

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

T R E Ś Ć:

- Z II-go Międzynarodowego Kongresu Mechaniki Technicznej (dok.), nap. M. T. Huber, Dr., Profesor Politechniki Lwowskiej.
- Największe momenty i siły poprzecznej dla mostów drogowych. nap. St. Bryła, Dr., Profesor Politechniki Lwowskiej.
- Nowsze silniki lotnicze (c. d.) nap. St. Płużański, Inżynier.
- Listy do Redakcji.
- Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

SOMMAIRE:

- Le 2-me Congrès de la Mécanique Appliquée (suite et fin), par M. M. T. Huber, Dr., Professeur à l'Ecole Polytechnique de Lwów.
- Les moments de flexion maximum et les forces transversales maximum d'après les prescriptions du Ministère des Travaux Publics (à suivre), par M. St. Bryła, Dr., Professeur à l'Ecole Polytechnique de Lwów.
- Progrès dans la construction des moteurs d'aviation (suite), par M. St. Płużański, Ingénieur.
- Correspondance.
- Comptes rendus du Comité Polonais de Standardisation.

Z II-go Międzynarod. Kongresu Mechaniki Technicznej w Zurychu, od 12 do 17 września 1926 r.^{*)}

Napisal M. T. Huber.

„Nieśmiertelnemu” zagadnieniu wyboczenia były poświęcone, obok już wspomnianej pracy teoretycznej Fillunger'a, nader interesujące prace doświadczalne prof. K. Memmler'a, kierownika niemieckiego państwowego zakładu badania materiałów w Gross-Lichterfelde pod Berlinem, tudzież wymienionego już powyżej szwajcarskiego profesora M. Roš'a. Pierwszemu z nich powiodło się, dzięki nowej konstrukcji uchwytów z ostrzami pomysłu inż. Panzerbieter'a, zrealizować z niebywałą dotychczas ścisłością warunki krańcowe (podparcia) klasycznej teorii Euler'a i Lagrange'a dla przypadku podstawowego—obu końców przegibnie ustalonych. Badania Memmler'a znowu potwierdzają ważność wzoru Eulerowskiego w obszarze wyboczenia sprężystego, ograniczonym, jak wiadomo, wartością smukłości granicznej, i to jeszcze może dokładniej, aniżeli sławne getyngeskie doświadczenia v. Kármán'a; a nadto dają ważne wyniki w obszarze wyboczenia „niesprężystego” dla kilku współczesnych gatunków żelaza zlewnego. Natomiast w również cennych doświadczeniach Roš'a chodziło głównie o wpływ małych mimośrodków obciążenia na jego wartość krańcową, zwaną w praktyce „wytrzymałością na wyboczenie”. Wartość ta ma zresztą teoretycznie, a więc i praktycznie, całkiem luźny związek z „obciążeniem krytycznym” przy doskonale osiowym działaniu sił.^{*)}

Z nie mniejszym zainteresowaniem wysłuchałem dwu referatów prof. S. P. Timoszenki, pracującego od paru lat w Ameryce jako „research-engineer” firmy „Westinghouse Electric and Mfg. Co.” Zasłużony teoretyk „wytrzymałości materiałów” przedsta-

wił znaną u nas częściowo z „Kursu wytrzymałości materiałów” (Lwów 1921) i z dzieła prof. Wasiu-t y Ń s k i e g o („Drogi żelazne”, Warszawa 1925) koncepcję własną traktowania szyn w nawierzchni poprzecznej jako belek nieskończenie długich na ciągłym sprężystym podłożu.^{*)} Timoszenko rozszerzył zastosowanie teorii, rozważając nie tylko działanie obciążeń pionowych, ale także sił poziomych, i obmyślił metodę doświadczalną, pozwalającą z pomiarów naprężeń w trzech punktach przekroju szyny (dwa z obu stron stopki a trzeci na główce) obliczyć rzeczywiste wartości sił pionowych i poziomych, jakie wywierają koła parowozu, przejeżdżającego z prędkością do 20 km/godz. Do tej bowiem prędkości można pominąć działania „dynamiczne” wobec „statycznych”. Przy większych prędkościach pojawiają się wyraźnie drgania, studjowane również przez Timoszenkę w sposób wzorowy dla tego rodzaju badań.

Drugim tematem prof. T. była t. zw. „koncentracja naprężeń wywołana przez zębra, karby i otwory”, nieuwzględniana, jak wiadomo, przy zwykłych obliczeniach części maszyn ze względu na wytrzymałość.

Ażeby takie obliczanie nie zawodziło w praktyce, muszą być spełnione dwa warunki: 1^o) materiał winien być dość plastycznym, a 2^o) obciążenie stałym. Obciążenie bowiem okresowo zmienne, a zwłaszcza takie, które wywołuje naprzemian ciągnięcia i ciśnienia w tem samym miejscu, może, jak wiadomo, spowodować pęknięcie przy wyężeniach zna-

*) Dokończenie do str. 663, w № 49 z r. b.

*) Por. artykuł autora p. t.: „Czego wymaga nauka i praktyka od wzorów na wyboczenie?” Przegł. Techn. 1926, Nr. 23.



cznie niższych od tych, które uznajemy za niebezpieczne na podstawie doraźnej próby wytrzymałościowej. Kompleks następujących przytem złożonych zjawisk kryje się pod rozpowszechnioną obecnie nazwą „znużenia” lub „zmęczenia” materiału. (Niestety nazwa ta zaczerpnięta z odgródzonej od fizyki nieprzebyła, jak się zdaje, zaporą, dziedziny nauk biologicznych, kryje w sobie niebezpieczeństwo rozpowszechnienia mętnych wyobrażeń o t. zw. „wytrzymałości na zmęczenie” w szerokich kołach inżynierów, nader skłonnych do łatwych lecz zwodniczych rozumowań na podstawie analogij.)

Timoszenko podał w niektórych praktycznie ważnych przypadkach ocenę miejscowej koncentracji wyężenia na drodze teoretycznej i sprawdził ją doświadczalnie. Szczególne zainteresowanie obudził przypadek okrągłego otworu w płycie, otoczonego dokoła wąskim zgrubieniem.

