie ulega zmianie; do tej wielkości został odniesiony współczynnik oporu c_x we wzorze:

$$P = c_x \cdot q \cdot S.$$

Każdy pomiar przeprowadzony został dla trzech prędkości:

$$q = 100 \text{ kg/m}^2, \quad 120 \text{ kg/m}^2 \quad \text{i} \quad 140 \text{ kg/m}^2$$

co odpowiada, w tej samej kolejności:

$$v = 40 \text{ m/sek}, \quad 44 \text{ m/sek} \quad \text{i} \quad 48 \text{ m/sek}$$

lub wyrażone w km/godz.

$$v = 144, \quad 158 \quad \text{i} \quad 173.$$

Wskazane w szeregu wykresów wielkości współczynnika oporu aerodynamicznego c_x , aby uniknąć wielkości ułamkowych, podane są na wykresach w wartości sto razy większej, t. j. $C_x = 100 c_x$. Pomiarzy te wskazały przede wszystkim, że współczynnik c_x nie zależy od prędkości, co potwierdziło założenia początkowe.

Z pierwszej serii wykresów umieszczonych na rys. 3-cim widać, że wartość współczynnika oporu aerodynamicznego takiego wagonu jest niższa niż od 30-stu. Wziąwszy pod uwagę, że współczynnik oporu dla parowozu z tendrem wynosi $C_x = 109$ ^{o)} stwierdzić należy trzykrotne przeszło zmniejszenie współczynnika oporu, a więc i samego oporu czołowego, co pozwala na rozwinięcie o wiele większej prędkości wagonu silnikowego w porównaniu z parowozem przy jednakowej mocy napędowej, potrzebnej na pokonanie oporów aerodynamicznych. Zastrzec należy, że podany kształt wagonu daleki jeszcze jest od doskonałego, jakim jest kształt kropłowy, jednak warunki ruchu wagonu zmuszają do tego, aby był on symetryczny względem swej środkowej pionowej płaszczyzny t. j. aby posiadał jednakowe warunki aerodynamiczne dla obu kierunków jazdy, podczas gdy doskonały kształt opływowy takiej płaszczyzny symetrii nie posiada.

Porównanie wykresów pierwszego rzędu wskazuje, że zwiększanie długości wozu wpływa na wzrost współczynnika oporu, który spowodowany został przede wszystkim powiększeniem zewnętrznej powierzchni wagonu i tem samym większym oporem tarcia powierzchniowego; wpływ tego ostatniego czynnika można specjalnie wyróżnić przez ułożenie zależności od bocznej powierzchni wagonu i oparcie się na podanych wynikach dla 4-ch przypadków różnej wielkości wozu.

Wykresy umieszczone w drugim szeregu uwiadcniają przyrost oporu przy zwiększaniu całkowitej wysokości wagonu o zmienną wysokość wózków „a”; wynika z załączonych danych, że im niższy staje się wagon, przy zachowaniu tego samego pudła wagonowego, tem bardziej obniża się współczynnik oporu. Współczynnik $C_x = 24$, znaleziony przy $a = 11$ (275 mm), jest najmniejszą wartością współczynnika oporu aerodynamicznego w przytoczonych pomiarach. Dalsze wykresy wskazują, że ścięcie od góry zakończenia wagonu, nie jest korzystne, ponieważ powiększyło ono opór czołowy z $C_x = 28$ na $C_x = 30$; analogicznie zmiana zaokrąglenia czoła wagonu i wewnętrznych

^{o)} Według źródeł francuskich „La science aéroienne”. Sierpień, 1934 r., str. 283, współczynnik oporu parowozu typu Mountain z doczeponionym czteroosiowym tendrem wyniósł $c_x = 1,08$; jest to wartość o ok. 11% mniejsza od tej, jaką przyjął Strahl, jednak zauważyć należy, że niezgodność obu liczb jest tylko pozorna; pomiar tunelowy nie uwzględnia oporów wentylacyjnych kół i mechanizmu korbowego, które również są charakteru aerodynamicznego, a oprócz tego model w stosunku do rzeczywistości jest zawsze nieco uproszczony i stąd pochodzi mniejszy liczbowo wynik.

skrajów osłon wózkowych z eliptycznych na półkolistę, zwiększyła b. wydatnie opór, bo z $C_x = 28$ na $C_x = 36,5$; to ostatnie powiększenie współczynnika oporu wynosi ok. 30% i ze względu na swą wielkość przy projektowaniu wozu powinno być brane pod uwagę, mimo że naogół bardziej płaskie uformowanie czoła wagonu daje konstrukcyjnie wygodniejsze rozwiązanie stanowiska kierowcy i duże wyzyskanie miejsca w obrysie wagonowym.

Dotychczas rozpatrzone wykresy dotyczyły pomiarów przeprowadzonych nad modelami wagonu bez zagłębień w miejscach umieszczenia okien t. j. o ścianach całkowicie gładkich; po wykonaniu w modelu takich zagłębień współczynnik oporu, jak wskazuje odnośny wykres, wzrósł z $C_x = 28$ na $C_x = 32$; przesunięcie płaszczyzny ściany względem płaszczyzny szyby wynosiło 1 mm, co odpowiadałoby w rzeczywistości 25 mm zagłębienia. Jest to dostateczną wskazówką dla wykonania konstrukcji okien w ten sposób, żeby szkło tworzyło możliwie wspólną powierzchnię z zewnętrzną ścianą wozu. Praktycznie ważną wskazówką daje wynik pomiaru oporu czołowego modelu tego samego wagonu ze wspólną osłoną wózkową, wykonaną na całej długości wagonu, tak jak wskazuje kreskowana linja na rysunku 2-im; współczynnik oporu tym razem został zmniejszony z $C_x = 32$ na $C_x = 28$, to jest doszedł do takiej wartości, ja-

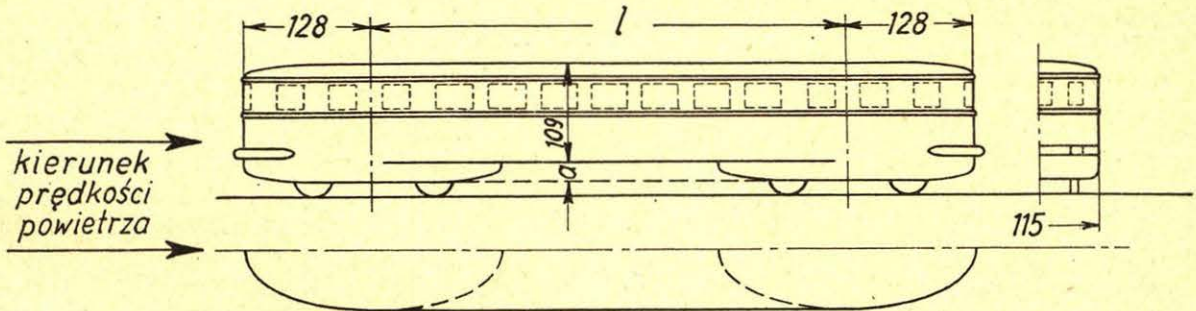
nym wagonie silnikowym, a cała długość zespołu równa się ok. 60 m. Kształt pociągu, nie posiada symetrii w kierunku ruchu i dzięki temu może zbliżyć się bardziej do prawidłowej formy opływowej niż wagon silnikowy, jednak ze względu na wielkie wydłużenie należy się spodziewać znacznego oporu jazdy. Jak wskazuje rys. 4-ty współczynnik oporu takiego pociągu wynosi $C_x = 54,5$, co istotnie stwierdza, że opór tarcia w tym przypadku wpłynął przeważająco na zwiększenie oporu aerodynamicznego.

Na tym samym modelu zostały dokonane pomiary nad oporem, jaki stwarza wiatr działający pod kątem do kierunku ruchu pociągu. Zasadniczo wiatr o kierunku wprost przeciwnym ruchowi pociągu działa tak, jakby pociąg posiadał prędkość względną, równą sumie prędkości jazdy i prędkości wiatru; skala prędkości wiatru jest bardzo rozległa i zmienia się od 7 km/godz. (b. słaby wiatr), 20 km/godz. (wiatr średni) do 40 km/godz. (wiatr silny, wywołujący gięcie drzew i zrywanie liści); w przypadku huraganu prędkość wiatru może przekraczać 100 km/godz. i wyżej.

Badania laboratoryjne prowadzone w tym kierunku mają na celu wyznaczenie wielkości oddziaływania wiatru, wiejącego pod kątem; w takich przypadkach kierunek prędkości powietrza względem pociągu przecina kierunek ruchu pociągu pod

Model wagonu motorowego jednoczłonowego

w skali : 1 : 25.



Rys. 2.

ką posiada wagon tych samych wymiarów, zupełnie gładki, bez zagłębień okiennych i z rozdzielonymi osłonami wózkowymi; ostatnia konstrukcja daje ze swej strony pewne oszczędności na materiale. Na podstawie tego pomiaru można wnioskować, że opuszczenie osłony dna wagonu do poziomu dna osłony wózków obniży współczynnik oporu poniżej 24 i prawdopodobnie da najbardziej korzystne wyniki.

Model trójczłonowego wagonu silnikowego f. Pulman Car and Manufacturing Co, który jest właściwie pociągiem o kształtach aerodynamicznych, wykonany jest w skali 1/35, dającej większe zmniejszenie niż poprzednio, co jest konieczne ze względu na większą stosunkowo długość obiektu i związane z tem trudności pomiarowe.

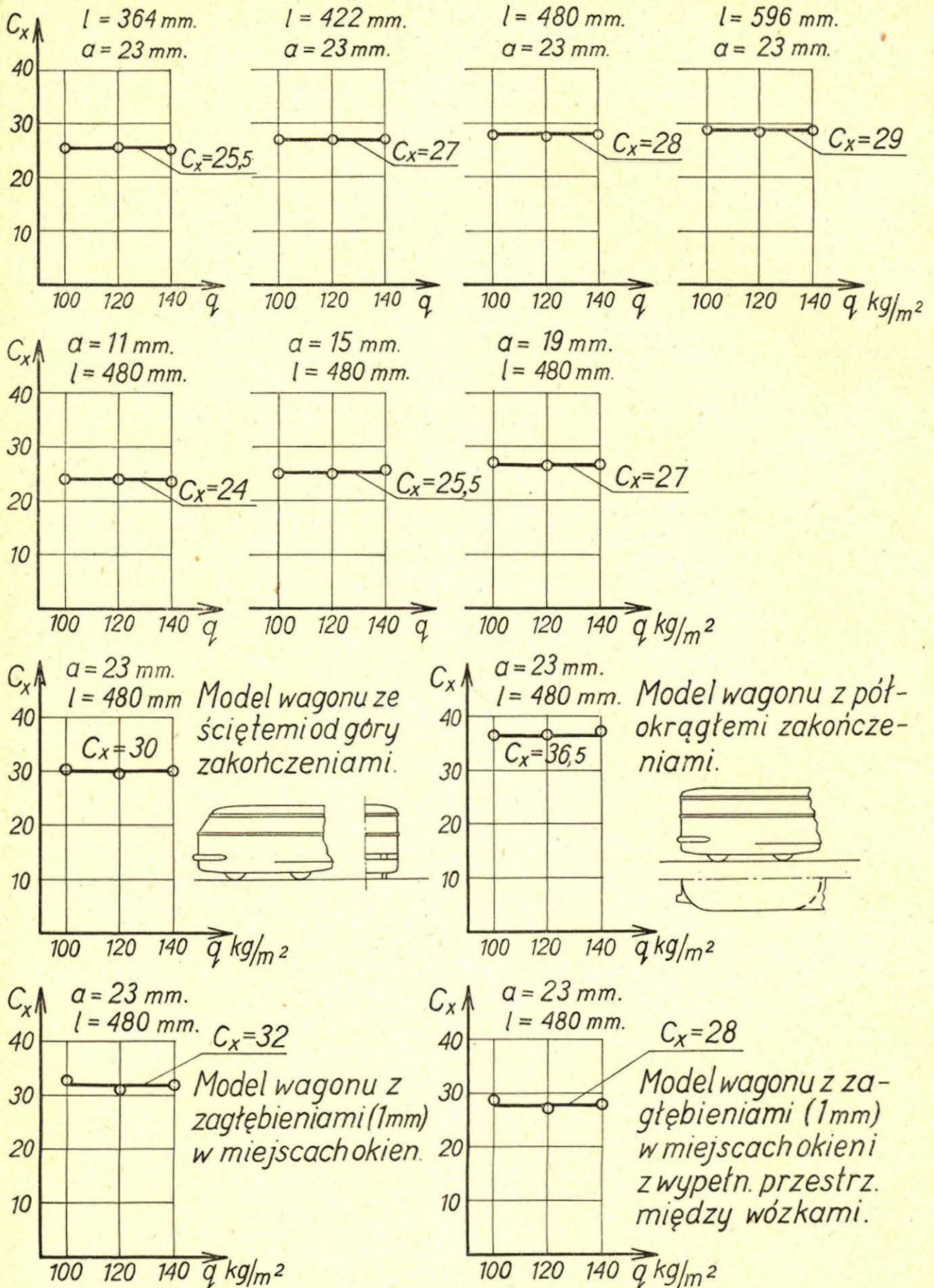
Rzeczywiste poprzeczne wymiary wagonów, wynoszą w przybliżeniu tyleż, co w rozpatrywa-

nym kątem i_k° , co oczywiście zmienia wielkość i charakter sił aerodynamicznych, działających na pociąg. Wykres, umieszczony z lewej strony rys. 4, podaje właśnie współczynniki tych sił w zależności od kąta i_k° . Znaczenie tych współczynników jest zupełnie analogiczne do znaczenia poprzednio rozpatrywanego współczynnika oporu C_x , a więc:

$$\text{siły } P_x = \frac{C_x}{100} S \cdot q; \quad P_z = \frac{C_z}{100} S \cdot q;$$

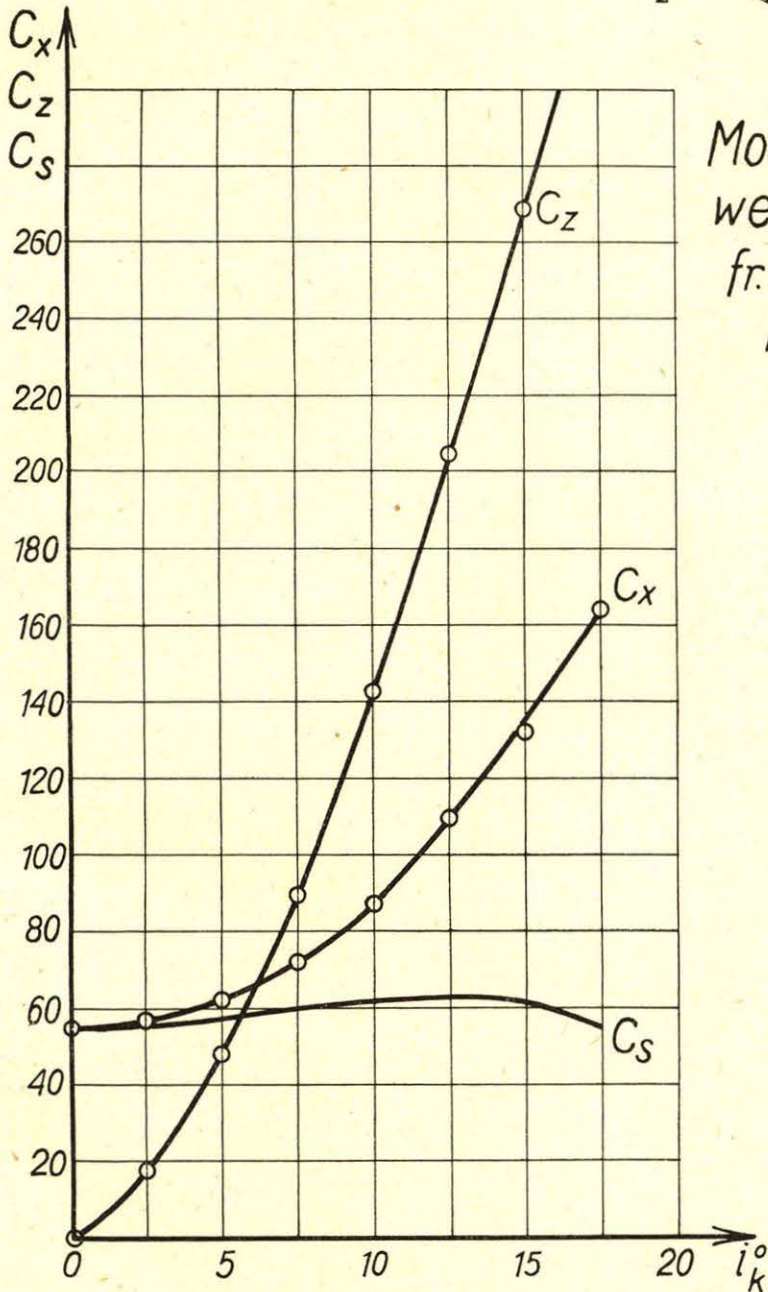
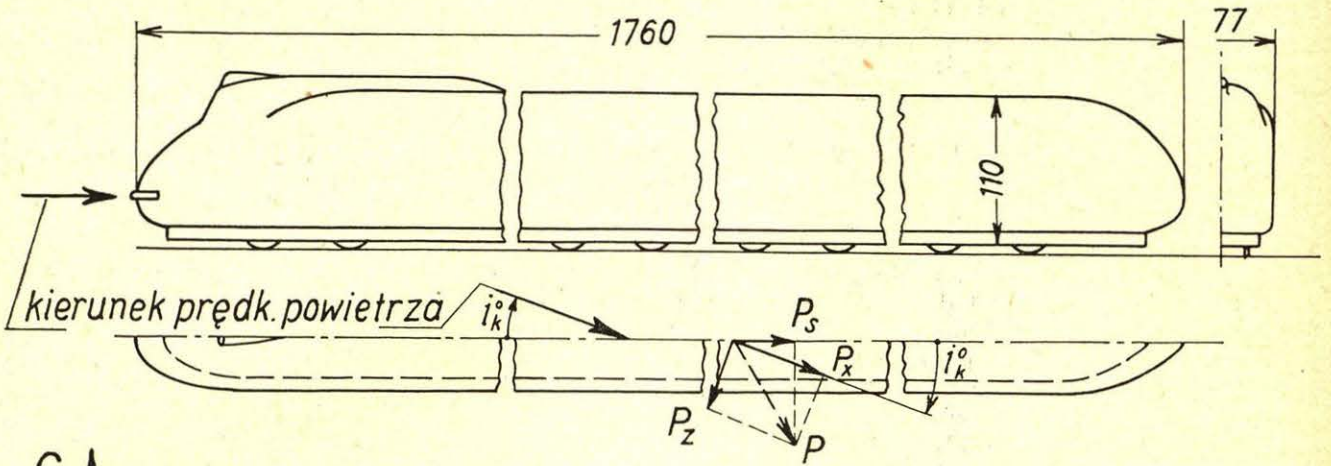
$$P_s = \frac{C_s}{100} S \cdot q$$

są wielkościami zmierzonymi zapomocą wagi aerodynamicznej i pozwalają znaleźć wartości współczynników C_x , C_z , C_s , przyczem P_x ma nadal kierunek zgodny z kierunkiem prędkości powietrza względem pojazdu, P_z — kierunek do niej prostopadły.



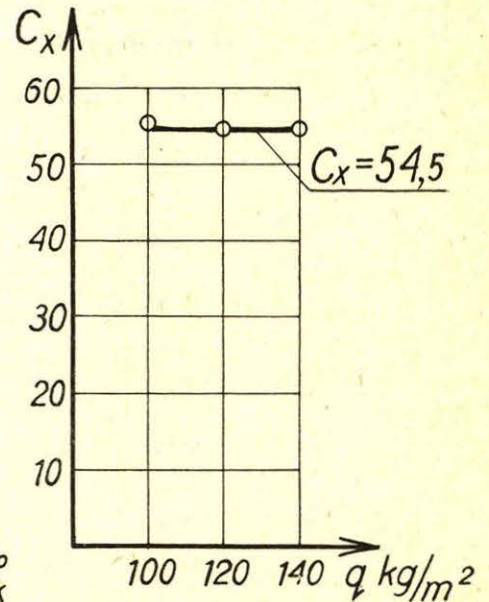
Uwaga: C_x - współczynnik oporu odniesiony do powierzchni poprzecznego przekroju modelu wagonu $S = 0,01228 \text{ m}^2$.

Rys. 3.



Model wagonu motorowego trójczłonowego
fr. Pulman Car and
Manufacturing Co.

w skali 1:35



Uwaga: C_x, C_z, C_s współczynniki sił odniesione do powierzchni poprzecznego przekroju modelu wagonu $S = 0,0075 \text{ m}^2$

Rys. 4.

Z punktu widzenia hamowania prędkości jazdy interesuje nas głównie siła P_s — składowa pozioma w kierunku ruchu pociągu ogólnej siły aerodynamicznej P działającej: na cały zespół wagonowy, gdyż ona właśnie przeciwdziała sile napędzającej.

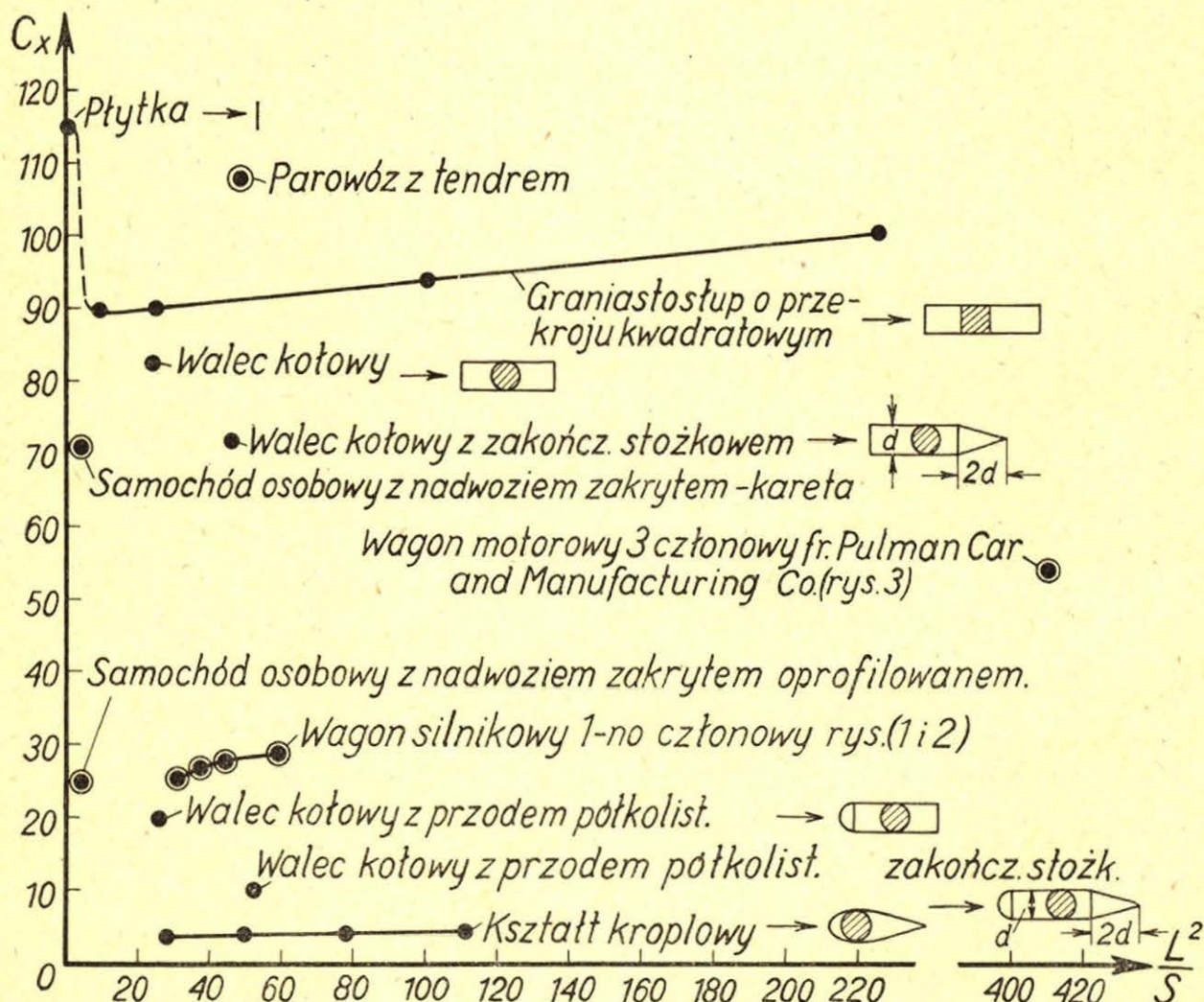
Siłę P_s obliczamy dla każdego kąta i_k^0 ze wzoru:

$$P_s = P_x \cos i_k^0 - P_z \sin i_k^0$$

Z wykresu widzimy, że współczynnik C_x zmienia się mało przy wzroście kąta i_k^0 , lecz odrazu zastrzec należy, tylko w tym przypadku, gdy zespół tworzy powierzchniowo jedną całość, nie poprzerywaną w miejscach łączeń wagonów, jak to zachodzi w normalnych pociągach. Przy przybliżonym obliczeniu siły aerodynamicznej hamującej pociąg, przy jeździe z wiatrem bocznym, można brać wartość współczynnika oporu C_x przy $i_k^0 = 0$ tylko do odpowiedniego wzoru należy podstawić wartość ciśnienia prędkości powietrza względem pociągu (t. zn. wartość ciśnienia wypadkowej prędkości jazdy i prędkości wiatru).

Żeby dać pewne wskazówki, jak należy dobrać zewnętrzne kształty, aby posiadały one możliwie mały opór aerodynamiczny, na rys. 5-tym zestawione zostały wartości współczynników oporu różnych ciał, przyczem są one podane na osi rzędnych jako $C_x = 100 c_x$; na osi odciętych odmierzone jest stosunek długości w kwadracie danego ciała do jego przekroju $\frac{L^2}{S}$, wyrażony tem samym

liczbą oderwaną. Największy opór $C_x = 115$ ma cienka płytką kwadratowa; przy stopniowym powiększaniu grubości płytki opór początkowo dość znacznie maleje, potem zaś, gdy mamy już do czynienia właściwie z graniastostłupem o przekroju kwadratowym, opór zaczyna wzrastać w miarę powiększania się jego długości (stopniowy wzrost oporu tarcia powierzchniowego). Przy zaokrągleniu kształtów przekroju poprzecznego graniastostłupa opór maleje i dla walca kołowego, niezbyt dużej długości, współczynnik oporu dochodzi do wartości $C_x \cong 83$. Po dodaniu z tyłu do walca — stożka o wysokości dwa razy większej niż średnica podstawy, opór maleje wydatnie, gdyż $C_x = 73$. To



Spółczynniki oporu C_x ciał o różnych kształtach w zależności od stosunku $\frac{L^2}{S}$ gdzie S — powierzchnia największego poprzecznego przekroju — (powierzchnia odniesienia współczynnika oporu C_x) L — długość badanego ciała.

Rys. 5.

zmniejszenie się oporu pochodzi stąd, że w przypadku walca bez stożka, tworzy się za nim wzbudzenie, które potęguje opór czołowy. Powstawanie tego wzbudzenia jest wydatnie zmniejszone, gdy strugi powietrza, opływając boczną powierzchnię walca mogą zejść w sposób ciągły po powierzchni stożka, nie wywołując zaburzeń. Umieszczenie na przedniej części walca półkuli zmniejsza trzykrotnie opór przepływowy ($C_x \cong 20$); ten ostatni przykład wskazuje, jak ważną rzeczą jest prawidłowe ukształtowanie przedniej części każdego pojazdu, dzięki któremu strugi powietrza wchodzą łagodnie i bez zaburzeń na właściwą boczną powierzchnię. Jeżeli walec będzie miał kulisto uformowany przód i zakończenie stożkowe, jego opór aerodynamiczny spadnie do $C_x \cong 10$ i zbliży się już do oporu, jaki daje kształt kropłowy, który charakterystyczny jest tem, że posiada współczynnik C_x najmniejszy i równy około — 4; opór jego składa się prawie wyłącznie z oporu tarcia powierzchniowego, przy prawidłowym opływie powietrza. Z zestawienia tego można sobie uprzytomnić, jak wielką posiadają rozpiętość opory aerodynamiczne różnych ciał, zawierające się w granicach $C_x \cong 4$ do $C_x \cong 115$ i jak można zmniejszyć rozchód energii napędowej przez dobranie odpowiednich kształtów.

Poza rozpatrzonymi ciałami elementarnymi, na rys. 5 podane są współczynniki oporu różnych pojazdów (na wykresie punkty otoczone kółkiem). Normalny parowóz z tendrem posiada bardzo duży opór aerodynamiczny, równy prawie oporowi płytki;

mniejszy opór posiada samochód osobowy z nadwoziem zakrytym (karetą) starego typu. Jeżeli chodzi o pojazdy nowego typu (samochód oprofilowany, wagon silnikowy oprofilowany), których kształty zostały pod względem aerodynamicznym opracowane, posiadają one opór trzy do czterech razy mniejszy.

Dla właściwego porównania oporów różnych ciał wykres (rys. 5) jest tak ułożony, jak to zostało zaznaczone na początku, że opory są uzależnione od ich długości, ściśle biorąc od stosunku kwadratu długości do powierzchni poprzecznego przekroju, co pozwala na uwidocznienie wzrostu oporu przy powiększaniu długości ciała. Na podstawie pokazanych wielkości można określić oprofilowanie pociągu f. Pulman Car jako jednakowo dobre z wagonem silnikowym, mimo wyższego dwukrotnie współczynnika oporu, gdyż na to wyłynęła jego długość; współczynniki oporu C_x leżą właściwie na jednej linii zbliżonej do prostej, której brak tylko wartości pośrednich, odpowiadających $L^2/S = 100, 200, 300$ i t. p.

Poza pomiarami oporu ważną jest rzeczą dokonanie pomiaru rozkładu ciśnień na badanym modelu pojazdu, ponieważ znajomość ich daje możliwość skontrolowania prawidłowości opływu oraz znalezienia sił działających na poszczególne elementy. Ważne to jest również dla prawidłowego umieszczenia otworów wentylacyjnych i ukształtowania chłodnic silników spalinowych.

Inż. Dr. Franciszek Szlągowski

531.256:625.745.2

Obliczanie statyczne przepustów sklepionych

(Dokończenie)

Po określeniu korzystnego kształtu osi sklepienia, jego przekrojów, oraz wpływu działania obciążenia ruchomego, należy w końcu sprawdzić wielkość naprężeń od całkowitego obciążenia według wzoru:

$$\sigma = \frac{N_\varphi}{\omega} \pm \frac{M_\varphi}{W}$$

uważając sklepienie jako pręt sprężysty o małej krzywiznie. Wprawdzie w pobliżu klucza charakter sklepienia przypomina pręt o znacznej krzywiznie, lecz różnica naprężeń w przypadku przepustów stosowanych, jak to wykazał już Timoszenko¹⁴⁾ będzie wynosić zaledwie kilka procentów, co można uznać ze względu na uproszczenie omawianego zagadnienia za dopuszczalne.

Sprawdzenie naprężeń będzie miało miejsce w dwóch przypadkach:

- symetrycznego obciążenia,
- niesymetrycznego obciążenia.

W przypadku symetrycznego obciążenia, równania równowagi części sklepienia, zawartego między przekrojami $\varphi = 0$ i $\varphi = \varphi$ będą (rys. 8):

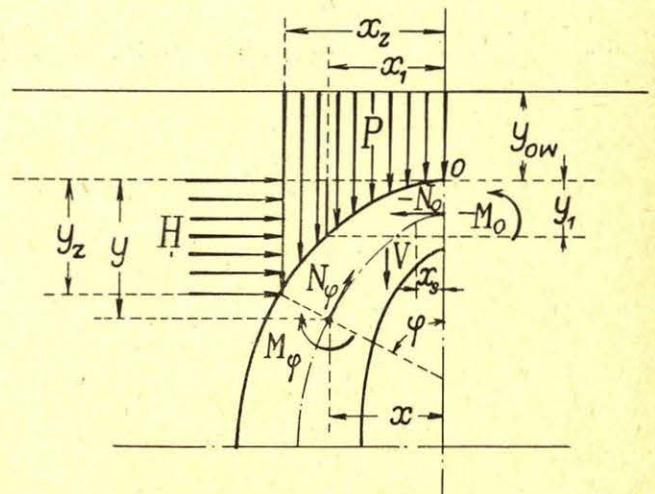
$$N_\varphi - N_0 \cos \varphi + H \cos \varphi - (P + V) \sin \varphi = 0$$

$$M_\varphi - M_0 - N_0 (y - e_0) + M_z = 0,$$

$$\text{skąd } N_\varphi = N_0 \cos \varphi + [(P + V) \sin \varphi - H \cos \varphi]$$

$$M_\varphi = M_0 + N_0 (y - e_0) - M_z.$$

Dla sklepienia symetrycznie obciążonego jest ponadto:



Rys. 8.