Zjazd miał zakończyć nader obiecujący wykład prof. A. Ostenfelda z Kopenhagi „O stosunku statyki budowli do mechaniki matematycznej i badań doświadczalnych”, jednakże prelegent zachorował, wobec czego ostatecznie posiedzenie Kongresu Mechaniki Technicznej uwieńczył wykład z „mechaniki niebieskiej”. Wygłosił go (po francusku) znakomity matematyk włoski prof. Levi-Civita z Rzymu p. t. „O uderzeniach w zagadnieniu trzech ciał”, poczem przewodniczący prof. Meissner ogłosił zamknięcie Zjazdu i zawiadomił obecnych, że dzięki zaproszeniu prof. Oseena z Upsali imieniem rządu szwedzkiego, odbędzie się III Międzynarodowy Kongres Mechaniki Technicznej w r. 1930 w Stockholmie.

Imieniem zamiejscowych członków Zjazdu podziękował Komitetowi zurychskiemu w ciepłych słowach prof. T aylor z Cambridge.

Wykłady i dyskusje odbywały się na Kongresie w trzech językach: angielskim, francuskim i niemieckim (który zresztą przeważał), jakkolwiek formalnie były wszystkie inne dopuszczalne.

Wzorowa organizacja Zjazdu, w połączeniu z licznymi objawami szczerzej gościnności gospodarzy szwajcarskich, pozostawiły nader miłe wrażenie u uczestników. Niemało przyczyniła się do tego wspaniała pogoda, dająca sposobność do podziwiania pobliskich cudów szwajcarskiej przyrody i techniki. Obfity dorobek naukowy Kongresu można będzie należycie przetrwać dopiero po ukazaniu się obszernej Księgi Kongresowej ze wszystkimi zgłoszonymi wykładami. Księgę tę drukuje firma Orell Füssli w Zurychu i ma ją puścić w świat z początkiem r. 1927.

Zaznaczyć jeszcze wypada, że pierwszy ze wspomnianych na wstępie bankietów Kongresowych był wydany przez Komitet miejscowy, a drugi — poźniejszy — przez władze kantonalne.

Z pośród pięknych i interesujących przemówień toastowych, szczególnie godną zanotowania wydała mi się mowa prof. Stodoli, autora słynnego na całym świecie dzieła o turbinach parowych, a to ze względu na jej „programowe znaczenie” (jak słusznie ktoś napisał w „Schweizerische Bauzeitung”). Osnową przemówienia prof. Stodoli był stosunek inżyniera do mechaniki technicznej. Według słów mówcy, niełatwo przecenić ważność mechaniki dla inżyniera; wszak jest ona obecnie centralną osią nauczania politechnicznego. To stanowisko zawdzięcza mechanika ciągłemu, świetnemu rozwojowi, scharakteryzowanemu przez mówcę wspomnieniami ze stanu pod koniec ubiegłego stulecia. Jako nowe, szczególnie cenne zdobycze, przytacza

rozwój teorii łożysk, teorii wytrzymałości powłok (naczyń), pogłębienie wiedzy o własnościach materiałów, a przede wszystkim rozwój hydromechaniki, świecącej tryumfy w lotnictwie i gotującej się do rozwiązania fundamentalnego zagadnienia ruchu burzliwego (Turbulenz-Problem).

Pomimo tak wydatnego i skutecznego poparcia przez teorię, jakże dalekim jest zwykle inżynier od osiągnięcia wytyczonego celu! Trudności tkwią z jednej strony w jego programie, wogóle może nieco pretensjonalnym, jak świadczy etymologia tytułu „ingenieur”, o ile tenże ma wyrażać wolę opanowania sił przyrody przez samo tylko „ingenium”, tak, aby wytwory fantazji twórczej zaklęte w żelazo i stal mogły zaraz spełniać pożądane cele i czynić zadość przepisany prawom. Z drugiej strony, hamują inżyniera (o takich aspiracjach) silne więzy empirji, która wprawdzie jest dla niego tak samo niezbędna, jak fizyka doświadczalna dla teoretyka przyrodniczego, ale której towarzyszy często pewne lekceważenie naukowej pracy inżyniera, jakkolwiek czysta empirja, szukająca po omacku, jest z reguły połączona z wielką stratą czasu i kosztów. Mimochodem zaznaczono przytem, że tego rodzaju empirja bywa nieraz objawem konkurencji sił technicznych o niższem wykształceniu, co należy już do innej karty dziejów rozwoju społecznego.

Ale rola mechaniki technicznej polega nie tylko na tem, że ona stanowi dla inżyniera główny punkt oparcia w dążeniu do wytkniętego celu; tkwi w niej także innego rodzaju ważny wpływ, skierowany poza wszelkim utylitaryzmem ku duszy inżyniera. Widzi on w niej jaśniej, aniżeli w innych naukach, jak przez powiązanie nieskończenie pięknych łańcuchów logicznych, pod strażą zmysłu krytycznego i przy najwyższem skupieniu duchowem, powstaje z danych przesłanek prawda naukowa; jak dochodzi się, idąc wyżej, do poznania ostatecznych, ogólnych drogowskazów w biegu przyrody.

Takie przeżycia myślowe sięgają w głąb duszy inżyniera i każą mu później, w życiu społecznym, politycznym i obyczajowym, kierować się nie powierzchownymi hasłami chwili, lecz badać poważnie, w czym tkwi prawda, gdzie jej szukać należy. Możliwość się zapytać, jaka pod tym względem zachodzi różnica pomiędzy mechaniką a innymi naukami, wszak bowiem wszystkie najsumienniejsze dążą do ścisłego ustalenia swych podstaw. Odpowiedź na to pytanie daje mówca nader prostą: Inżynier ceni i poważa wszystkie nauki, ale mechanikę kocha i dlatego przeżywa ją z wzmoczoną intensywnością. Nowoczesny sceptycyzm, który z powodu jednostronnej czynności intelektualnej depuszcza do wyschnięcia innych źródeł życia duchowego, może nadto zarzucić, że wiara w udoskonalenie człowieka przez naukę jest recydywą złudzeń z epoki „oświecenia”, gdyż nauka unosi się raczej w eterze czystej myśli, poza dobrem i złem. Znając sposób myślenia prawdziwego inżyniera, wyraża mówca przekonanie, że tenże odpowiedziałby słowami Anatola France'a: „Et pourtant cette illusion était la plus belle réalité de ma vie”.

Na zakończenie mówca wyraził życzenie, ażeby przedstawiciele wyżyn naukowych, pomnąc na ciężkie warunki pracy inżyniera, starali się udzielić mu swych wyników naukowych w postaci możliwie przystępnej i pogładowej. W odróżnieniu inżyniera do uciążliwych rachunków liczbowych dopatruje się aktu zaufania pod adresem naukowców, czyli wiary, że będzie dla nich

rzeczą łatwą dostarczyć metod, które rezygnując z wielkiej dokładności (zwykle niepotrzebnej), pozwolą w praktyce oszczędzić na czasie i, co nie mniej ważne, ochronić przeciążone zwykle nerwy inżyniera.

Nie trudno w powyższym przemówieniu jednego z największych żyjących inżynierów-badaczy dopatrzyć się pewnego delikatnego wyrzutu pod adresem czynnych uczestników Zjazdu, którzy traktowali swoje wykłady tak, jakby przemawiali tylko do szerepu gromada specjalistów w tej samej dziedzinie. Atoli sędzę, że wielu z nich nie mogło postąpić inaczej, już choćby ze względu na krótkość czasu (20 min.) przeznaczonych na referat sekcyjny. To też zapewne bardziej „strawnym” dla przeciętnego członka Kongresu okazał się niejeden wykład ogólny, na który przeznaczono 45 minut. A zresztą, uznając wogóle słuszność apelu prof. Stodoli, jeżeli idzie o pouczenie inżyniera w praktyce, o literaturę techniczną, nie podobna zamknąć oczu przed faktem, że wszelkie uprzystępnianie i poglądowość ma swoje granice, a poznanie gruntowne wyżyn danej dziedziny naukowej musi być okupione poważnym trudem i mozolem.

Po skończonym Kongresie, 18-go września wzięłem jeszcze udział w konferencji międzynarodowej dla technicznego badania materiałów, zwołanej przez ho-

lenderskich i szwajcarskich kierowników doświadczalni, głównie dla zorganizowania na nowo współpracy międzynarodowej w tej dziedzinie, przerwanej przez wielką wojnę. Obradom przewodniczył dzielnie prof. Roš z Zurychu, posługując się równie łatwo językiem niemieckim jak francuskim. Uznano jednogłośnie potrzebę wskrzeszenia dawnych międzynarodowych zjazdów i związków. Dłuższą dyskusję wywołała sprawa nazwy i zakresu działania zaprojektowanego pierwszego powojennego Kongresu międzynarodowego dla technicznego badania materiałów. Trudności wynikły zwłaszcza z powodu potrzeby ustalenia nazwy w kilku językach i niezadowolenia wielu członków Konferencji z nazw stosowanych przed wojną. Zwrócono także uwagę na konieczność uwzględnienia niektórych postulatów nowoczesnej normalizacji w programach zjazdów. Widząc trudności doraźnego rozstrzygnięcia sprawy tak złożonej i dojścia do porozumienia bez prac przygotowawczych, zaproponowałem zwołanie najpierw Kongresu pod dawnym tytułem, na którym dopiero powyższe sprawy, po uprzednim przygotowaniu, będą rozpatrzone. Wniosek ten przyjęto jednogłośnie i po omówieniu organizacji oraz głównych tematów przyszłego Zjazdu uchwalono odbyć go w r. 1927 w Amsterdamie.

Największe momenty i siły poprzeczne mostów drogowych.

Napisał Prof. Dr. Stefan Bryła.

Zasadnicze obciążenie mostu drogowego, wedle przepisów wydanych obecnie przez Min. Robót Publ.¹⁾, składa się z wałka i tłumy ludzi przed i za wałkiem, oraz na chodnikach. Wałek zajmuje w rzucie poziomym prostokąt o długości 6,00 m, zaś szerokości 2,50 m. Schemat wałka w rzucie bocznym stanowią dwa ciężary skupione: oś przednia 8 tonn i oś tylna 12 tonn; odstęp ich wzajemny wynosi $2a = 3 m$, zaś odstęp każdej osi od tłumy ludzi: $a = 1,5 m$. Jeżeli rozpiętość belki $\geq 50 m$, albo, gdy wprowadzie $l < 50 m$, ale odpowiednia gałąź linii wpływowej jest większa od 30 m, wolno wałek uważać za ciężar 20 t, jednostajnie rozłożony na prostokacie $6 m \times 2,5 m$. Jednakowoż w pierwszym z tych dwu wypadków, o ile równocześnie nie spełnia się drugi, należy wogóle zrezygnować z tego ułatwienia, gdyż daje ono w wypadkach krótkich pól linii wpływowych wyniki zbyt małe.

Tłum ludzi, zarówno na jezdni, jak i na chodnikach należy przyjmować $500 kg/m^2$ dla $l \leq 50 m$, zaś $400 kg/m^2$ dla $l \geq 100 m$; dla pośrednich rozpiętości należy interpolować według prostej.