¹⁴⁾ S. P. Timoszenko. „Kurs wytrzymałości materiałów”. Przełożył M. T. Huber. Warszawa. 1921 r.

$$\int_0^{s_n} \frac{N_\varphi}{2e} \cos \varphi ds + \int_0^{s_n} \frac{M_\varphi}{I} (y - e_0) ds = 0$$

$$\int_0^{s_n} \frac{M_\varphi}{I} ds = 0.$$

Uwzględniając w powyższych równaniach wartości N_0 i M_0 określone z równań równowagi otrzymamy:

$$N_0 \int_0^{s_n} \left[\frac{\cos^2 \varphi}{e} + \frac{3}{e^3} (y - e_0)^2 \right] ds +$$

$$+ M_0 \int_0^{s_n} \frac{3(y - e_0)}{e^3} ds =$$

$$= - \int_0^{s_n} [(P + V) \sin \varphi - H \cos \varphi] \frac{\cos \varphi}{e} ds +$$

$$+ \int_0^{s_n} M_z \frac{3(y - e_0)}{e^3} ds$$

i

$$M_0 \int_0^{s_n} \frac{3 ds}{e^3} + N_0 \int_0^{s_n} \frac{3(y - e_0) ds}{e^3} -$$

$$- \int_0^{s_n} \frac{3 M_z ds}{e^3} = 0.$$

Wprowadzając następnie oznaczenia:

$$\int_0^{s_n} \left[\frac{\cos^2 \varphi}{e} + \frac{3}{e^3} (y - e_0)^2 \right] ds = A$$

$$\int_0^{s_n} \frac{3(y - e_0)}{e^3} ds = B$$

$$A_1 = B$$

$$\int_0^{s_n} \frac{3}{e^3} ds = B_1$$

$$- \int_0^{s_n} [(P + V) \sin \varphi - H \cos \varphi] \frac{\cos \varphi}{e} ds +$$

$$+ \int_0^{s_n} M_z \frac{3(y - e_0)}{e^3} ds = C$$

$$\int_0^{s_n} M_z \frac{3}{e^3} ds = C_1,$$

otrzymamy:

$$N_0 = \frac{CB_1 - C_1 B}{AB_1 - B^2},$$

oraz

$$M_0 = \frac{C_1 A - CA_1}{AB_1 - B^2}.$$

W rozpatrywanym przypadku obciążenia będziemy mieli:

$$P = \gamma \int_0^{x_z} (y_{ow} + y_1) dx_1 = \gamma \left(y_{ow} x_z + \int_0^{x_z} y_1 dx_1 \right),$$

$$H = n \gamma \int_0^{y_z} (y_{ow} + y_1) dy_1 = n \gamma y_z \left(y_{ow} + \frac{y_z}{2} \right),$$

$$V = \gamma_1 \int_0^s 2e ds,$$

przyczem dla

$$2e = 2e_0 + \frac{2e_n - 2e_0}{s_n} s$$

będzie odpowiednio

$$V = \gamma_1 2e_0 s + \gamma_1 \frac{(e_n - e_0)}{s_n} s^2.$$

W końcu moment M_z wyrazi się następującym wzorem:

$$(24) \quad M_z = Pp + Hh + Vv$$

gdzie

$$Pp = \gamma \left[x \int_0^{x_z} (y_{ow} + y_1) dx_1 - \int_0^{x_z} (y_{ow} + y_1) x_1 dx_1 \right] =$$

$$= \gamma \left(y_{ow} x x_z + x \int_0^{x_z} y_1 dx_1 - \frac{y_{ow} x_z^2}{2} - \int_0^{x_z} y_1 x_1 dx_1 \right),$$

$$Hh = n x \left[y \int_0^{y_z} (y_{ow} + y_1) dy_1 - \int_0^{y_z} (y_{ow} + y_1) y_1 dy_1 \right] =$$

$$= n \gamma y_z \left[y_{ow} y + y_z \left(\frac{y - y_{ow}}{2} - \frac{y_z}{3} \right) \right],$$

oraz z żadaną dokładnością praktyczną

$$Vv = \gamma_1 \left(x \int_0^s 2e ds - \int_0^s x_s 2e ds \right),$$

przyczem dla

$$2e = 2e_0 + \frac{2e_n - 2e_0}{s_n} s$$

będzie:

$$Vv = \gamma_1 \left\{ x \left[2e_0 s + \frac{(e_n - e_0)}{s_n} s^2 \right] - \int_0^s x_s 2e ds \right\}.$$

Od obciążenia ruchomego symetrycznie rozłożonego, przy obliczaniu środkowych sekcij przepustu, należy uwzględnić dodatkowo w równości (23) wyraz

$$G_p = R_c x_z,$$

zaś w równości (24) należy wtedy odpowiednio dodać następujący wyraz:

$$G_m = R_c x_z \left(x - \frac{x_z}{2} \right),$$

gdzie ciśnienie R_c jest określone zależnością uprzednio podaną.

W przypadku niesymetrycznie obciążonego sklepienia będzie:

a) w części obciążonej

$$N_{\varphi_0} = N_0 \cos \varphi + [(P_0 + V) \sin \varphi - H_0 \cos \varphi] - T_0 \sin \varphi$$

$$M_{\varphi_0} = M_0 + N_0 (y - e_0) - M_{z_0} + T_0 x,$$

gdzie

$$P_0 = P + R_c x_z$$

$$H_0 = H + n R_c y_z$$

$$M_{z_0} = M_z + R_c \left[x_z \left(x - \frac{x_z}{2} \right) + n y_z \left(y - \frac{y_z}{2} \right) \right],$$

zaś b) w części nieobciążonej odpowiednio

$$N_{\varphi N} = N_0 \cos \varphi + [(P + V) \sin \varphi - H \cos \varphi] + T_0 \sin \varphi$$

$$i \quad M_{\varphi N} = M_0 + N_0 (y - e_0) - M_z - T_0 x.$$

Powyższe wartości powinny czynić zadość trzem równaniom

$$\int_{-S_n}^{S_n} \frac{N_\varphi}{2e} \cos \varphi ds + \int_{-S_n}^{S_n} \frac{M_\varphi}{I} (y - e_0) ds = 0,$$

$$\int_{-S_n}^{S_n} \frac{N_\varphi}{2e} \sin \varphi ds - \int_{-S_n}^{S_n} \frac{M_\varphi}{I} x ds = 0,$$

$$\int_{-S_n}^{S_n} \frac{M_\varphi}{I} ds = 0,$$

skąd otrzymamy:

$$\int_0^{S_n} \frac{(N_{\varphi_0} + N_{\varphi N})}{e} \cos \varphi ds + \int_0^{S_n} \frac{3(M_{\varphi_0} + M_{\varphi N})}{e^3} (y - e_0) ds = 0,$$

$$\int_0^{S_n} \frac{(N_{\varphi_0} - N_{\varphi N})}{e} \sin \varphi ds - \int_0^{S_n} \frac{3(M_{\varphi_0} - M_{\varphi N})}{e^3} x ds = 0,$$

$$\int_0^{S_n} \frac{3(M_{\varphi_0} + M_{\varphi N})}{e^3} ds = 0.$$

Z równań tych po uwzględnieniu wartości N_{φ_0} , $N_{\varphi N}$, M_{φ_0} i $M_{\varphi N}$ będziemy mieli:

$$(25) \quad N_0 A + M_0 B = \frac{1}{2} (C + C_2)$$

$$(26) \quad T_0 2 D = C_4$$

$$(27) \quad N_0 B + M_0 B_1 = \frac{1}{2} (C_1 + C_3),$$

skąd na podstawie zależności (25) i (27) można zauważyć, że N_0 i M_0 są średnie arytmetyczne z wartości, odpowiadających przypadkom równomiernego obciążenia nasypu przy wysokościach y_{ow} i $y_{ow} + \Delta y_{ow}$ nad sklepieniem.

W danym przypadku wprowadzono następujące oznaczenia:

$$C_2 = - \int_0^{S_n} [(P_0 + V) \sin \varphi - H_0 \cos \varphi] \frac{\cos \varphi}{e} ds + \int_0^{S_n} M_{z_0} \frac{3(y - e_0)}{e^3} ds,$$

$$C_3 = \int_0^{S_n} \frac{3 M_{z_0}}{e^3} ds,$$

$$C_4 = \int_0^{S_n} (M_z - M_{z_0}) \frac{3x}{e^3} ds + \int_0^{S_n} [(P - P_0) \sin \varphi - (H - H_0) \cos \varphi] \frac{\sin \varphi}{e} ds,$$

oraz

$$D = \int_0^{S_n} \frac{\sin^2 \varphi}{e} ds + \int_0^{S_n} \frac{3x^2}{e^3} ds.$$

Ze wzoru (26) otrzymujemy bezpośrednio:

$$T_0 = \frac{C_4}{2D},$$

przyczem zatrzymując w powyższej równości wyrazy mające współczynnik $\frac{3}{e^3}$ otrzymamy w przybliżeniu:

$$T_0 = \frac{\int_0^{S_n} (M_z - M_{z_0}) \frac{x}{e^3} ds}{2 \int_0^{S_n} \frac{x^2}{e^3} ds}.$$

Z powyższych badań widać, że określanie wartości N_0 i M_0 pociąga za sobą rozwiązanie pewnych całek określonych. Całki te będzie można obliczyć np. zapomocą wzoru trapezu:

$$\int_a^b f(x) dx = \frac{b-a}{2n} (y_0 + 2y_1 + 2y_2 + \dots + 2y_{n-1} + y_n).$$

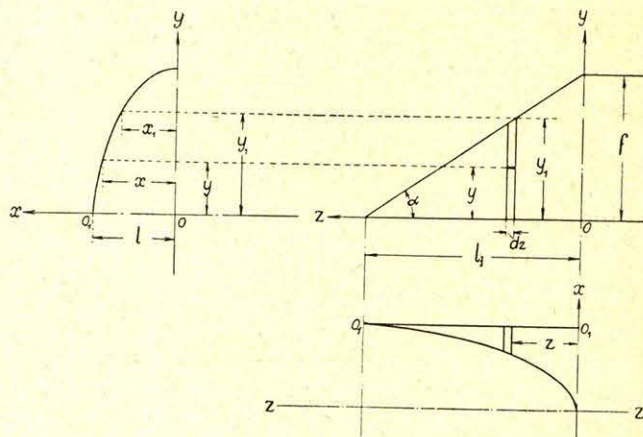
Krańcowe sekcje przepustu ze względu na wygląd zewnętrzny należy ściąć ukośną płaszczyzną, stanowiącą z płaszczyzną nasypu kąt $1^{1/2}^\circ$.

Z tego powodu równowaga powyższych sekcji przepustu będzie się znajdować w odmiennych warunkach, które należy omówić.

Otóż wymiary ścianek ściętej części przepustu powinny być takie, ażeby z żądanym stopniem bezpieczeństwa wytrzymały moment gnący $M = M_x + M_y$ względem osi $O_1 O_1$, gdzie M_x oznacza moment sił poziomych, zaś M_y — moment sił pionowych.

Powyższe momenty obliczymy z przybliżeniem w założeniu, że osią sklepienia jest łuk elipsy, oraz, że parcie ziemi działa bezpośrednio na oś sklepienia.

Zgodnie z rysunkiem 9-ym mamy:



Rys. 9.

$$z = m (f - y_1)$$

i

$$dz = -m dy_1.$$

Zatem na element powierzchni działa ciśnienie poziome

$$p_x = n \gamma (y_1 - y),$$

i ciśnienie pionowe

$$p_y = \gamma (y_1 - y).$$

Moment sił poziomych, działających na całkowitą powierzchnię względem osi $O_1 O_1$ jest

$$M_x = n \gamma \int_0^l dz \int_0^{y_1} (y_1 - y) y dy =$$

$$= -m n \gamma \int_0^l \frac{y^3}{6} dy = \frac{m n}{24} \gamma f^4,$$

zaś moment sił pionowych, działających na całkowitą powierzchnię, ze względu na oś O_1O_1 będzie

$$M_y = \gamma \int_0^l dz \int_{x_1}^l (y_1 - y)(l - x) dx =$$

$$= m \gamma \frac{f^2}{l^2} \int_0^l \frac{x_1 dx_1}{\sqrt{l^2 - x_1^2}} \int_{x_1}^l (\sqrt{l^2 - x_1^2} -$$

$$- \sqrt{l^2 - x^2})(l - x) dx = 0,006269 m \gamma f^2 l^2,$$

przyjawszy pod uwagę, że

$$y_1 = \frac{f}{l} \sqrt{l^2 - x_1^2},$$

$$dy_1 = -\frac{f}{l} \frac{x_1 dx_1}{\sqrt{l^2 - x_1^2}},$$

$$dz = \frac{m f}{l} \frac{x_1 dx_1}{\sqrt{l^2 - x_1^2}},$$

oraz

$$y_1 - y = \frac{f}{l} (\sqrt{l^2 - x_1^2} - \sqrt{l^2 - x^2}).$$

Zatem całkowity moment gñący wynosi

$$M_c = m \gamma f^2 \left(\frac{n}{24} f^2 + 0,006269 l^2 \right),$$

przyczem np. dla $\gamma = 1700 \text{ kg/m}^3$, $n = \frac{1}{3}$

i $m = 1,75$ ($\text{tg } \alpha = 1:1,75$) będzie odpowiednio

$$M_c (\text{kgcm}) = 0,00004 f^4 + 0,003 f^2 l^2,$$

gdzie f i l należy wyrazić w centymetrach.

Na powyższy moment należy sprawdzić wielkość naprężenia w przekroju osadczym, t. j. przy fundamencie.

Dla podparcia omawianych ścianek zakończenie przepustu należy wykonać w postaci kołnierza.

Ponadto wytrzymałość przepustu sklepionego należy sprawdzić dodatkowo na zginanie w przekroju 0—0.

Działanie temperatury na przepust sklepiony, znajdujący się pod wysokim nasypem jest naogół mniejsze, niż na sklepienie mostowe.

W porze letniej temperatura przepustu ulega bardzo małym zmianom. Zaś w porze zimowej zmienia się głównie temperatura tylko wewnętrznej powierzchni sklepienia, przenikając stopniowo w głąb. Powyższe przenikanie temperatury w głąb sklepienia, jak to wynika z doświadczeń przeprowadzonych przez autora niniejszego artykułu nad odbudowanym w r. 1929 sklepieniem mostu przez rzekę Seret pod Bucniowem, jest naogół bardzo powolne. W przeciągu całego dnia badań termograf wskazywał wewnątrz sklepienia temperaturę $+7^\circ\text{C}$, podczas gdy zewnętrzna powierzchnia jego wykazywała temperaturę $+15^\circ\text{C}$.

Z tego powodu, zgodnie z zagadnieniem *Fourier'a*, można założyć z dokładnością praktycznie

dostateczną pochodną cząstkową temperatury względem czasu można przyjąć równą zeru, i wtedy temperatura w sklepieniu będzie się zmieniała w sposób linjowy

Ze względu jednak na uproszczony charakter niniejszego zagadnienia, przyjmijmy temperaturę we wszystkich punktach sklepienia jako jednakową. Zatem równania równowagi w rozpatrywanym przypadku będą

$$N_\varphi = N_t \cos \varphi$$

i

$$M_\varphi = M_t + N_t(y - e_0).$$

Podstawiając powyższe zależności w równania warunkowe

$$\int_0^{S_n} \left(\frac{N_\varphi}{2e} + E \alpha t \right) \cos \varphi ds + \int_0^{S_n} \frac{3 M_\varphi}{2e^3} (y - e_0) ds = 0$$

$$\int_0^{S_n} \frac{3}{2e^3} M_\varphi ds = 0,$$

otrzymamy:

$$N_t = \pm \frac{2 E \alpha t l}{\frac{B^2}{B_1} - A}$$

oraz

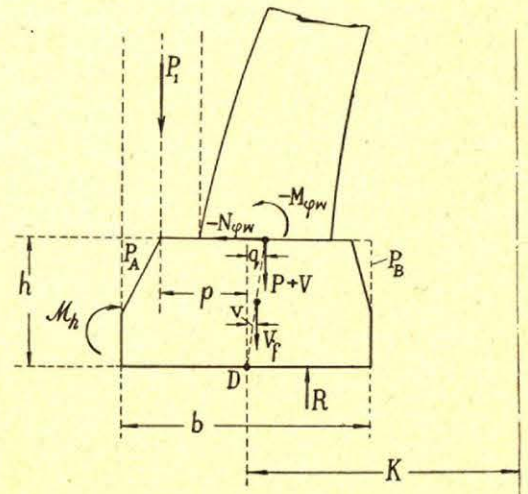
$$M_t = \mp \frac{2 E \alpha t l}{B - \frac{A B_1}{B}}$$

przyczem wielkości A_1 , B i B_1 posiadają wartości uprzednio wymienione.