Na 1 m b. pasa obciążenia o szerokości 2,5 m jednostkowe obciążenie tłumem ludzi wynosi:

$$\text{dla } l \leq 50 m, \quad q = 2,5 \times 0,5 = 1,25 \quad t/m;$$

$$\text{„ } l \geq 100 m, \quad q = 2,5 \times 0,4 = 1,00 \quad \text{„}$$

$$\text{„ } 50 < l < 100 m, \quad q = 1,5 - 0,005l \quad \text{„}$$

Jeżeli obciążenie pasa jezdni o szerokości 2,5 m

nazwiemy W_0 , to obciążenie całej jezdni wynosi $W_j = \alpha W_0$, przyczem α jest współczynnikiem, zależnym od szerokości jezdni b , liczonej między krawężnikami, i wynosi:

$$\text{dla } b \leq 5 m, \quad \alpha = \frac{b}{2,5} = 0,4b;$$

$$\text{„ } b > 5 m \quad \alpha = 1 + \frac{b}{5} = 1 + 0,2b.$$

Jeżeli są tylko dwie belki, to na każdą przypada połowa obciążenia jezdni, t. j. $\frac{1}{2} W_j$. Jeżeli belek jest więcej, to za b przyjąć należy odstęp belek od osi do osi. Jeżeli odstęp belek jest mniejszy od 2,5 m, a belki nie są mocno usztywnione między sobą, to należy w obliczeniu ich uwzględnić szerokość kół wałka.

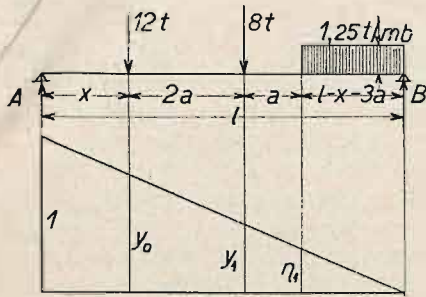
Wyjąwszy ten przypadek, zawsze można znaleźć łatwo największą siłę poprzeczną, albo największy moment w dowolnym przekroju belki głównej albo podłużnicy pod działaniem obciążenia wałkiem i tłumem ludzi, jeżeli znane są odpowiednie wartości dla obciążenia zasadniczego, t. j. pasem o szerokości 2,5 m. Wystarczy tylko wartości te pomnożyć przez wyżej omówiony współczynnik α , tudzież współczynnik φ , który w zależności od klasy mostu wynosi: 1 dla kl. I, 0,8 dla II, zaś 0,4 dla III. Jeżeli belka dźwiga nie tylko część jezdni, ale i chodnik albo część chodnika, to wpływ chodnika należy uwzględnić osobno. Krawężników można nie obciążać. Poniżej podane są wzory na największą siłę poprzeczną i największy moment w dowolnym przekroju belki, tudzież na absolutnie największy moment, wskutek ruchomego obciążenia pasem jezdni o szerokości 2,5 m. Załączone są też tablice tych wartości, obliczone na podstawie ustawionych wzorów.

¹⁾ Przepisy o budowie i utrzymaniu mostów drogowych, obowiązujące od dn. 1 stycznia 1926 r., zatwierdzone przez Ministra Rob. Publ. dn. 8.XI.1925, Nr XIII-1386.

Siły poprzeczne.

Należy odróżnić dwa przypadki:

1. $l - x < 30 \text{ m}$,
2. $l - x > 30 \text{ m}$.



Rys. 1.

Przypadek 1.

Siła poprzeczna w dowolnym przekroju belki w dwu punktach wolno podpartej o rozpiętości l będzie największa, jeżeli w tymże przekroju stanie oś wałka 12 tonn, na prawo od niej oś wałka 8 tonn, dalej na prawo aż do podpory tłum ludzi, zaś na lewo od badanego przekroju belka jest nieobciążona. Siła poprzeczna równa się wówczas oddziaływaniu lewej podpory. Nazwijmy odległość badanego przekroju od lewej podpory:

$$x = \varphi l \dots \dots \dots 1)$$

y_0 — rzędną linii wpływowej oddziaływania tejże podpory w badanym przekroju, t. j. w miejscu x ,

y_1 — rzędną w miejscu $x + 2a = x + 3 \text{ m}$,

η_1 — rzędną w miejscu $x + 3a$,

to największa siła poprzeczna T_x (w tonnach) w przekroju x :

$$T_x = 12y_0 + 8y_1 + \frac{1}{2}q\eta_1(l-x-3a).$$

Z uwagi na równ. 1, jest:

$$y_0 = (l-x) : l = 1 - \varphi,$$

$$y_1 = (l-x-2a) : l = 1 - \varphi - \frac{2a}{l}.$$

Niech A oznacza wpływ wałka, zaś B wpływ tłum ludzi, to:

$$T_x = A + B \dots \dots \dots 2)$$

$$A = 12y_0 + 8y_1 = 20(1 - \varphi) - \frac{24}{l} \dots \dots \dots 3)$$

$$B = \frac{1}{2}q\eta_1(l-x-3a) = 0,625(l-x-4,5)^2 : l \dots \dots \dots 4)$$

(długości w metrach, siły w tonnach).

Jeżeli $l - x < 2a = 3 \text{ m}$, to na belce mieści się tylko jedna oś wałka, więc:

$$T_x = 12y_0 = 12(1 - \varphi), \dots \dots \dots 2a)$$

zatem wartość T_x zależna jest tylko od stosunku $x : l$, nie zaś od l (por. tablicę sił poprzecznych).

Jeżeli $2a < l - x < 3a$, to tłum ludzi nie mieści się już na belce i

$$T_x = 12y_0 + 8y_1 = 20(1 - \varphi) - \frac{24}{l} \dots \dots \dots 2b)$$

Wartości T_x , obliczone wedle powyższych wzorów, podane są na załączonej tablicy sił poprzecznych dla dziesięciu przekrojów belki, oddalonych od siebie o $0,1l$, powyżej i na prawo od zaznaczonej linii schodkowej.

Dla $\varphi = 0 \ 0,1 \ 0,2 \ 0,3 \ 0,4 \ 0,5 \ 0,6 \ 0,7 \ 0,8 \ 0,9$
 jest $1 - \varphi = 1 \ 0,9 \ 0,8 \ 0,7 \ 0,6 \ 0,5 \ 0,4 \ 0,3 \ 0,2 \ 0,1$
 $12(1 - \varphi) = 12 \ 10,8 \ 9,6 \ 8,4 \ 7,2 \ 6,0 \ 4,8 \ 3,6 \ 2,4 \ 1,2$
 $20(1 - \varphi) = 20 \ 18 \ 16 \ 14 \ 12 \ 10 \ 8 \ 6 \ 4 \ 2$

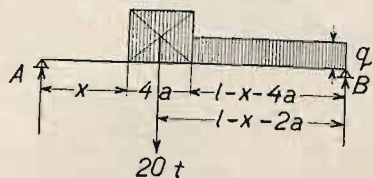
TABELA I.