Dla sklepień betonowych należy przyjmować $E = 210000 \text{ kg/cm}^2$, $\alpha = 0,00001$, $t = +10^\circ\text{C}$ i wpływ skurczu betonu równoważny obniżeniu temperatury $0-15^\circ\text{C}$.

Fundamenty przepustów na gruntach nieskalistych należy wykonywać w kształcie jednolitej płyty, której obliczenie nie nastęrcza żadnych trudności.

Na gruntach zaś skalistych fundamenty sklepień przepustów mogą być wykonywane jako oddzielne pod każdym wezłowiem sklepienia (rys. 10).



Rys. 10.

Szerokość fundamentu jest określona z warunku nieprzekraczania dopuszczalnego ciśnienia na grunt, zaś rozstaw K , t. j. odległość środka podstawy fundamentu od pionowej osi symetrii sklepienia będzie określona z warunku, ażeby mimośród działania reakcji na grunt był możliwie zmniejszony.

Oznaczmy więc przez:

— $N_{\varphi w}$ rozpór poziomy ze strony sklepienia na fundament,

$P + V$ siłę pionową,

— $M_{\varphi w}$ moment w wezłowiui,

V_f ciężar własny fundamentu,

V_{fV} moment ciężaru fundamentu ze względu na punkt D środka podstawy,

P_1 ciężar ziemi nad wystającą częścią fundamentu,

P_A i P_B ciężary ziemi wskazane na rysunku, zaś M_A i M_B ich momenty ze względu na punkt D ,

oraz

M_h — moment ze względu na dolną krawędź sił poziomych, działających na ściankę o wysokości h , nad którą działa ponadto słup ziemi o wysokości y_n .

Otóż moment powyższy jest

$$M_h = n \gamma \int_0^h (y_n + h - y) y dy = \\ = n \gamma \left(\frac{y_n h^2}{2} + \frac{h^3}{6} \right).$$

przyczem dla $n = \frac{1}{3}$ będzie

$$M_h = \frac{\gamma}{6} \left(y_n + \frac{h}{3} \right) h^2.$$

Obciążenie pionowe gruntu wynosi

$$R = P + V + V_f + P_1 + P_A + P_B,$$

zaś suma momentów działających ze względu na punkt D jest

$$\Sigma M = M_h + (P + V) q - N_{\varphi w} h + V_{fV} - P_1 p - M_A + \\ + M_B - M_{\varphi w}$$

Zatem ciśnienie fundamentu na grunt będzie

$$p_{\max} = \frac{R}{b} \left(1 \pm \frac{6 \Sigma M}{R b} \right).$$

Najmniejsza wysokość nasypu, przy której przepusty sklepione omawianego typu mogą być już stosowane, wynosi 6 m, i jest uwarunkowana względami ekonomicznymi.

Przepusty należy dzielić na sekcje długości (3—5) m, celem uniknięcia pęknięć wskutek nierównomiernego osadzania się, przyczem szczytliny dylatacyjne należy zapłacić papą lub deskami.

Jedynie na gruntach skalistych przepusty mogą być wykonywane bez wyżej wspomnianych szczylin dylatacyjnych.

Rozkrążanie przepustu sklepionego należy przeprowadzać z ostrożnością, przyczem *baczną uwagę należy zwrócić następnie na symetryczne, obustronne i równomierne zasypywanie przepustu.*

W N I O S K I.

Przepusty sklepione należy stosować ze względów ekonomicznych przynajmniej od 6-cio metrowej wysokości nasypu wzwyz.

Dla danych warunków zagadnienia można ogólnie określić grubość sklepienia w kluczu według wzoru:

$$2 e_0 = \frac{\gamma}{5 \sigma_{br}} [(y_n + \Delta y_{ow})^2 - (y_0 + \Delta y_{ow})^2],$$

gdzie oznaczono przez:

Δy_{ow} — przyrost wysokości nasypu, charakteryzujący wpływ obciążenia ruchomego,

y_n — całkowitą wysokość nasypu,

y_0 — wzniesienie nasypu nad wierzchołkiem osi sklepienia,

γ — ciężar właściwy gruntu nasypowego, oraz przez σ_{br} — naprężenie betonu na rozciąganie przy zginaniu.

Wielkość y_0 jest pierwiastkiem równania trzeciego stopnia

$$y_0^3 + p y_0 + q = 0,$$

gdzie

$$p = -3 y_n^2 - \frac{(3\pi - 4) l^2}{2n}$$

i

$$q = 2 y_n^3 - \frac{(10 - 3\pi) l^2}{2n} y_n.$$

W powyższych wzorach l jest połowa rozpiętości przepustu, zaś n jest to współczynnik we wzorze na parcie ziemi, który należy przyjmować średnio w wysokości $\frac{1}{3}$.

Korzystnym kształtem osi sklepienia jest łuk elipsy, której długość półosi poziomej wynosi l , zaś długość półosi pionowej wynosi $f = y_n - y_0$.

Grubość sklepienia w wezłowiach określa wzór

$$2 e_n = 2 e_0 \sqrt{3},$$

przyczem w przekrojach pośrednich grubość sklepienia można będzie przyjąć zgodnie z poniższą zależnością

$$2 e = 2 e_0 + \frac{2 e_n - 2 e_0}{s_n} s,$$

gdzie s_n oznacza połowę długości łuku sklepienia, zaś s oznacza długość łuku dla danego przekroju, licząc od klucza, t. j. od wierzchołka osi sklepienia.

Wpływ obciążenia ruchomego na środkową część przepustu charakteryzuje przyrost Δy_{ow} wysokości nasypu nad kluczem sklepienia w postaci wzoru

$$\Delta y_{ow} = \frac{2 k}{\pi \gamma} \arctg \left(\frac{L}{y_{ow}} \right),$$

i wielkość ciśnienia $R_c = \gamma \Delta y_{ow}$ w płaszczyźnie poziomej stycznej w górnym punkcie sklepienia.

Praktycznie można przyjąć w powyższych wzorach $y_{ow} = y_0$, oraz $\Delta y_{ow} = \Delta y_0$.

W przypadku obciążenia kolejowego jest

$$k = \frac{125000}{270.600} = 0,772 \text{ kg/cm}^2,$$

zaś w przypadku obciążenia drogowego będzie odpowiednio

$$k = \frac{20000}{0,5 (140 + 180) 300} = 0,417 \text{ kg/cm}^2,$$

przyczem dla obciążenia kolejowego wynosi $L = 3,00$ m, a dla obciążenia drogowego będzie $L = 1,50$ m.

Po określeniu korzystnego kształtu osi sklepienia, jego przekrojów, oraz wpływu działania obciążenia ruchomego, należy w końcu sprawdzić wielkość naprężeń według wzoru

$$\sigma = \frac{N_\varphi}{\omega} \pm \frac{M_\varphi}{W},$$

uważając sklepienie jako pręt sprężysty o małej krzywiznie.

Sprawdzanie naprężeń w środkowej części przepustu należy przeprowadzać w dwóch przypadkach:

- 1) symetrycznego obciążenia, oraz
- 2) niesymetrycznego obciążenia.

W przypadku obciążenia symetrycznego jest

$$N_\varphi = N_0 \cos \varphi + [(P + V) \sin \varphi - H \cos \varphi]$$

$$M_\varphi = M_0 + N_0 (y - e_0) - M_z,$$

zaś w przypadku obciążenia niesymetrycznego będzie:

a) w części obciążonej

$$N_{\varphi_0} = N_0 \cos \varphi + [(P_0 + V) \sin \varphi - H_0 \cos \varphi] - T_0 \sin \varphi$$

$$M_{\varphi_0} = M_0 + N_0 (y - e_0) - M_{z_0} + T_0 x,$$

oraz b) w części nieobciążonej

$$N_{\varphi N} = N_0 \cos \varphi + [(P + V) \sin \varphi - H \cos \varphi] + T_0 \sin \varphi$$

$$M_{\varphi N} = M_0 + N_0 (y - e_0) - M_z - T_0 x,$$

gdzie $M_0, N_0, T_0, P_0, P, V, H_0, H, M_{z_0}$ i M_z są określone wzorami podanymi w tekście.

Wytrzymałość bocznych części przepustu należy sprawdzać tylko pod wpływem działania symetrycznego obciążenia nasypu wysokości y , (rys. 7).

Ponadto należy uwzględnić w obliczeniach wpływ temperatury i skurczu betonu w myśl wzoru

$$N_\varphi = N_t \cos \varphi$$

$$M_\varphi = M_t + N_t (y - e_0),$$

gdzie wielkości N_t oraz M_t są określone zależnościami również podanymi w tekście.

Inż. Czesław Landsberg

656.22 (438)

Przewozy tranzytowe towarów na P. K. P. ██████████

Rzut oka na mapę Europy wystarczy, aby przyjść do przekonania, że geograficzne położenie Polski powinno sprzyjać rozwojowi korzystnych dla Polskich Kolei Państwowych przewozów tranzytowych i że te przewozy powinny zajmować w ogólnych przewozach P. K. P. wydatne miejsce.

Na wschód od Polski położony jest Związek Socjalistycznych Republik Rad, dla którego centralnej i południowej części najkrótsze i najdogodniejsze drogi komunikacyjne do Niemiec i do Czechosłowacji oraz do krajów za nimi położonych prowadzą przez Polskę. Również podczas zamierzania portu w Leningradzie najdogodniejsza komunikacja do krajów zamorskich prowadzi przez porty Gdynia i Gdańsk. Na południe od Polski leży Rumunia, dla której najkrótsze i najdogodniejsze połączenia nie tylko z Niemcami i krajami za nimi położonymi, lecz i z niektórymi częściami Czechosłowacji prowadzą przez Polskę, zaś przez porty Gdynia i Gdańsk — w kolejowo-morskich komunikacjach z krajami Skandynawskimi i Bałtyckimi, oraz z Anglią i Ameryką Północną. Droga przez porty Gdynia i Gdańsk i dalej przez P. K. P., przez koleje Rumuńskie i przez port Constanza stanowi najkrótsze i najdogodniejsze połączenie pomiędzy portami Bałtyku, a portami Lewantu (Stambuł, Haifa, Jaffa, Pireus, Aleksandrja), szczególnie po uruchomieniu od 28 września r. 1933

stałej polskiej linii okrętowej pomiędzy portem Constanza a portami Lewantu za pośrednictwem statku „Polonia”.

Oprócz Z. S. R. R. i Rumunii do zaplecza Polski wchodzi jeszcze Czechosłowacja, Węgry, Jugosławia i Bułgaria, dla których naturalne i najdogodniejsze połączenie z Bałtykiem oraz z krajami zamorskimi za nim położonymi jest przez Polskę i porty Gdynia i Gdańsk.

Nie zważając jednak na tak pomyślne warunki geograficzne, statystyczne dane o przewozach na P. K. P. świadczą, że tranzytowe przewozy na P. K. P. są znacznie mniejsze, niż można było się tego spodziewać.

Tablica 1.

Rodzaj przewozów	r. 1931		r. 1932		r. 1933	
	tonn	%	tonn	%	tonn	%
1. Przewozy tranzytowe	5.270.617	9,7	3.264.657	8,0	3.485.701	8,5
2. Przewozy pozostałe	48.897.738	90,3	37.498.924	92,0	37.608.048	91,5
Ogółem	54.168.355	100,0	40.763.581	100,0	41.093.748	100,0

Jak widać z danych o przewozach na P. K. P. za ostatnie trzy lata, przytoczonych w tablicy 1, przewozy tranzytowe na P. K. P. są właściwie nikłe i stanowią zaledwie od 8,0⁰/₀ do 9,7⁰/₀ od ogólnych przewozów, przyczem w r. 1933 w stosunku do r. 1931 przewozy tranzytowe spadły o 34⁰/₀, podczas gdy pozostałe przewozy spadły tylko o 23⁰/₀; w r. 1933 w porównaniu z r. 1932 zaszła zmiana na korzyść przewozów tranzytowych, które zwiększyły się o 7⁰/₀, podczas gdy pozostałe przewozy zwiększyły się tylko o 0,3⁰/₀.

Należy jednak wziąć pod uwagę, że największą część przewozów tranzytowych stanowią tranzytowe przewozy pomiędzy Prusami Wschodnimi a Niemcami, które, jak widać z danych tablicy 2. Nr. 2.

Tablica 2.

Rodzaj przewozów	r. 1931		r. 1932		r. 1933	
	tonn	%	tonn	%	tonn	%
Tranzyt pomiędzy Prusami Wsch. a Niemcami	2 992 452	56,4	2 580 029	77,8	2 840 535	81,5
Tranzyt pozostały	2 278 165	43,6	684 628	22,2	638 766	18,5
Tranzyt ogólny	5 270 617	100,0	3 264 657	100,0	3 485 701	100,0

w r. 1931 stanowiły 56,4⁰/₀ od ogólnych przewozów tranzytowych, a w r. 1933—81,5⁰/₀. Takie wielkie zwiększenie się tych przewozów tranzytowych w stosunku do ogólnego tranzytu wywołane zostało znacznym spadkiem (o 72⁰/₀) wszystkich innych przewozów tranzytowych poza przewozami tranzytowymi pomiędzy Prusami Wsch. a Niemcami, które spadły bardzo mało (0,5⁰/₀) i które w stosunku do r. 1932 zwiększyły się nawet (o 10⁰/₀), podczas gdy pozostałe przewozy tranzytowe uległy dalszemu spadkowi (o 7⁰/₀).

Odrzucmy przewozy tranzytowe pomiędzy Prusami Wsch. a Niemcami, które właściwie nie mogą być uważane za przewozy tranzytowe w ścisłym znaczeniu tego słowa, ponieważ do nich wchodzi tylko w bardzo małej części przewozy tranzytowe pomiędzy Z. S. R. R. a Niemcami, a również pomiędzy Niemcami a Estonją i Łotwą, kierowane przez Litwę, główną zaś masę stanowią przewozy w komunikacji wewnętrznej pomiędzy Prusami Wsch. a Rzeszą, rozmiary ich zupełnie nie mogą być uzależnione od polityki przewozowej i tranzytowej P. K. P., otrzymamy wówczas, że tranzyt właściwy, w pełnym znaczeniu tego słowa, stanowił w r. 1931 tylko 4,2⁰/₀, w r. 1932—1,7⁰/₀, a w r. 1933 — zaledwie 1,6⁰/₀ od ogólnych przewozów P. K. P.

Wszystkie inne przewozy tranzytowe, poza przewozami tranzytowymi pomiędzy Prusami Wsch. a Niemcami, mogą być podzielone na dwie kategorie: 1) na przewozy tranzytowe pomiędzy granicami lądowymi krajów ościennych Polski; 2) na przewozy tranzytowe pomiędzy granicami lądowymi krajów ościennych, a portami Gdynia i Gdańsk.

Z wyżej wspomnianego podziału przewozów tranzytowych, podanego w tablicy 3,

Tablica 3.

Rodzaj przewozów	r. 1931		r. 1932		r. 1933	
	tonn	%	tonn	%	tonn	%
1. Tranzyt pomiędzy granicami lądowymi krajów ościennych	1 713 321	75,2	1 491 539	71,8	2 618 955	41,0
2. Tranzyt pomiędzy granicami lądowymi a portami Gdynia i Gdańsk	564 844	24,8	193 089	28,2	376 871	59,0
Razem . . .	2 278 165	100,0	1 684 628	100,0	3 038 766	100,0

widać, że w r. 1933 w stosunku do r. 1931 szczególnie wielkiemu spadkowi uległ tranzyt pomiędzy granicami lądowymi krajów ościennych, który w r. 1931 stanowił 75,2⁰/₀ od ogólnych przewozów tranzytowych, podanych w tablicy Nr. 3, a w r. 1933 — zaledwie 41,0⁰/₀, przyczem przewozy tranzytowe, które w r. 1931 wynosiły 1 713 321 t, spadły w r. 1933 — do 2 618 955 t, t. j. o 1 451 426 t, czyli o 84⁰/₀, podczas gdy przewozy tranzytowe pomiędzy granicami lądowymi krajów ościennych, a portami Gdynia i Gdańsk spadły z 564 844 t do 376 871 t, t. j. tylko o 187 973 t, czyli zaledwie o 33,3⁰/₀.