Największe siły poprzeczne w tonnach dla belki wolno podpartej, w przekrojach oddalonych od lewej podpory o $x = \varphi l$, wskutek obciążenia wałkiem i tłumem ludzi na szerokości 2,5 m, wedle przepisów M. R. P. z dn. 9.XI.1925.

Rozpiętość l w m	$\varphi = x : l$									Rozpiętość l w m	
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8		0,9
3	12,00	10,80	9,60	8,40	7,20	6,00	4,80	3,60	2,40	"	3
4	14,00	12,00	10,00	"	"	"	"	"	"	"	4
5	15,23	13,20	11,20	9,20	"	"	"	"	"	"	5
6	16,23	14,08	12,01	10,00	8,00	"	"	"	"	"	6
7	17,30	14,86	12,68	10,58	8,57	6,57	"	"	"	"	7
8	17,96	15,57	13,28	11,09	9,01	7,00	5,00	"	"	"	8
9	18,73	16,23	13,84	11,56	9,39	7,33	5,33	"	"	"	9
10	19,49	16,87	14,36	11,99	9,74	7,62	5,60	"	"	"	10
11	20,22	17,47	14,87	12,39	10,07	7,88	5,82	3,82	"	"	11
12	20,93	18,06	15,36	12,80	10,38	8,12	6,01	4,00	"	"	12
13	21,62	18,64	15,82	13,17	10,67	8,34	6,17	4,15	"	"	13
14	22,30	19,22	16,29	13,54	10,97	8,57	6,34	4,29	"	"	14
15	23,00	19,78	16,74	13,90	11,25	8,78	6,49	4,40	"	"	15
16	23,66	20,33	17,19	14,25	11,52	8,98	6,64	4,50	2,50	"	16
17	24,34	20,87	17,63	14,60	11,79	9,18	6,78	4,60	2,59	"	17
18	25,01	21,42	18,08	14,95	12,05	9,38	6,92	4,70	2,67	"	18
19	25,66	21,96	18,51	15,29	12,31	9,57	7,06	4,79	2,74	"	19
20	26,31	22,50	18,94	15,62	12,56	9,75	7,19	4,87	2,80	"	20
21	26,97	23,03	19,36	15,96	12,81	9,93	7,31	4,96	2,86	"	21
22	27,62	23,57	19,79	16,29	13,06	10,11	7,44	5,04	2,91	"	22
23	28,27	24,09	20,21	16,62	13,30	10,29	7,56	5,12	2,96	"	23
24	28,91	24,62	20,63	16,94	13,56	10,47	7,68	5,19	3,00	"	24
25	29,54	25,14	21,04	17,26	13,80	10,64	7,80	5,27	3,05	"	25
26	30,18	25,66	21,45	17,58	14,04	10,82	7,92	5,34	3,09	"	26
27	30,81	26,21	21,88	17,21	14,28	10,99	8,03	5,41	3,13	"	27
28	31,44	26,60	22,29	18,24	14,52	11,16	8,14	5,48	3,17	"	28
29	32,09	27,25	22,71	18,55	14,75	11,33	8,26	5,55	3,21	"	29
30	32,73	27,75	23,12	18,88	15,00	11,50	8,37	5,62	3,25	"	30
31	"	28,27	23,54	19,19	15,24	11,67	8,49	5,70	3,29	1,23	31
32	"	28,77	23,95	19,50	15,47	11,83	8,59	5,76	3,32	1,25	32
33	"	29,27	24,32	19,82	15,71	12,00	8,70	5,82	3,35	1,27	33
34	"	"	24,79	20,14	15,94	12,17	8,81	5,89	3,39	1,29	34
35	33,29	"	25,16	20,46	16,17	12,33	8,92	5,95	3,42	1,31	35
36	33,93	"	25,61	20,78	16,41	12,50	9,03	6,02	3,46	1,33	36
37	34,58	"	26,01	21,10	16,65	12,67	9,14	6,09	3,49	1,35	37
38	35,30	29,52	"	21,42	16,87	12,83	9,25	6,15	3,53	1,37	38
39	35,81	30,02	"	21,73	17,11	12,99	9,36	6,21	3,56	1,38	39
40	36,55	30,55	"	22,04	17,35	13,16	9,46	6,23	3,59	1,40	40
41	37,22	31,07	"	22,35	17,56	13,31	9,57	6,34	3,62	1,41	41
42	37,87	31,67	"	22,68	17,80	13,49	9,69	6,41	3,66	1,43	42
43	38,50	32,11	26,32	"	18,03	13,64	9,78	6,46	3,68	1,44	43
44	39,14	32,64	26,74	"	18,25	13,80	9,89	6,53	3,71	1,45	44
45	39,66	32,97	27,17	"	18,52	13,97	10,01	6,59	3,75	1,47	45
46	40,46	33,70	27,60	"	18,74	14,15	10,12	6,66	3,78	1,48	46
47	41,13	34,23	28,02	"	18,96	14,29	10,21	6,72	3,81	1,49	47
48	41,75	34,75	28,44	"	19,19	14,45	10,31	6,78	3,84	1,50	48
49	42,38	35,29	28,83	22,98	19,41	14,61	10,41	6,84	3,87	1,51	49
50	43,00	35,80	29,78	23,34	19,66	14,77	10,52	6,90	3,90	1,52	50
52	44,00	36,70	29,95	23,85	"	15,05	10,65	7,01	3,96	1,54	52
54	45,17	37,54	30,68	24,44	"	15,33	10,89	7,11	4,01	1,56	54
55	45,64	37,96	31,00	24,66	"	15,46	10,98	7,17	4,04	1,58	55
56	46,13	38,38	31,33	24,94	"	15,58	11,05	7,22	4,06	1,59	56
58	47,17	39,17	32,07	25,43	"	15,85	11,24	7,32	4,11	1,60	58
60	48,16	40,04	32,64	25,96	20,00	"	11,40	7,43	4,16	1,62	60
62	49,03	40,83	33,23	26,43	20,37	"	11,57	7,52	4,21	1,64	62
64	50,06	41,66	33,94	26,96	20,75	"	11,73	7,62	4,26	1,66	64
65	50,50	41,98	34,18	27,18	20,93	"	11,80	7,66	4,28	1,67	65
66	51,04	42,29	34,49	27,40	21,09	"	11,89	7,71	4,31	1,68	66
68	51,90	43,12	35,11	27,88	21,47	"	12,04	7,80	4,35	1,69	68
70	52,84	43,84	35,69	28,30	21,79	16,05	12,19	7,89	4,40	1,71	70
72	53,74	44,54	36,28	28,76	22,14	16,30	12,34	7,98	4,44	1,72	72
74	54,43	45,17	36,76	29,19	22,45	16,54	12,49	8,07	4,49	1,74	74
75	54,90	45,56	37,00	29,40	22,60	16,64	"	8,12	4,51	1,75	75
76	55,39	45,86	37,36	29,61	22,73	16,76	"	8,15	4,53	1,76	76
78	56,04	46,58	37,83	30,03	23,09	16,98	"	8,24	4,57	1,77	78
80	56,85	47,25	38,41	30,45	23,40	17,20	"	8,31	4,61	1,78	80
85	58,69	48,69	39,59	31,39	24,09	17,73	"	8,51	4,71	1,82	85
90	60,53	50,13	40,75	32,28	24,76	18,23	12,58	8,69	4,80	1,85	90
100	63,58	52,68	42,78	33,88	25,98	19,08	13,18	"	4,96	1,91	100
$\varphi =$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	