W r. 1933 w stosunku do r. 1932 tranzyt pomiędzy granicami lądowymi krajów ościennych uległ również spadkowi (o 46,8⁰/₀), gdy przewozy tranzytowe pomiędzy granicami krajów ościennych a portami Gdynia i Gdańsk mocno się zwiększyły (o 95,3⁰/₀) i stanowiły już nie 28,2⁰/₀ (r. 1932), a 59,0⁰/₀ od ogólnych omawianych przewozów tranzytowych.

Różniczkując w podanej niżej tablicy Nr. 4 przewozy tranzytowe pomiędzy granicami lądowymi krajów ościennych według relacji pomiędzy oddzielnymi krajami i biorąc pod uwagę, że największa część tego tranzytu przypada głównie na tranzyt pomiędzy Z. S. R. R. a Czechosłowacją, Z. S. R. R. a Niemcami, Rumunją a Niemcami i Rumunją a Czechosłowacją, widzimy, że naj-

Tablica 4.

Tranzyt pomiędzy krajami ościennymi	r. 1931		r. 1932		r. 1933	
	tonn	%	tonn	%	tonn	%
1. Tranzyt pomiędzy Z. S. R. R. a Czechosłowacją	995 596	55,9	1 097 725	22,3	86 818	33,1
2. Tranzyt pomiędzy Z. S. R. R. a Niemcami . . .	482 039	28,3	1 715 505	34,9	77 598	29,8
3. Tranzyt pomiędzy Rumunją a Niemcami . . .	104 654	6,2	109 117	22,2	56 845	21,6
4. Tranzyt pomiędzy Rumunją a Czechosłowacją	137 630	8,1	74 205	15,0	37 674	14,5
5. Tranzyt w pozostałych relacjach	27 400	1,5	26 987	5,6	2 960	1,0
Razem . . .	1 713 321	100,0	1 491 539	100,0	2 618 955	100,0

większemu spadkowi uległy przewozy tranzytowe pomiędzy ZSRR, a Czechosłowacją, które w r. 1933 w stosunku do r. 1931 — spadły o 90%, a w stosunku do r. 1932 — o 21%; następnie idą przewozy tranzytowe pomiędzy ZSRR a Niemcami, które spadły odpowiednio o 84% i 56% dalej — przewozy tranzytowe pomiędzy Rumunią a Czechosłowacją, spadły one odpowiednio o 73% i 50%, wreszcie pomiędzy Rumunią a Niemcami spadły odpowiednio o 46% i 48%; tranzyt w pozostałych relacjach spadł o 90% i 89%.

Przewozy tranzytowe pomiędzy ZSRR a Czechosłowacją i Niemcami, które w r. 1931 stanowiły 84,2% od ogólnych przewozów tranzytowych, wskazanych w tablicy Nr. 4, w r. 1933 stanowiły zaledwie 62,9% tych przewozów.

Różniczkując wreszcie w tablicy Nr. 5 przewozy tranzytowe pomiędzy granicami lądowymi krajów ościennych a portami Gdynia i Gdańsk

Tablica 5.

Tranzyt do portów i z portów Gdynia i Gdańsk	r. 1931		r. 1932		r. 1933	
	tonn	%	tonn	%	tonn	%
1) z i do Czechosłowacji	359.401	63,5	97.514	50,7	259.064	68,5
2) z i do Rumunji	50.920	9,1	38.693	20,2	56.271	14,8
3) z i do Niemiec	40.342	7,1	22.513	11,6	17.936	5,0
4) z i do Z. S. R. R.	96.062	17,0	15.841	8,0	22.583	6,0
5) z i do Prus Wsch.	18.119	3,3	18.526	9,5	20.384	5,7
Razem	564.844	100,0	193.089	100,0	376.871	100,0

według poszczególnych krajów ościennych, widzimy, że największą część tych przewozów tranzytowych przypada na tranzyt do Czechosłowacji, przyczem ilość przewiezionych tonn, która w r. 1932 w stosunku do r. 1931 spadła z 359.401 t do 97.514 t, t. j. o 73%, w r. 1933 w stosunku do r. 1932 zwiększyła się do 259.064 t, t. j. o 169%.

Tranzyt do Rumunji i z Rumunji w r. 1932 w stosunku do r. 1931 spadł o 24%, zwiększył się następnie w r. 1933 w stosunku do r. 1932 o 45,5% i stanowił 14,8% od ogólnego tranzytu od portów i do portów, podczas gdy w r. 1931 stanowił zaledwie 9,1%; tranzyt do Niemiec i z Niemiec stale się zmniejszał i spadł w r. 1932 w stosunku do r. 1931 o 45%, a w r. 1933 w stosunku do r. 1932 — o 41% i stanowił zaledwie 5% od ogólnego tranzytu od portów i do portów; tranzyt do Z.S.R.R. i z Z.S.R.R. spadł w r. 1932 w stosunku do r. 1931 o 83%, a w r. 1933 w stosunku do r. 1932 zwiększył się o 46%, lecz stanowił tylko 6% od ogólnego tranzytu od portów i do portów, podczas gdy w r. 1931 stanowił 17%; wreszcie tranzyt do Prus Wschodnich i z Prus Wschodnich pozostawał prawie na jednym poziomie.

Żeby dać wyczerpujące pojęcie o kształtowaniu się naszego tranzytu co do ilości przewozów, pozostaje jeszcze różniczkować przewozy tranzytowe w poszczególnych relacjach, wymienionych w tablicach 4 i 5, według kierunków przewozu w każdej relacji; odpowiednie dane przytoczone są w tablicy Nr. 6 ze wskazaniem % różnicy w przewozach w stosunku do poprzedniego roku.

Z powyższego zestawienia widać, że:

a) przewozy tranzytowe pomiędzy ZSRR a Czechosłowacją w r. 1932 w stosunku do r. 1931 uległy mniej więcej jednakowemu spadkowi w oby-

Tablica 6.

Kierunek tranzytu	r. 1931		r. 1932		r. 1933	
	tonn	%	tonn	%	tonn	%
1) z Z. S. R. R. do Czechosłowacji	614.373	—	78.014	— 87	58 680	— 26
z Czechosłowacji do Z. S. R. R.	341 225	—	31.711	— 90	28.132	— 9
2) z Z. S. R. R. do Niemiec	270 973	—	116 897	— 57	65 818	— 44
z Niemiec do Z. S. R. R.	210.066	—	54.608	— 74	11.780	— 80
3) z Rumunji do Niemiec	99.527	—	101.382	+ 2	48.473	— 52
z Niemiec do Rumunji	35.127	—	1.382	— 80	8.372	+ 70
4) z Rumunji do Czechosłowacji	135.353	—	70.136	— 48	33 687	— 53
z Czechosłowacji do Rumunji	2.277	—	4.069	+ 77	3 987	— 2
5) z Czechosłowacji do portów	53.562	—	24.150	— 56	69.361	+ 187
z portów do Czechosłowacji	305.839	—	73.364	— 76	189.703	+ 159
6) z Rumunji do portów	40.112	—	22.316	— 45	38.211	+ 73
z portów do Rumunji	10.812	—	15.348	+ 42	18.060	+ 18
7) z Niemiec do portów	28.922	—	12.434	— 57	11.174	— 10
z portów do Niemiec	11.420	—	10.079	— 12	6.762	— 33
8) z Z. S. R. R. do portów	95.922	—	15.796	— 84	22.239	+ 40
z portów do Z. S. R. R.	140	—	45	— 70	344	+ 664
9) z Prus Wschodnich do portów	4.042	—	3.364	— 15	2.212	— 33
z portów do Prus Wschodnich	14.067	—	15.162	+ 8	18.172	+ 20

dwu kierunkach, stosunek pomiędzy przewozami w jednym i w drugim pozostał prawie ten sam, mianowicie przewozy z ZSRR do Czechosłowacji były dwa razy większe, niż przewozy w kierunku odwrotnym; i w r. 1933 w stosunku do r. 1932 przewozy z ZSRR do Czechosłowacji uległy znacznie większemu spadkowi, niż przewozy w kierunku odwrotnym;

b) przewozy tranzytowe pomiędzy ZSRR a Niemcami, które w r. 1931 były jednakowe w obu kierunkach, uległy znacznie większemu spadkowi w kierunku z Niemiec do ZSRR, niż w kierunku odwrotnym, przewozy te wynosiły w r. 1931 — 210.066 t, a w r. 1933 — zaledwie 11.780 t;

c) przewozy tranzytowe z Rumunii do Niemiec pozostawały w r. 1931 i 1932 prawie na jednakowym poziomie, a w r. 1933 w stosunku do poprzednich lat spadły więcej, niż o 50%, osiągając zaledwie 48.473 t; przewozy tranzytowe z Niemiec do Rumunii były w r. 1931 i 1932 stosunkowo bardzo małe i tylko w r. 1933 osiągnęły 8.372 t, stanowiąc 17% od przewozów w kierunku odwrotnym, podczas gdy w r. 1931 stanowiły one zaledwie 5%, a w r. 1932 — 1,3%;

d) przewozy tranzytowe z Rumunii do Czechosłowacji stale znacznie spadały i w r. 1933 wynosiły zaledwie 33.687 t, podczas gdy w r. 1932 — wynosiły 70.136 t, a w r. 1931 — 135.353 t; tranzytowe przewozy z Czechosłowacji do Rumunii pozostawały w stosunku do przewozów w kierunku odwrotnym — bardzo niskie, osiągając w ostatnich dwóch latach tylko po 4.000 t;

e) przewozy tranzytowe z Czechosłowacji do portów Gdynia i Gdańsk znacznie się zwiększyły w r. 1933 tak w stosunku do r. 1932 (o 187%), jak i w stosunku do r. 1931 (o 30%), przewozy zaś

w kierunku odwrotnym w r. 1933 w stosunku do r. 1932 zwiększyły się o 159%, lecz w stosunku do r. 1931 pozostały jednak mniejsze o 38% i były prawie trzy razy większe, niż przewozy z Czechosłowacji do tych portów;

f) przewozy tranzytowe z Rumunii do portów Gdynia i Gdańsk w r. 1933 w stosunku do r. 1932 zwiększyły się o 73%, osiągając prawie poziom przewozów w r. 1931; przewozy tranzytowe w kierunku odwrotnym stale się zwiększały i wynosiły w r. 1931 — 10.812 t, a w r. 1933 — już 18.060 t, czyli były tylko o 53% mniejsze, niż przewozy w kierunku odwrotnym, podczas gdy w r. 1931 one były mniejsze o 70%;

g) przewozy tranzytowe z Niemiec do portów uległy w r. 1932 w stosunku do r. 1931 znacznemu spadkowi (57%), a w r. 1933 w stosunku do r. 1932 — już znacznie mniejszemu spadkowi (10%), stanowiąc zaledwie 11.174 t, przewozy tranzytowe w kierunku odwrotnym uległy mniejszemu spadkowi (12%) w r. 1932 w stosunku do r. 1931, i większemu spadkowi (33%) w r. 1933 w stosunku do r. 1932, dochodząc zaledwie do 6.762 t;

h) przewozy tranzytowe pomiędzy ZSRR w portach Gdynia i Gdańsk odbywały się tylko w kierunku z ZSRR do tych portów, wynosiły w r. 1931 — 95.922 tonny, a w roku następnym spadły do 15.796 t, w roku zaś 1933 — przewozy te nieco się podniosły i osiągnęły 22.239 t;

i) przewozy tranzytowe z Prus Wschodnich do portów Gdynia i Gdańsk były stosunkowo bardzo małe, stale spadały i w r. 1933 wynosiły zaledwie 2.212 t, przewozy tranzytowe w kierunku odwrotnym stale się zwiększały, osiągając w r. 1933 — 18.173 t. Dla pełnej charakterystyki i wszechstronnej oceny znaczenia, jakie mają tran-

Tablica 7.

Rodzaj przewozów	r. 1931		r. 1932		r. 1933	
	ilość	%	ilość	%	ilość	%
1. Przewozy tranzytowe:						
Przewieziono tonn	5.270.617	9,7	3.264.657	8,0	3.485.701	8,5
Wykonano tonno - km.	2.437.674 0 0	13,5	1.202 17.000	9,0	1.242.413.484	9,0
Przeciętny przebieg.	463 km		368 km		356 km	
2. Przewozy pozostałe:						
Przewieziono tonn	48.897.738	90,3	37.498.924	92,0	37.608.048	91,5
Wykonano tonno - km.	15.596.060 0 000	86,5	12.147.321.000	91,0	12.562.156.385	91,0
Przeciętny przebieg.	319 km		324 km		334 km	
3. Przewozy ogólne:						
Przewieziono tonn	54.168 355	100,0	40.763 581	100,0	41.093.749	100,0
Wykonano tonno - km.	18.033.734 0 000	100,0	13.349.338 0 000	100,0	13.804 569 869	100,0
Przeciętny przebieg.	333 km		327 km		336 km	
1. Tranzyt Prusy Wsch - Niemcy:						
Przewieziono tonn	2 992 452	56,4	2 580 129	77,8	2 840 535	81,5
Wykonano tonno - km.	787 028.175	32,3	677.918.549	56,6	748 809 210	60,2
Przeciętny przebieg.	263 km		264 km		264 km	
2. Pozostały tranzyt:						
Przewieziono tonn	2.278.165	43,6	584.628	22,2	645.166	18,5
Wykonano tonno - km.	1.650 645 825	67,7	524.093.451	43,4	433.604.274	39,8
Przeciętny przebieg.	725 km		765 km		765 km	
3. Ogólny tranzyt:						
Przewieziono tonn.	5.270 617	100,0	3.264 657	100,0	3.485.701	100,0
Wykonano tonno - km.	2.437.674.000	100,0	1.202.017.000	100,0	1.242.4 3.484	100,0
Przeciętny przebieg.	463 km		368 km		356 km	

zytowe przewozy w stosunku do innych przewozów, dane przytoczone w tablicach NN. 1—6 nie są wystarczające, miarodajnym bowiem czynnikiem przy ocenie przewozów w eksploatacji kolei jest właściwie nie ilość przewiezionych ton, a ilość wykonanych przy tych przewozach tonno-km, a oprócz tego i rodzaje przewiezionych towarów, od których uzależnione są wysokości stawek przewozowych, a w związku z tem również wyniki finansowe; z tego oczywiście wynika, że przewozy tranzytowe, przy których przeciętna odległość przewozu jest większa i w których wchodzi większa stosunkowo ilość towarów większej wartości, (stosują się do nich wyższe stawki przewozowe) są najkorzystniejsze i na rozwój ich powinna być zwrócona większa uwaga.

W tablicy Nr. 7 przytoczone są odpowiednie dane statystyczne za ostatnie trzy lata o ilości przewiezionych ładunków i wykonanych przez nie tonno-km oraz o przeciętnych przebiegach tonny ładunków.

Z danych tych widać:

a) że podczas gdy przeciętny przebieg tonny ładunków przewiezionych na P. K. P. we wszystkich komunikacjach, wyłączając tranzyt (komunikacja wewnętrzna, nadanie do portów Gdynia i Gdańsk, nadanie zagranicę, przyjęcie z portów Gdynia i Gdańsk i przyjęcie z zagranicy), stanowił w r. 1933—334 km, (w r. 1932—324 km, w r. 1931—319 km), a przeciętny przebieg tonny ładunków, przewiezionych tranzytem pomiędzy Prusami Wschodnimi, a Niemcami — zaledwie 264 km (w r. 1932 — 264 km, w r. 1931—263 km), przeciętny przebieg tonny ładunków, przewiezionych tranzytem w pozostałych komunikacjach

tranzytowych, stanowił 765 km (w r. 1932—765 km, w r. 1931—725 km);

b) że wobec stosunkowo małego, przeciętnego przebiegu tonny ładunków w komunikacji tranzytowej Prusy Wschodnie—Niemcy przy ilości ton przewiezionych w tej komunikacji w r. 1933 (2.840.535 t) $4\frac{1}{2}$ razy większej niż w pozostałych tranzytowych komunikacjach (645.166 t), ilość wykonanych tonno-km była w pierwszym przypadku (748.809.210 t-km) tylko $1\frac{1}{2}$ raza większa, niż w drugim (493.604.274 t-km);

c) że wobec dużego przeciętnego przebiegu tonny ładunków w komunikacjach tranzytowych, wyłączając tranzyt Prusy Wschodnie—Niemcy, na ogólną ilość ton przewiezionych w tych komunikacjach, stanowiąc w r. 1931 — 43,6%, w r. 1932 — 22,2% i w r. 1933—18,5% ogólnych przewozów tranzytowych, przebieg ładunków stanowił odpowiednio 67,7%, 43,4% i 39,8% ogólnego przebiegu ładunków tranzytowych;

d) że wszelkie zmniejszenie ilości ton ładunków, przewiezionych w komunikacjach tranzytowych, wyłączając tranzytową komunikację Prusy Wschodnie—Niemcy, wywołuje znaczny spadek nie tylko w tranzytach, lecz i również w ogólnych przebiegach ładunków na P. K. P., a to dlatego, że przeciętny przebieg tonny ładunków w głównych komunikacjach tranzytowych jest stosunkowo bardzo duży i według danych statystycznych za r. 1933 stanowił: w tranzycie Z.S.R.R.—Niemcy 798 km, Z.S.R.R. — Czechosłowacja 675 km, Rumunja—Niemcy 675 km, Rumunja—Czechosłowacja 698 km, Rumunja—porty Gdynia i Gdańsk 1072 km, Czechosłowacja—porty Gdynia i Gdańsk 675 km. (d. n.)

Inż. Julian Madeyski

628.81:621.13

Mechaniczne opalanie parowozów węglem

Coraz bardziej wzrastająca potrzeba pośpieszniejszego transportowania osób i towarów na kolejach w celu zadośćuczynienia wymaganiom świata postępowego, oraz podniesienia rentowności kolejnictwa przez stosowanie wielkich obciążeń pociągów, wymaga znacznego zwiększenia pracy użytych parowozów w jednostce czasu, a temsamem zwiększenia zużytej ilości węgla i wody na godzinę.

Wprowadzenie pary wysoko przegrzanej do pracy parowozów umożliwiło wprawdzie zbliżenie się do tego celu przez znaczną redukcję zużycia pary i węgla na km/godz., jednak gdy praca jest tak duża, że zapotrzebowanie węgla przekracza 1500 kg na godzinę, jeden palacz nie jest w stanie obsłużyć parowozu przez kilka godzin z rzędu, wobec czego trzeba użyć drugiego palacza, który obsługuje palenisko naprzemian z pierwszym w godzinnych przerwach.

Pomijając to, że zwiększenie ilości osób użytych przy obsłudze parowozu jest kosztowne i obniża rentowność ruchu kolejowego, podnieść należy, że taka zmiana palaczy wpływa niekorzystnie na ekonomję palenia, albowiem każdy palacz ma pew-

ne indywidualne sposoby palenia, które trudne są do poznania, szczególnie w czasie zmiany podczas pracy parowozu.

Dlatego okazuje się zrozumiałą konieczność wprowadzenia mechanicznego opalania parowozów nie tylko ze względu na zmniejszenie ilości obsługujących je osób, lecz również celem znacznego podniesienia rentowności opalania parowozów.

Wiadomo nam, że nawet najzdolniejszy palacz nie jest w stanie usunąć strat ciepła powstających przy obsłudze paleniska w czasie:

1) dorzucania węgla do pieca przy otwartych drzwiczkach, kiedy napływa wielki nadmiar powietrza do paleniska i obniża znacznie temperaturę spalania gazów, oraz:

2) po zamknięciu drzwiczek, gdy wskutek suchej destylacji węgla, kosztem ciepła zawartego w warstwie węgla, produkuje się na ruszcie nadmiar zimnych palnych gazów, których nie można spalić z powodu niższej ich temperatury od temperatury zapalności i niedostatecznej ilości powietrza wysoko przegrzanego.

Istniejące w praktyce urządzenia pomocnicze

umożliwiająca zmniejszenie strat, podanych w punkcie 1 i 2, są dość skuteczne, o ile je zastosujemy, jednak straty podane pod 1) są trudne do całkowitego usunięcia, nawet przy zastosowaniu samoczynnie sterowanych drzwiczek zamykających palenisko w chwili pobierania węgla na łopatę i otwierających się dopiero przy dorzucaniu węgla do paleniska.

Powyższe braki da się usunąć jedynie przez zastosowanie mechanicznego doprowadzania węgla przy zamkniętych drzwiczkach.

Przy ręcznym dorzucaniu węgla do pieca nie może być mowy o racjonalnym wykorzystaniu węgla nawet przy zastosowaniu istniejących pomocniczych urządzeń, gdyż wielki ładunek węgla dorzucony do pieca w kilku minutowych odstępach musi powodować okresową zmianę grubości warstwy węgla na ruszcie, co wpływa na zmianę dopływu nadmiaru powietrza, potrzebnego do spalenia węgla, w ilości odwrotnie proporcjonalnej do ilości wyprodukowanych gazów palnych na ruszcie, powodując zwiększenie strat ciepła, wywołanych przy grubszej warstwie węgla, niedokładnym spalaniem gazów wyprodukowanych przez suchą destylację i tworzenie się tlenku węgla, zaś przy niższej warstwie węgla, powodując niższą temperaturę spalania wskutek napływu zbyt wielkiego nadmiaru powietrza.

Te straty wynikłe z perjodycznego dorzucania większej ilości węgla do pieca potęgują się jeszcze bardziej przy zmiennej pracy silnika parowozu, gdyż palacz nie jest w stanie przy pracy parowozu na zmiennym profilu dostosować ilości dorzucanego węgla ściśle do potrzeby.

Jeżeli palacz przy dorzucaniu węgla, orientuje się tylko obserwacją ciśnienia pary na manometrze, będzie ta obserwacja niedostateczna dla zabezpieczenia ekonomii ruchu, gdyż przy danej warstwie węgla na ruszcie zmniejszone zapotrzebowanie pary będzie powodowało zwiększenie się ciśnienia na manometrze, zwiększone zaś zapotrzebowanie pary spowoduje gwałtowniejszy spadek ciśnienia w kotle, celem nadrobienia którego okaże się potrzeba dorzucenia znacznie większej ilości węgla aniżeli wówczas, gdyby węgiel na czas był do pieca dorzucony.

Pierwsze dwa czynniki mające wpływ na zmniejszenie ekonomii wymagają wprowadzenia mechanicznego opalania bez względu na wielkość ich pracy, ten zaś ostatni wymaga wprowadzenia samoczynnego sterowania dopływu węgla do paleniska w ilości proporcjonalnej do ilości zużytej pary przy pracy silnika parowozu, aby móc wykorzystywać najdokładniej zmienny nadmiar powietrza działaniem ssącym pary odlotowej w dymnicy, nasysaniem sprężonej pary do paleniska, szczególnie przy powolnej jeździe parowozu, gdy podczas jednego obrotu kół parowozu występują gwałtowne skoki w ilościach nassanego nadmiaru powietrza.

Jak widzimy nie tylko ilość zużytego węgla na godzinę i zmniejszenie personelu obsługi parowozu, lecz przede wszystkim ekonomia ruchu wymaga zastosowania mechanicznego opalania parowozów od najmniejszych do największych jednostek.

Z istniejących już w tym celu urządzeń mamy trzy systemy do zanotowania:

1) opalanie parowozów materiałem płynnym,

ropałem lub terem pogazowym, albo też mieszaniną ropału z pyłem węglowym, stosując parę do rozpylania tego materiału;

2) opalanie parowozów pyłem węglowym, rozpylanym zgęszczonym powietrzem;

3) opalanie parowozów miałem węglowym pomieszczonym z drobnymi kawałkami węgla t. zw. stokeri, doprowadzające węgiel do pieca zapomocą ślimaków, który następnie rozrzuca para lub też zgęszczone powietrze po całej powierzchni rusztu.

Zadaniem niniejszego artykułu jest szczegółowsze omówienie dwóch ostatnich systemów opalania parowozów, co do pierwszego zaś nadmienić należy, że identyfikuje się on z drugim pod względem techniki palenia. Magazynowanie tego materiału oraz jego przeładowywanie do zbiornika na tendrze jest jednak łatwiejsze, przyczem zawartość ciepła zbiornika jest około dwa razy większa niż węgla kostkowego, zaś cztery razy większa od pyłu węglowego w tej samej objętości.

Z pomiędzy wielu urządzeń, służących do opalania parowozów pyłem węglowym, wybiły się trzy systemy (patrz czasopismo „Technika parowozowa” Nr. 11 z roku 1933, strona 85):

a) urządzenie projektowane przez niemieckie „Powszechne Towarzystwo Elektryczne” w Berlinie (t. zw. A. E. G.), opisane w Nr. 7 „Techniki Parowozowej” z r. 1929

b) urządzenie, projektowane przez niemieckie „Towarzystwo Badawcze dla opalania pyłowego” w Cassel (t. zw. Stug“), opisane w Nr. 9 „Techniki Parowozowej” z r. 1933.

c) urządzenie, projektowane przez p. Lupulco, stosowane na próbę w Ameryce,

Blizsze szczegóły tych rozwiązań podane są w literaturze technicznej zagranicznej: „*Glaser's Annalen*” Nr. 1216 i 1217 z roku 1928 strona 45 do 70; „*The Railway Engineer*” grudzień roku 1929 strona 467—473; „*Locomotive Cyklopedie* z r. 1925, strona 327—368; „*Bleibtreu: Kohlenstaubfeuerungen*” z r. 1930, strona 455—475; oraz „*Handbuch des Dampflokotivbaues*” Dr. Martin Igel, z roku 1923, strona 171—177; wobec tego nie będę ich szczegółowo opisywał; nadmienię tylko, jaka jest wartość ogólna, zalety oraz wady tych trzech systemów w porównaniu ze sobą.

Ogólnie biorąc, można powiedzieć, że o ile opalanie pyłem węglowym kotłów stałych, szczególnie większych jednostek, okazało się zupełnie racjonalne i ekonomiczne, o tyle odnośnie parowozów wykazało ono dużo trudności i niedogodności ruchowych. Korzyści osiągnięte przy opalaniu pyłem węglowym, to jest zwykła dzielności kotła od 25% do 15%, zależnie od natężenia kotła, oraz możliwość osiągnięcia wyższej temperatury przegrzania pary przy zużyciu takiej samej ilości opału normalnego, niezawsze pokrywają koszty instalacji, ruchu i konserwacji takiego urządzenia. (Patrz: Withe: „Opalanie parowozów pyłem węglowym”. Dodatek do czasopisma „Inżynier Kolejowy” p. t. „Przegląd Zagranicznego Piśmiennictwa Kolejowego” z roku 1932, grudzień).

Wszystkie te trzy urządzenia mają wspólne wady:

1) parowozy, urządzone do opalania pyłem węglowym, z wyjątkiem szwedzkiego urządzenia, używanego do spalania torfu sproszkowanego, są urządzone bez rusztów, wobec czego obsługa ręcz-

na paleniska jest niemożliwa i każdy defekt tego urządzenia powoduje przerwę ruchu kolejowego, co musi wpływać na zmniejszenie pewności i bezpieczeństwa ruchu, a także i ekonomii ruchu;

2) rozpalanie parowozu z zimną wodą jest uzależnione od możliwości doprowadzenia pary do uruchomienia przyrządów pomocniczych z innego źródła, a więc przy użyciu drugiego parowozu lub też centrali parowej. Parowozy takie nie posiadają więc samodzielności;

3) pojemność kaloryczna materiału opałowego jest mała w porównaniu z węglem kostkowym, wobec czego nawet przy wielkiej objętości zbiornika na tendrze promień działania takich parowozów jest znacznie mniejszy, niż takiego samego parowozu opalanego węglem, ręcznie dorzucanym, gdyż ciężar gatunkowy pyłu węglowego wynosi zaledwie 0,5 tonny/m³;

4) użycie gatunków pyłu węglowego o niskim stopniu topliwości żużla jest niemożliwe, gdyż szlaka ta tworzy tak zw. jaskółcze gniazda, zalepiające otwory płomieniówek i płomienic, powodując w ten sposób zmniejszenie wydajności i sprawności parowozu;

5) rozpylanie wilgotnego pyłu węglowego jest bardzo trudne i wymaga specjalnego urządzenia, bardzo kosztownego, w szczególności zaś podgrzewania zbiornika z pyłem węglowym, by usuwać w zimie wilgoć, powstałą przez pocenie się blach zbiornika od wewnątrz;

6) pył węglowy, magazynowany w zbiorniku na tendrze i w parowozowni przedstawia wielkie niebezpieczeństwo pożaru i eksplozji, co wymaga wielkiej uwagi i kosztownych urządzeń, zabezpieczających przed katastrofą;

7) dobroć spalania pyłu węglowego zawisła jest od kształtu zastosowanego sklepienia ogniotrwałego i jego stanu utrzymania. Ponieważ sklepienia te ulegają szybko uszkodzeniu wskutek działania wysokich temperatur spalania, naprawa zaś ich względnie wymiana możliwa jest dopiero po odstawieniu parowozu z ruchu i ostudzeniu, powodując te przerwy w ruchu największe straty, pomijając nawe koszt konserwacji samego sklepienia;

8) koszt mielenia węgla, oraz przeładowywania do tendra z miejsca jego zamagazynowania jest bardzo znaczny. Przy użyciu cystern dla transportu pyłu węglowego z centrali, co mogłoby wpłynąć na obniżkę kosztów przemiału, musimy uwzględnić koszty przebiegu i utrzymania tych cystern, podraża to znacznie cenę jednej tonny tego materiału i utrudnia jego konkurencję z węglem normalnym.

Porównując te trzy systemy opalania parowozów pyłem węglowym ze sobą, uznać należy, że pierwsze rozwiązanie, t. j. A. E. G., jest najlepsze pod względem racjonalności procesu spalania pyłu węglowego. Umieszczenie dwóch dysz w dolnej części popielnika, z których uchodzą dwa strumienie mieszaniny powietrza z pyłem węglowym, rozdzielone na cały szereg drobnych strug, płynących naprzeciw siebie i mieszających się gruntownie w miejscu zderzenia, przyczem przez to miejsce zderzenia przepływa powietrze wtórne, zasysane działaniem ssącym pary odlotowej w dymnicy, daje możliwość spalania pyłu węglowego nawet przy użyciu krótkiego sklepienia.

Oba pozostałe urządzenia nie mają tej zalety; nawet można powiedzieć, że wymagają one wzoro-

wego sklepienia i odmiennego prowadzenia mieszaniny powietrza z pyłem węglowym, gdyż kierowanie jej popod sklepienie, a potem zgodnie z kierunkiem napływu powietrza wtórnego, zasysanego przez popielnik, nie daje możliwości dokładnego wymieszania i racjonalnego spalania pyłu węglowego.

Najprawdopodobniej ta przyczyna była powodem głównym, że w Ameryce zniechęcono się do pyłu węglowego i przystąpiono do masowego stosowania mechanicznego doprowadzania miału węglowego, t. zw. stokerów.

W literaturze spotykamy następującą opinię: (*Bleibtreu: „Kohlenstaubfeuerungen“* z r. 1934, strona 474). W kraju urodzin opalania parowozów pyłem węglowym t. j. w Ameryce Północnej, nie używa się dzisiaj ani jednego parowozu opalanego pyłem węglowym. Natomiast wprowadza się samoczynne dorzucanie węgla podług wzoru rys. 1 na 20% będących w ruchu parowozach. Urządzenie to posiada zdolność spalania węgla drobnego i tańszego. O ile poprzednio stosowano je tylko na dużych parowozach, przez jednego palacza niemożliwych do obsłużenia, szczególnie w lecie, o tyle w ostatnich latach znalazły one zastosowanie nawet na małych parowozach, łatwych do ręcznej obsługi.

Ponieważ europejskie relacje o wartości opalania parowozów pyłem węglowym brzmią również niekorzystnie (patrz: *Withe J. W.*), przyszedłem do przekonania, że należy zwrócić baczniejszą uwagę na mechaniczne dorzucanie węgla, t. zw. stokery, mogą one bowiem usunąć braki zauważone przy opalaniu parowozów pyłem węglowym, wykazując równocześnie takie same korzyści pod względem termicznym, znacznie zaś wyższe pod względem ekonomii ruchu kolejowego, gdyż urządzenie takie:

a) umożliwia każdoczesne przejście z mechanicznego opalania na ręczne w razie defektu urządzenia mechanicznego. Taki parowóz posiadający ruszt jest zdolny do samodzielnej rozpałki i użytkowania;

b) umożliwia użycie każdego rodzaju gatunku węgla;

c) koszt załadowania węgla na tender i rozrzucania jego po ruszcie jest minimalny, szczególnie przy zastosowaniu pary przegrzanej do poruszania maszyny parowej i odprowadzaniu pary odlotowej do skraplacza w podgrzewaczu wody zasilanej do kotła;

d) pora roku i warunki atmosferyczne nie mają wpływu na używanie urządzenia;

e) jakość sklepienia ma znacznie mniejszy wpływ na dobroć spalania, co podnosi znacznie długotrwałość ruchu parowozu bez potrzeby naprawy sklepienia, a więc także jego rentowność.