Przypadek 2 (rys. 2).

Jeżeli $l - a > 30 \text{ m}$, to wolno uważać wałek za ciężar 20 t , jednostajnie rozłożony na powierzchni $6 \times 2,5 \text{ m}^2$.



Rys. 2.

Niech znowu: $T_x = A + B$, to

$$A = 20 \text{ tonn} \frac{l - x - 2a}{l} = 20(1 - \varphi) - \frac{60}{l} \quad 5)$$

$$B = \frac{1}{2} q (l - a - 6)^2 : l \quad 6)$$

Wartości T_x obliczone wedle równ. 2, 5 i 6 znajdują się na załączonej tablicy poniżej i na lewo od linii schodkowej.

Dla danego $\varphi = x : l$ na granicy (lub w jej pobliżu) przypadków 1) i 2), t. j. dla $l - x = 30 \text{ m}$, otrzymalibyśmy według ścisłego brzmienia przepisów nagły i nienaturalny skok, a mianowicie dla większej rozpiętości (2 przyp.) wartość T_x mniejszą, aniżeli dla mniejszej (1 przyp.). Weźmy np. $x : l = 0,2$. Dla $l = 37 \text{ m}$ stosuje się przypadek 1, gdyż:

$$l - x = 37 - 0,2 \cdot 37 = 29,6 \text{ m} < 30 \text{ m},$$

według więc równ. 2, 3 i 4 jest $T_x = 26,01 \text{ t}$, natomiast dla $l = 38 \text{ m}$ jest:

$$l - x = 38 - 0,2 \cdot 38 = 30,4 \text{ m} > 30 \text{ m},$$

zatem mamy tu przypadek 2, a wzory 2, 5 i 6 dają wartość: $T_x = 24,22 \text{ t}$. Ale i dla 42 m wzory te dają wartość $25,97 \text{ t}$, a więc wciąż jeszcze mniejszą niż dla 37 m . Dopiero dla $l = 43 \text{ m}$ mamy już i według przypadku 2 $T_x = 26,32 \text{ t}$, zatem $> 26,01 \text{ t}$. Ten nienaturalny skok wyrównano w tablicy sił poprzecznych na korzyść pewności, przyjmując wszędzie wartość większą, t. j. dla $\varphi = 0,2$ i $l = 37 - 42 \text{ m}$, $T_x = 26,01 \text{ t}$.

Dla $l \geq 50 \text{ m}$ pozwalają przepisy stosować przypadek 2, choćby część obciążona belki $l - x$ była mniejsza od 30 m . Dla większej jednak pewności i dla uniknięcia znowu nagłych skoków nienaturalnych (dla $\varphi = 0,1$ jest dla 49 m , $T_x = 1,51 \text{ t}$, dla 50 m tylko $0,83 \text{ t}$!), nie skorzystano z tego przy układaniu załączonej tablicy sił poprzecznych.

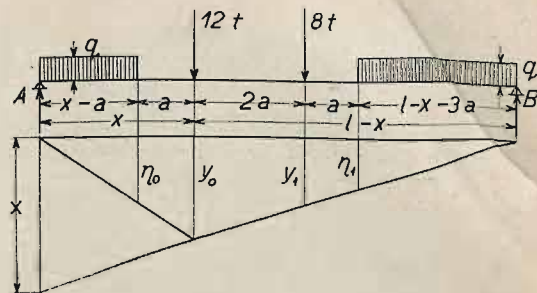
Momenty.

Tu należy również osobno rozpatrzeć dwa przypadki: 1) $l < 30 \text{ m}$; 2) $l \geq 30 \text{ m}$.

1-szy przypadek: $l < 30 \text{ m}$ (Rys. 3).

Dla dowolnego przekroju C , znajdującego się w lewej połowie belki AB w odstępnie x od lewej podpory, moment z powodu ciężaru ruchomego będzie największy, gdy w samym przekroju stanie ciężar 12 t , zaś ciężar 8 t na prawo od niego. Jeżeli rzędne linii wpływowej momentów dla przekroju C pod obu ciężarami

skupionemi oznaczmy przez y_0 i y_1 , zaś rzędne w odstępach a w obie strony od obu ciężarów odpowiednio



Rys. 3.

przez η_0 i η_1 , to moment w przekroju badanym wyrazi się wzorem:

$$M_x = 12 y_0 + 8 y_1 + \frac{q}{2} [\eta_0(x - a) + \eta_1(l - x - 3a)].$$

Z kształtu linii wpływowej wynika, że:

$$y_0 = x(l - x) : l,$$

$$y_1 = x(l - x - 2a) : l,$$

$$\eta_1 = x(l - x - 3a) : l,$$

$$\eta_0 = y_0(x - a) : x = (l - x)(x - a) : l.$$

Wprowadźmy stosunek $x : l = \varphi$, jak wyżej, tudzież

$$\psi = \varphi(1 - \varphi) \quad 7)$$

i oznaczmy znowu wpływ wałka przez A , wpływ tłumy ludzi przed i za wałkiem przez B . Wtedy

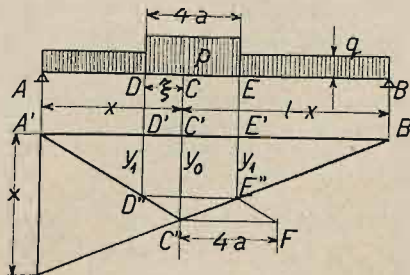
$$M_x = A + B \quad 8)$$

i dla $l - x \leq 5a$ $A = 12 y_0 = 12 \psi l$, \dots 9a)

zaś dla $l - x > 3a$ $A = 12 y_0 + 8 y_1 = 20 \psi l - 16 a \varphi$. 9)

$$B = \frac{1}{2} q [\eta_0(x - a) + \eta_1(l - x - 3a)] = \frac{1}{2} q [(1 - \varphi)(x - a)^2 + \varphi(l - x - 3a)^2] \quad 10)$$

Dla $x < a$ odpada pierwszy wyraz, zaś dla $l - x < 3a$ — drugi wyraz w nawiasie klamrowym we wzorze dla B , co odpowiada tej okoliczności, że tłum ludzi z lewej, względnie z prawej strony wałka nie mieści się już na belce.



Rys. 4.

2-gi przypadek: $l \geq 30 \text{ m}$ (rys. 4).

Tu przepisy pozwalają uważać wałek za ciężar, jednostajnie rozłożony na długości $4a = 6 \text{ m}$, o wartości

$$p = \frac{20 \text{ t}}{4a} = \frac{20}{6} \text{ t/m}.$$

Resztę belki obciążyć należy tłumem ludzi q , przyczem $p > q$. Moment w dowolnym przekroju C , oddalonym o $x = \varphi l$ od podpory A , będzie największy, gdy powierzchnia linii wpływowej, zajęta przez wałek, a więc ograniczona rzędnymi w D i E , (oddalonymi o $4a = 6 \text{ m}$) będzie największa. Nastąpi

zaś to wtedy, gdy rzędna linii wpływowej w punkcie D równa jest rzędnej w punkcie E , czyli gdy $D'D'' = E'E'' = y_1$.

Niech $C''F \parallel A'B'$ i $C''F = 4a$, to, gdy poprowadzimy $F'E' \parallel C''A'$ aż do przecięcia się z prostą $B'C'$, otrzymamy punkt E , a więc najniekorzystniejsze położenie wałka. Moment w C będzie $M_x = A + B$, jak wyżej, przyczem $A = p \cdot \frac{1}{2} (y_1 + y_0) \cdot 4a = (y_1 + y_0) \cdot 10 t$. $B = \frac{1}{2} q (l - 4a) y_1$.

Z rysunku wynika: $y_0 = x(l-x) : l = \varphi(1-\varphi)l = \psi l$.
 $y_1 = y_0(x-\xi) : x$,
 $\xi : x = 4a : l$.

Z uwagi na równ. 1 i 7:

$$\xi = 4a\varphi, y_1 = \psi(l - 4a), \text{ zatem}$$

$$A = \psi \cdot 10(2l - 4a), \dots \dots \dots 11)$$

$$B = \psi \frac{q}{2} (l - 4a)^2, \dots \dots \dots 12)$$

$$\text{zaś } M_x = A + B = \psi \cdot F(l) \dots \dots \dots 13)$$

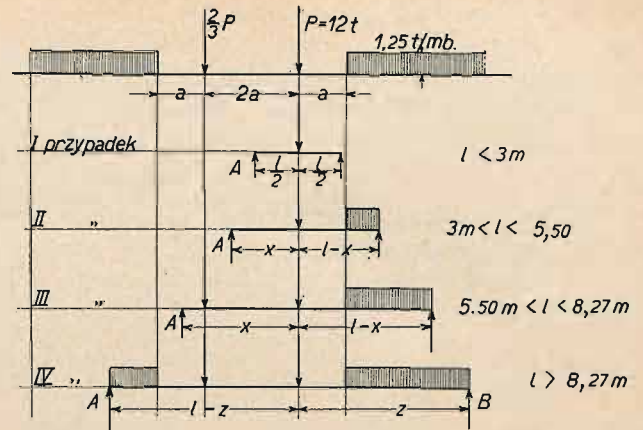
$$\text{przyczem } F(l) = (2l - 4a) 10 \text{ tonn} + \frac{q}{2} (l - 4a)^2. \quad 14)$$

l i a w metrach, q w t/m , M , A , B i $F(l)$ w tonno-metrach.

Dla $\varphi = 0,1$	0,2	0,3	0,4	0,5
jest $\psi = 0,09$	0,16	0,21	0,24	0,25

Bezwzględnie największy moment.

Zależnie od rozpiętości l , mogą zajść 4 przypadki (rys. 5).



Rys. 5.

I przypadek: $l < 2a$ ($2a = 3m$),
 abs. $M_{max} = \frac{1}{4} Pl = 3 \text{ tonny} \times l \dots \dots \dots 15)$

II przypadek: $l > 2a$.

Na belce znajduje się oś wałka $P - 12 t$ w odległości od lewej podpory A i tłum ludzi $q = 1,25 t/m$ od miejsca $x = a$ aż do podpory B . Moment w miejscu działania siły P

$$M = A \cdot x \dots \dots \dots 16)$$

$$\text{Oddziaływanie } A = \frac{q}{2l} x^2 + \alpha'x + \beta', \dots \dots \dots 17)$$

TABELA II.