Przypatrzmy się teraz najgłówniejszym typom stokerów stosowanych na tysiącach amerykańskich i obecnie coraz więcej europejskich parowozach. (Anglja, Francja). Polska zaopatrzyła dwa parowozy Ty-23 Nr. 364 i 365 na próbę w stokery amerykańskiego systemu „Duplex”. (Rys. 2). Parowozy te kursują na przestrzeni Piotrków—Łazy i wykazują około 15% oszczędności węgla normalnego na 1000 btkm. w porównaniu z normalnymi parowozami tej samej serji.

Podane poniżej systemy urządzeń stokerów amerykańskich wzięto z amerykańskiej „Locomo-

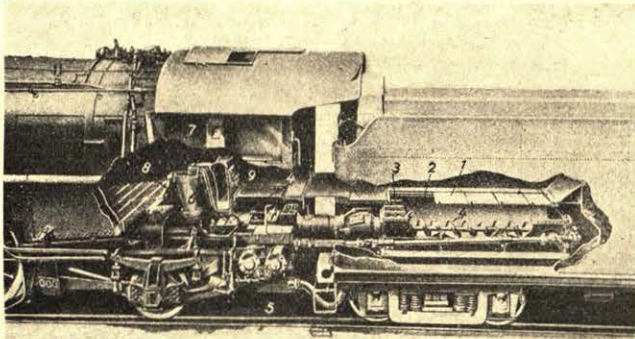
tywne Cyclopedia" z roku 1925 strona 328—368. Zestawione są one w porządku ich przydatności t. j. pierwszy typ jest najlepszy i kolejno następne.

1) The Elvin Mechanical Stoker Company, New York, N. Y. Urządzenie wydaje się rzeczywiście jako najodpowiedniejsze, gdyż naśladując ręczne dorzucanie węgla do paleniska zużywa parę tylko do poruszania maszyny parowej, zaś do paleniska pary nie doprowadza. Sposób rozrzucania węgla jednak nie daje zupełnego zadośćuczynienia wymaganiom racjonalnego jego spalania.

2) The Hanna Stoker Company, Cincinnati, Ohio. Urządzenie to jest częściowym uproszczeniem tegoż, podanego pod pozycją 4. (rys. 2). Doprowadza węgiel dwoma ślimacznicami po obu stronach drzwiczek umieszczonemi, wskutek tego nie wymaga wiercenia dużych otworów w ścianie drzwiczkowej stojaka kotła, jest więc łatwiejsze do wmontowania od tegoż (rys. 2). Posiada ono jeszcze dalsze zalety, a mianowicie dokładniejsze rozprowadzanie węgla po całej powierzchni rusztu. Urządzenie to rzuca węgiel z góry na ruchomy wachlarz, utworzony z pary niskiego ciśnienia, dopływającej do korpusu umieszczonego w palenisku tuż poniżej drzwiczek. Górna część tego korpusu tworzy rodzaj grzebienia, do wnętrza którego dopływa para wysokiego ciśnienia i uchodząca przez wąziutkie otwory, w palcach tego grzebienia znajdujące się, rozrzuca węgiel jaki opadnie na ten korpus. Ruch łopatek rzucających węgiel z góry jest oscylacyjny od środka ku bokom, powoduje więc ciągłą zmianę natężenia ładunku węgla, co jest nieodzowne ze względu na równe przepalanie węgla na ruszcie.

Wadą tego urządzenia jest jednak zbyt wielka ilość pary doprowadzanej do paleniska, co powoduje niższą temperaturę spalania węgla i temperaturę przegrzania pary.

3) Standard Stoker Company Simplex-Type, (rys. 1). Jest to bardzo uproszczone urządzenie,

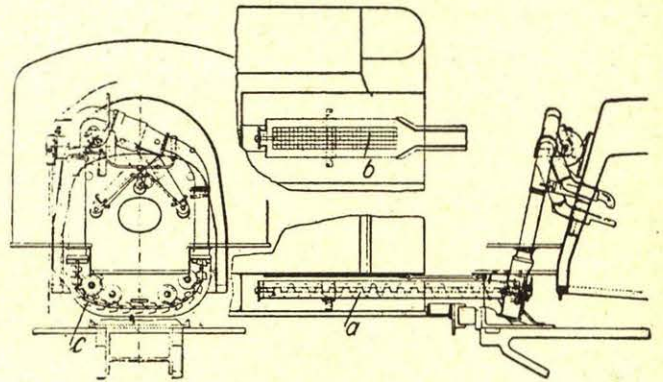


Rys. 1.

tłoczy bowiem węgiel przez wykrój w ruszcie wprost do paleniska na odpowiednią nasadę, z której para od góry na tę nasadę doprowadzana pięcioma ujściami rozrzuca węgiel równocześnie na wszystkie strony. Rozwiązanie to jakkolwiek bardzo proste daje małą gwarancję prawidłowego spalania węgla i przy użyciu węgla łatwo spiekającego się może spowodować trudności ruchowe z powodu trudności usunięcia szlaki, szczególnie z miejsca bliżej nasady znajdującego się.

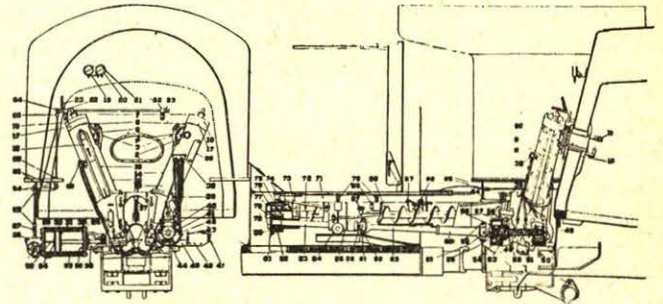
4) Locomotive Stoker Company, Pittsburgh, Pa. Duplex Type. (Rys. 2). Urządzenie to wymaga

wiercenia otworów w kotle, może więc być wmontowane tylko podczas głównej naprawy parowozu, co utrudnia jego szybsze zastosowanie. Pod względem rentowności okazuje się ono wcale korzystne,



Rys. 2.

jak to próby na dwóch parowozach polskich wykonane wykazały. Chcąc jednak wykorzystać ten system jak najlepiej koniecznym jest stosowanie długiego sklepienia z cegły ogniotrwalej, gdyż przy krótkim sklepieniu za wielki procent pyłu węglowego, powstającego przy tłoczeniu węgla ślimacz-



Rys. 3.

nicami, uchodzi bezpośrednio do rur i w stanie niespalonym przez komin nazewnątrz.

5) Wreszcie Street-Stoker Type „C”. (rys. 3). Urządzenie to doprowadza węgiel z tendra podobnie jak poprzednie do linii dolnej stojaka kotła, skąd rodzaj łańcucha bez końca wyciąga węgiel na górę, powodując jego odczyszczenie z miazgi, który opada do dyszy, umieszczonej w linii środkowej stojaka tuż nad drzwiami paleniskowymi, zaś grubsze kawałki węgla opadają po obu stronach drzwiczek i są wrzucane do paleniska za pomocą pary podobnie jak w poprzednim urządzeniu.

Urządzenie to wykazuje więc prócz poprzednich wad jeszcze zasłonięcie ściany drzwiczkowej stojaka, co w przypadku potrzeby naprawy kotła, np. wymiany zespórki lub t. p., wymaga rozbierania skomplikowanego urządzenia i podnosi koszt konserwacji parowozu.

Tych pięć systemów stokerów odpowiada mniej lub więcej zadaniu. Wykazują one jednak wady, a mianowicie: są bardzo skomplikowane, bardzo ciężkie, przeto trudne do szybkiego zmontowania na parowozach będących w ruchu. To utrudnia ich zastosowanie i podnosi znacznie ich koszt instalacji, ruchu i konserwacji.

Prócz tego są one odręcznie sterowane przez palacza, nie odczuwają więc zmian w zapotrzebowaniu węgla przy zmianie pracy silnika, co powinno być samoczynnie powodowane, by móc doprowadzić ekwiwalentną ilość węgla w stosunku do zużywanego ilości pary przez silniki parowozu.

Rozrzucanie węgla po ruszcie nie jest zupełnie trafnie rozwiązane i wymaga racjonalniejszej konstrukcji.

Tendry są urządzone w ten sposób, że ślimaczka osadzona na samym spodzie tendra czerpie węgiel i rozdrabia go do wielkości orzecha włoskiego, tłocząc tak powstałą mieszaninę do ujęć umieszczonych w palenisku, w których znajdują się również dysze do rozrzucania węgla parą lub zgęszczonym powietrzem. Wymagają one specjalnego ukształtowania skrzyni wodnej i zbiornika na węgiel.

Dla dobrego spalania mechanicznie dorzucanego węgla najważniejsze znaczenie ma długość i kształt sklepienia ogniotrwałego, i sposób rozrzucania węgla, a także w wielkim stopniu procentowa zawartość pyłu węglowego, powstałego przy rozdrabnianiu węgla za pomocą ślimaczki oraz przez tarcie w przewodzie w czasie transportu miało.

Dlatego ocena wartości systemu zależna będzie przede wszystkim od racjonalności rozwiązania tych dwóch urządzeń.

Amerykanie stosują już od niepamiętnych czasów rury wodne w skrzyni ogniowej służące prócz do zwiększania powierzchni ogrzewalnej kotła również jako ogniotrwały dźwigar dla sklepienia. W Europie zaczynają coraz więcej stosować tę konstrukcję nie tylko z tego względu, lecz również

by podnieść znacznie sprawność kotła i parowozu, bez znacznego podniesienia jego ciężaru, szczególnie w parowozach do pary przegrzanej o wielkiej mocy należałoby koniecznie zająć się tą sprawą i ukształtowany najkorzystniej takie sklepienie umożliwić użycie jak największego procentu pyłu węglowego, co przyczyni się do gruntowniejszego wyzyskania ciepła zawartego w użytym węglu, nie ponosząc strat, podanych przy opisie opalania parowozów wyłącznie pyłem węglowym.

Z podanych tu rozwiązań każde ma pewne dodatnie i ujemne cechy, tak że trudno byłoby powiedzieć, które z nich zasługuje na masowe stosowanie. Zdaniem moim każde z nich wymaga dodatkowego urządzenia t. j. samoczynnego sterowania ilości dorzucanego do paleniska węgla w ilości proporcjonalnej do ciężaru zużytej pary; wreszcie należałoby zastosować planowe rozrzucanie węgla, zmieniające ciągle swoją sferę działania względem powierzchni rusztu bez zmiany nałożenia ładunku węgla tak długo, dopóki zapotrzebowanie ciepła do produkcji użytej pary nie zmieni się.

Skoro uznamy, że wprowadzenie mechanicznego opalania parowozów będzie w najbliższej przyszłości koniecznością, należałoby już dzisiaj przystąpić do prac przygotowawczych w tym kierunku i *przy budowie nowych parowozów polecić wykonanie tendrów i kadzi wodnych w ten sposób, by ewentualna wbudowa mechanicznego opalania parowozu nie sprawiała trudności i nie powodowała niepotrzebnego zwiększenia kosztów wywołanych rekonstrukcją tendra.*

Inż. Jan Wojciechowski

158.1: 625.1 (44)

Dobór nastawniczych na Kolei Północnej w Paryżu

Prof. J. M. Lahy, którego zachęciły nasze porady na P. K. P. do wprowadzenia psychotechniki na jednej z kolei francuskich, nadesłał nam krótki zarys stosowanej przez siebie metody doboru nastawniczych.

Aby wybrać odpowiednie testy, Lahy zbadał dwie grupy nastawniczych: dobrych i złych. Zespół testów składał się z testów poprzednio wycechowanych i posiadających odpowiednią stałość. Przyrządy i pomoce techniczne były również dokładnie sprawdzone, aby uniknąć niejasności i zmienności wyników.

Dla możliwie bezstronnej oceny służbowej posługiwano się wykazami przewinień i kar, ponieważ w Paryżu, tak jak i gdziekolwiek na stałość i bezstronność ocen służbowych liczyć nie można.

Po kilku miesiącach sumiennych studiów nad czynnościami i umysłowością nastawniczych, czyli po zanalizowaniu pracy zawodowej Lahy postanowił badać następujące dyspozycje:

1) inteligencję, 2) podzielność uwagi i jej czujność, 3) pamięć natychmiastową, skojarzeniową w różnych rodzajach: słuchowym, wzrokowym, to-

poğraficznym i kinetycznym, 4) wyobraźnię przestrzenną, 5) szybkość decyzji i ruchów, 6) przytomność umysłu, 7) odporność na zmęczenie fizyczne i umysłowe, 8) czynność umysłową wieloraką.

Po dokonaniu badań i przeprowadzeniu statystyki pomiarów osoby zbadane były podzielone na 5 klas: b. dobrych, dobrych, średnich lepszych, średnich gorszych i nieodpowiednich.

Nadawanie osobom zbadanym pewnych ocen zawodowych dokonane było na podstawie wykazów przewinień i motywów ich. Gdy porównano te ostatnie oceny z ocenami zwierzchników, stwierdzono, że istnieje zgodność bardzo dobra między ocenami zwierzchników i średnią roczną błędów zawodowych. Zgodność ta wogóle przytrafia się dość rzadko. Natomiast zachodzą duże rozbieżności, np. pracownicy notowani jako „dobrzy” mają znaczną liczbę kar i odwrotnie. Podobna rozbieżność zdarza się i między ocenami psychotechnicznymi a wykazami przewinień. Wobec tego Lahy podzielił zbadanych na trzy grupy, a każdą grupę na dwie kategorie, a mianowicie:

Grupa A. Zgodność zupełna między oceną szefów i orzeczeniem psychotechnicznym.

Kategoria I. Ocena służbowa: dobra.

Ocena psychotech.: b. dobry, dobry, średni lepszy.

Kateg. II. Ocena służbowa: mniej dobry i zły.

Ocena psychotech.: średni gorszy, nieodpowiedni.

Grupa B. Niezgodność oceny służbowej z psychotechniczną, która ze swej strony zgadza się z wykazem kar.

Kateg. III. Według wykazu kar — dobry.

Ocena psychot. — średni lepszy.

Kateg. IV. Według wykazu kar — zły.

Ocena psychot. — średni gorszy lub nieodpowiedni.

Grupa C. Niezgodność między wykazem kar i oceną psychotechniczną.

Kateg. V. Według wykazu kar — dobry.

Ocena psychotech.: — średni niższy lub nieodpowiedni.

Kateg. VI. Wg. wykazu kar — zły.

Ocena psychotech.: — średni lepszy.

Zdawałoby się, że kategorie III i IV zasługują na odsunięcie ich od służby. Tu jednak ostrożność p. Lahy podyktowała mu zbadanie głębsze przyczyn ich niepowodzeń.

Przedewszystkiem oceniono trudności każdego posterunku nastawniczego stopniami od 1 do 5. Wyjaśniono, że faktycznie kategorie od I do III zajmowały posterunki najtrudniejsze, ocenione stopniami 4 i 5. Okazało się zatem, że te właśnie kategorie są zastosowane właściwie i zadowolają tak zwierzchność, jak i psychotechników (średnia ich błędów nie jest zbyt wysoka 0,95—0,97).

Ażeby wyjaśnić przyczyny rozbieżności, należało zdać sobie sprawę, czy popełniane błędy są jednej i tej samej ważności i czy nie wynikają z jakiejś przyczyny psychologicznej.

We wszystkich wykazach kar wynaleziono procentową liczebność błędów dla każdej kategorii pracowników.

Z porównania liczby przewinień różnych kategorii pracowników wynika:

1) różnica między proporcjami błędów, przypadających na dobrych i złych nastawniczych w zakresie przewinień pewnej natury, jest słaba (innymi słowy, pewne przewinienia są popełniane zarówno często przez dobrych jak i przez złych);

2) w pewnych błędach „dobrzy” mają liczebną przewagę nad „złymi”;

3) w innych znowu „zli” mają liczebną przewagę nad „dobrymi”.

Jeżeli weźmiemy pod uwagę błędy zawodowe pracowników I i II kategorii zupełnie dobrze określonych służbowo i psychotechnicznie, to okaże się, iż błędy *wspólne* dla *dobrych* i *złych* są następujące:

wstrzymywanie pociągów,
nieuwaga,
niedbalstwo,
przeoczenia i zapomnienia różne.

Błędy, zdarzające się paradoksalnie częściej u *dobrych*, niż u *złych* są:

przekładanie zwrotnic i sygnałów nie we właściwym czasie,
niewczesne zamykanie,
omyłki.

Błędy, zdarzające się częściej *złym*, niż *dobrym*:

rozkazy omyłkowe,

wpuszczenie pociągu na tory zajęte,
opóźnione otwieranie sygnałów,
błędy w manewrowaniu sygnałami,
spowodowanie skrzyżowania pociągów,
brak inicjatywy,
zaniedbanie instrukcji,
złe prowadzenie rejestru,
nieregularna nieobecność,
sen podczas dyżuru,
zwada z kolegami, albo z szefem,
pijaństwo na służbie,
symulacja wypadku.

Ciekawie przedstawia się fakt przestawiania zwrotnic i sygnałów w nieodpowiednim czasie, jest to błąd popełniany przez wszystkie kategorie pracowników: wynika on z niezdolności psychologicznej zastosowania się do pewnego rytmu pracy. Tylko osobniki wyjątkowo uzdolnione mogą się do niego przystosować. Ludzie o przeciętnych zdolnościach usiłują się do niego przystosować i to wywołuje u nich pośpiech, doprowadzający czasem do stałego nerwowego niepokoju.

Kategoria III posiada znaczne wykazy liczbowe takich przewinień, jak: pijaństwo, kłótniowość, nieusprawiedliwiona nieobecność, sen na służbie, niezachowanie ważnych przepisów. Są to poważne wady charakteru, które w opinii szefów są czynnikiem złej kwalifikacji, pomimo tego, że ci pracownicy nie popełniają więcej błędów zawodowych, niż inni. Całkiem odwrotnie mają się rzeczy w kategorii IV, w której ludzie wykazują mniej przewinień z powodu charakteru, niż inni, wobec czego uzyskują kwalifikację dobrą, a jeżeli popełniają błędy, to z braku inicjatywy (6,11%).

Tego rodzaju analiza przewinień pozwala nam połączyć kategorię I, III i V i utworzyć grupę „dobrych”, zaś grupy II, IV i VI włączyć do „złych”. Wtedy wszyscy zbadani będą się składali z 92 dobrych i 106 złych. Mając ustalone opinie: psychotechniczną i zawodową, Lahy obliczył wartość selekcyjną każdego testu i wybrał zespół testów, najbardziej odpowiednich.

Usprawiedliwienie wartości przepowiadawczej tego zespołu testów wyraża się następującymi liczbami:

Z grupy 92 dobrych nastawniczych otrzymujemy wg. klasyfikacji psychotechnicznej:

bardzo dobrych	4	czyli	4,35%
dobrych	15	„	16,30%
śred. lepszych	57	„	61,96%
śred. gorszych	11	„	11,96%
słabych	5	„	5,43%

Ze 106 nastawniczych złych wykazano:

bardzo dobrych	0		
dobrych	0		
średn. lepszych	7	czyli	6,60%
średn. gorszych	31	„	29,24%
słabych	68	„	64,15%

Spółczynnik *Youla* między oceną zawodową a psychologiczną

0,971
Powyżej streszczona metoda dała takie wyniki, że mogła być stosowana i potwierdzona na ciągle wzrastającej liczbie badanych. Jednakże prof. Lahy nie uważa jej za ostateczną i proponuje uzupełnić ją przez badanie wrażliwości uczuciowej (*émotivité*).

Przegląd pism

PRZEGLĄD TECHNICZNY. ZESZYT 60-CIO
LECIA 1875–1935

Najstarsze polskie czasopismo techniczne „Przegląd Techniczny” wydało w dniu 26 grudnia roku 1934 zeszyt jubileuszowy poświęcony 60-leciu pisma. Zeszyt dzieli się na dwie części — pierwsza poświęcona jest zarysowi historii powstania i rozwoju „Przeglądu Technicznego”, druga w szeregu artykułów obrazuje rozwój ważniejszych dziedzin techniki w ubiegłym — 60-leciu, oparty na obfitym materiale ubiegłych roczników „Przeglądu”.

Znajdujemy tu więc prace: inż. B. Tolłoczki — „Rozwój budowy kotłów w ostatnim 60-leciu”, inż. W. Borowicza — „Rozwój silników parowych”, inż. A. Wicińskiego — „Rozwój silnika Diesla”, inż. I. Piotrowskiego — „Obrabiarki i organizacja obróbki w Polsce”, inż. M. Odlanickiego-Poczobuta — „Rozwój trakcji kolejowej w ostatnim 60-leciu”, inż. G. Mokrzyckiego — „Rozwój lotnictwa”, inż. A. Minchejmera — „Dzieje rozwoju budowy samochodu”, inż. M. Pożaryskiego — „Rzut oka na rozwój elektrotechniki”, inż. Z. Rajdeckiego — „Krótki zarys rozwoju przemysłu węglowego w Polsce”, inż. T. Jezierskiego — „Zarys dziejów współpracy wiedzy chemicznej i przemysłu chemicznego”, inż. T. Zylńskiego — „Linje rozwojowe włókiennictwa”, inż. Z. Przyrembla — „Rola Przeglądu Technicznego w rozwoju polskiego piśmiennictwa cukrowniczego”, inż. inż. A. Szniolisa i T. Dobrowolskiego — „Zagadnienie techniki sanitarnej”, inż. W. Zenczykowskiego — „Rzut oka na zagadnienia budownictwa lądowego”, inż. L. Niemojewskiego — „Dwie szkoły polskiej architektury nowoczesnej”.

Wszystkie te prace, dużej wartości monograficznej, rozpatrują poszczególne zagadnienia techniki współczesnej z perspektywy 60-letniej działalności piśmienniczej „Przeglądu Technicznego”.

Przeglądając je, czytelnik wskrzesza w swej pamięci postępy techniki światowej w ogóle, a polskiej w szczególności na długim odcinku czasu,

który, zaznaczając się niejednym wstrząsem dziejowym, pchnął technikę na obecne jej wyżyny, tworząc nowe, nieznane dotąd gałęzie wiedzy technicznej. Słusznie też inż. F. Bąkowski w artykule wstępnym p. t. „Na przełomie sześćdziesięciolecia „Przeglądu Technicznego”, reasumując dzieje czasopisma stwierdza, że wkracza ono w okres dalszej egzystencji pod dobrymi auspicjami.

Ze swej strony życzymy zasłużonemu organowi naszego piśmiennictwa technicznego długich lat dalszego wspaniałego rozwoju, skierowanego ku pożytkowi polskiej techniki i polskiego przemysłu. W.

PSYCHOTECHNIKA

Zeszyt 3 kwartalnika polskiego Towarzystwa Psychotechnicznego przynosi następujące prace: dr. B. Biegeleisena — „Badanie uzdolnień technicznych w szkołach zawodowych”, p. I. Filozofówny, „Test pamięci kształtów”, i „Jeszcze uwagi krytyczne o pracy d-ra B. Biegeleisena—Zagadnienie wyćwiczalności”, p. J. Wrono — „Wyniki badań psychotechnicznych, a powodzenie szkolne uczniów państwowej szkoły budownictwa i państwowej szkoły drogowej w Warszawie”, pp. R. Merkina i N. Buchholza — „Psychotechnika w szkole sowieckiej”, wreszcie parę sprawozdań z VIII Międzynarodowego Kongresu Psychotechnicznego w Pradze, który odbył się we wrześniu r. 1934, w tem sprawozdanie inż. J. Wojciechowskiego z sekcji komunikacyjnej tego Kongresu. Zasługują tu na uwagę sprawy poruszane przez pp. Mayerhofer'a i I. Mls'a z Pragi, dotyczące zmęczenia stanu psychicznego i fizycznego kierowców pojazdów jako najczęstszego podłoża wypadków oraz trudności wyboru „najlepszych” szoferów.

Z uznaniem powitać należy utworzenie Komitetu, którego zadanie ma polegać na opracowywaniu jednolitych metod badania personelu w dziale komunikacyjnym i umocnienie psychotechniki transportu we wszystkich krajach. W.

Bibliografia

WIĘZARY DACHOWE KSZTAŁTU PARABOLICZNEGO. Inż. A. Dobrzyjałowski. Nakładem Zjednoczenia Kolejarzy Polskich. Cena 1 zł.

Praca stanowi dalszy ciąg zeszytu, zatytułowanego „Obliczanie i projektowanie żelaznych więzarów dachowych systemu Angielskiego, Amerykańskiego, Belgijskiego, i Polonceau” i wydanego w r. 1932 również nakładem Zjednoczenia Kolejarzy Polskich.

Autor zestawia wzory do wyznaczania sił wewnętrznych w elementach więzarów dachowych kształtu parabolicznego.

Zeszyt ma 3 rozdziały, z których pierwszy zawiera zestawienie wzorów dla więzara górnopara-

bolicznego o kracie pojedynczej, 4 tablice, służące do wyznaczania sił wewnętrznych przy różnej ilości pól i różnej wysokości więzara w stosunku do długości pola. Oprócz tego, zawiera przykład liczbowy wyznaczania sił.

Rozdział drugi zawiera zestawienie wzorów dla więzara kształtu sierpowatego o kracie pojedynczej, również 4 tablice do wyznaczania sił w elementach więzara, jak i w rozdziale pierwszym, oraz szczegółowo opracowany przykład liczbowy.

Zestawienie wzorów polega na pomysłowym rozwiązaniu analitycznym wieloboków sił. Zestawione przez autora wzory nie są bynajmniej skomplikowane i umożliwiają bardzo szybkie i dokładne obliczanie sił wewnętrznych w elementach więza-

rów, szybsze, niż określenie ich sposobem graficznym zapomocą wykresu sił Cremony.

W rozdziale trzecim zeszytu, korzystając z zestawionych wzorów dla więzarów różnych kształtów, autor daje ciekawą analizę tych wzorów, pozwalającą na określenie właściwości różnych belek

kratowych kształtu parabolicznego oraz na porównanie ich z belkami kształtu trójkątnego.

Praca Ś. p. inżyniera A. Dobrzyjałowskiego stanowi cenny wkład do literatury technicznej. Jest ona przytem pożytecznym podręcznikiem dla konstruktorów więzarów dachowych.

Ze Związku Polskich Inżynierów Kolejowych

†
Ś. P.

BOLESŁAW MICHALSKI



Dnia 4 stycznia r. b. zmarł po krótkich cierpieniach członek Związku Polskich Inżynierów Kolejowych Bolesław Michalski. Urodził się w r. 1864 w Województwie Kieleckim z matki Marji z Sotkiewiczów i ojca Franciszka, który zginął w powstaniu 1863 r. Po ukończeniu szkoły średniej w Warszawie wstąpił w r. 1886 na kolej prywatną Nadwiślańska, późniejsze koleje rządowe. Dzięki wrodzonym zdolnościom wybił się wkrótce jako doskonały znawca spraw taryfowo-przewozowych, piastując przez szereg lat w tej gałęzi służby najwyższe, możliwe dla Polaka, stanowiska.

Po ewakuacji z Warszawy Zarządu Dróg Nadwiślańskich w r. 1915, powołany został do Głównej Kwatery Armji Rosyjskiej w Mohylowie jako inspektor działu przewozowego Głównego Zarządu Dróg Komunikacji w Mohylowie.

Oddając się oddawna konspiracyjnej pracy politycznej w „Lidze Narodowej” i innych organizacjach niepodległościowych, ś. p. Bo-

lesław Michalski na obczyźnie rozwinął szeroką działalność, skierowaną ku scentralizowaniu i zorganizowaniu wysiedlonych z kraju rzesz Polaków-kolejarzy. Koło Jego tchnącej optymizmem i wiarą w sprawę narodową postaci grupować się zaczęły wygnańcze szeregi. Po krótkim pobycie na terenie zajęтым przez korpus gen. Dowbor-Muśnickiego ś. p. Bolesław Michalski wiosną r. 1918 wrócił do kraju i zabrał się z całą energią do pracy nad przygotowaniem kolejnictwa do przejęcia z chwiejących się już wówczas rąk okupantów. Był pierwszym, który przejmował władzę z rąk najeźdźców, organizował z niczego trudny wydział przewozowo-taryfowy i kierował nim w Dyrekcji Kolei P. w Warszawie, aż do czasu odejścia na zasłużony odpoczynek w r. 1928. Do głosu Jego jako wybitnego specjalisty przysłuchiwały się czynniki miarodajne, nawet po wyjściu do emerytury. Za zasługi położone dla kolejnictwa Zmarły odznaczony był orderem oficerskim „Polonia Restituta”.

Nie mniejsze zasługi położył ś. p. Bolesław Michalski dla spraw publicznych i społecznych. Dziesiątki lat pracy twórczej poświęcił sportowi polskiemu, jako jeden z najczynniejszych i najzasłużeńszych członków Warszawskiego Towarzystwa Wioślarskiego, któremu przez długi szereg lat przewodził jako wice-prezes, prezes, a wreszcie członek honorowy. Za Jego inicjatywą zasłużone Towarzystwo brało udział w każdej godziwej akcji społecznej, pomnażając swe organizacje. Szczególną opieką otaczał Zmarły polską młodzież, widząc w rozwoju sportu jeden z czynników naszej ciężyny państwowej. Świetny narrator i mówca ś. p. Bolesław Michalski zasiliał czasopisma artykułami na tematy ogólne i fachowe.

Człowiek kryształowej duszy i serca, światłego i pogodnego umysłu, wysoce uczynny, w pożyciu z ludźmi miał czar niewystowionej dobroci, którą jednał sobie wszystkim. świadomych prawości tego niezwyklego charakteru. To też nad trumną Jego, tonącą w naręczach kwiecica, pochyliły się ze łzami w oku głowy Jego licznych przyjaciół, a w przemówieniach mówców żałobnych dźwięczały struny prawdziwego, serdecznego żalu po tym Niezastąpionym Człowieku.

Cześć Jego Świetlanej Pamięci!

ś. † p.

Inż. ALEKSANDER DOBRZYJAŁOWSKI



Urodził się w r. 1874 na obczyźnie, w Kursku. Po ukończeniu szkoły średniej w temże mieście wykształcenie wyższe pobierał w Moskwie, najpierw studując na Uniwersytecie, a następnie w Wyższej Szkole Inżynierji, którą ukończył w r. 1902 ze stopniem inżyniera-budowniczego.

W zawodzie inżynierskim pracuje najpierw na kolejach w Rosji, dochodząc tam do stanowiska Zastępcy Naczelnika Służby Drogowej w Moskwie.

Po wojnie wraca do Polski, gdzie poświęca się również pracy w kolejnictwie, początkowo w Dyrekcji O. K. P. w Gdańsku, zajmując stanowisko Kierownika Działu Podtorza i Mostów, następnie w Ministerstwie Komunikacji w Departamencie Utrzymania i Budowy Kolei i wreszcie od r. 1929 aż do czasu przejścia w stan spoczynku w lipcu r. 1934 w Dyrekcji O. K. P. w Warszawie, na stanowisku Zastępcy Naczelnika Służby Drogowej.

Ś. p. Inż. Dobrzyjałowski, obok owocnej pracy zawodowej na kolejach, z zamiłowaniem oddawał się w chwilach wolnych pracy naukowej i wzbogacił polską literaturę techniczną, publikując w Warszawie w r. 1932 i w r. 1934 dwie prace, dotyczące nowych sposobów obliczania i projektowania żelaznych więzarów dachowych.

W osobie Zmarłego tracimy zdolnego, doświadczonego i pracowitego inżyniera i zarazem o szlachetnym charakterze Kolegę i obywatela.

Cześć Jego pamięci.

SPROSTOWANIE:

W artykule „Reforma ruchu pasażerskiego” z Nr. 1 r. 1935 na str. 12 wiersz 12 powinien brzmieć „Czy brak typu odpowiednich parowozów”, — a na

str. 15 wiersz 24 — „szybkość handlowa powinna wynosić nie mniej niż 80—85 km...”.

Do Nr. 2 (126) „Inżyniera Kolejowego” dołączony jest Nr. 2 (94) „Przeglądu zagranicznego piśmiennictwa kolejowego”.

Wydawca: Związek Polskich Inżynierów Kolejowych.

Redaktor odpowiedzialny: Inż. Bogumił Hummel.

Zakł. Graf. B. Wierzbicki i S-ka, Warszawa, Chmielna 61.

Przetargi P. K. P., ogłoszone w „Monitorze Polskim” w styczniu r. 1935

Monitor

Nr. 12. D. O. K. P. w Radomiu, na dzień 13 lutego (składanie ofert przed terminem) przetarg publiczny na całkowite ukończenie dworca na st. w Piasecznie, wybudowanego w stanie surowym.

Monitor

Nr. 14. D. O. K. P. w Radomiu, na dzień 26 lutego przetarg publiczny na roboty konserwacyjne — ziemne, brukarskie, ciesielskie i stolarskie, murarskie, zduńskie, dekarские i blacharskie, studniarskie, kanalizacyjne i wodociągowe, ślusarsko-kowalskie, malarskie oraz szklarskie dla Oddziałów Drogowych w Kielcach, Skarżysku, Lublinie, Chełmie, Kowlu, Równem i Sarnach.