Największe momenty w tonno-metrach dla belki wolno podpartej, w przekrojach oddalonych od podpory o $x = \varphi l$, tudzież bezwzględnie najw. moment wskutek obciążenia wałkiem i tłumem ludzi na szerokości 2,5 m, wedle przepisów M. R. P. z dn. 9. XI. 1925.

Rozpiętość w metrach l	$\varphi = x : l$					Bezwzgl. największy moment	s	e cm*)	Rozpiętość w metrach l m	$\varphi = x : l$				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5					0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
	tm									tm				
3	3,33	5,86	7,62	8,66	9,00	9	0,0	0	37	115,3	204,9	268,9	307,4	320,2
4	4,60	8,04	10,40	11,12	12,08	12,085	1,2	5	38	120,6	214,4	281,4	321,6	335,0
5	6,60	11,20	13,80	14,49	13,31	15,33	2,12	11	39	126,1	224,1	294,1	336,2	350,2
6	8,45	14,41	18,04	19,50	18,71	19,55	8,45	51	40	131,6	234,0	307,1	351,0	365,6
7	10,40	17,75	22,39	24,64	24,25	24,82	6,37	45	41	137,3	244,1	320,4	366,2	381,4
8	12,46	21,26	26,98	29,91	29,96	30,32	4,75	38	42	143,1	254,4	333,9	381,6	397,5
9	14,61	24,96	31,84	35,46	35,82	36,1	3,90	35	43	149,0	264,9	347,7	397,4	413,9
10	16,87	28,86	36,96	41,30	41,90	42,1	3,40	34	44	155,0	275,6	361,7	413,4	430,6
11	19,22	32,95	42,34	47,45	48,31	48,5	3,00	32	45	161,2	286,5	376,0	429,8	447,7
12	21,68	37,26	47,98	53,80	55,05	55,3	2,58	31	46	167,4	297,6	390,6	446,4	465,0
13	24,24	41,75	53,89	60,65	62,09	62,3	2,30	30	47	173,8	308,9	405,4	463,4	482,7
14	26,90	46,46	60,08	67,70	69,40	69,6	2,14	29	48	180,2	320,4	420,5	480,6	500,6
15	29,66	51,35	66,49	75,05	77,06	77,2	1,87	28	49	186,8	332,1	435,9	498,2	518,9
16	32,54	56,44	73,20	82,70	85,01	85,1	1,75	28	50	193,5	344,0	451,5	516,0	537,5
17	35,52	61,78	80,10	90,67	93,30	93,5	1,65	27	52	206,3	366,7	481,3	550,1	573,0
18	38,61	67,25	87,30	98,85	101,92	102,0	1,50	26	54	219,3	389,9	511,8	584,9	609,3
19	41,80	72,92	94,80	107,4	110,8	110,8	1,37	26	55	225,9	401,6	527,1	602,4	627,5
20	45,16	78,85	102,6	116,3	120,0	120,1	1,25	25	56	232,6	413,6	542,9	620,4	646,3
21	48,57	84,97	110,6	125,5	129,6	129,8	1,14	24	58	246,3	437,9	574,8	656,9	684,3
22	52,10	91,28	118,8	134,9	139,5	139,6	1,08	24	60	260,1	462,4	606,9	693,6	722,5
23	55,77	97,75	127,4	144,7	149,5	149,6	1,00	23	62	274,1	487,4	639,7	731,0	761,5
24	59,50	104,4	136,1	154,7	160,0	160,1	0,93	22	64	288,5	512,8	673,2	769,2	801,2
25	63,40	111,4	145,3	165,0	170,9	171,0	0,88	22	65	293,5	521,8	684,8	782,6	815,2
26	67,4	118,5	154,5	175,7	182,0	182,1	0,82	21	66	303,0	538,6	706,8	807,8	841,5
27	71,5	125,8	164,2	186,6	193,5	193,6	0,80	21	68	317,7	564,8	741,3	847,2	882,5
28	75,7	133,3	173,9	197,9	205,2	205,2	0,78	21	70	332,6	591,4	776,2	887,0	924,0
29	80,0	141,0	184,1	209,5	217,1	217,1	0,76	21	72	347,7	618,1	811,2	927,1	965,7
30	84,5	148,8	195,6	221,4	229,5	229,5	0,75	21	74	363,0	645,3	846,9	967,9	1008,2
31	85,6	152,1	199,6	228,2	237,7				75	370,6	658,9	864,8	988,3	1029,5
32	90,2	160,4	210,5	240,6	250,6				76	378,4	672,6	882,8	1009,0	1051,0
33	95,0	168,9	221,7	253,4	263,9				78	393,9	700,3	919,2	1050,5	1094,3
34	99,9	177,6	233,1	266,4	277,5				80	409,7	728,3	955,9	1092,5	1138,0
35	104,9	186,5	244,8	279,8	291,4				85	449,5	799,0	1048,7	1198,6	1248,5
36	110,0	195,6	256,7	293,4	305,6				90	490,0	871,0	1143,2	1306,6	1361,0
									100	572,2	1017,3	1335,2	1525,9	1589,5

*) W tablicy tej $s = 100 \left(\frac{1}{2} - \frac{x}{l} \right)$, zaś e jest odstępem przekroju niebezpiecznego od środka belki w cm .

gdzie
$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \frac{1}{l} \left[P + q(1-a) \right] \\ \beta' &= P + \frac{q}{2l} (1-a)^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 18)$$

Przekrój niebezpieczny x znajdziemy z równania

$$\frac{dM}{dx} = 0 = A + x \frac{dA}{dx}, \text{ czyli } \frac{3}{2} \frac{q}{l} x^2 - 2\alpha'x + \beta' = 0 \dots 19)$$

Wprowadźmy symbole:

$$\alpha = \alpha' : \left(\frac{3}{2} \frac{q}{l} \right) \quad \beta = \beta' : \left(\frac{3}{2} \frac{q}{l} \right), \dots 20)$$

to otrzymamy

$$x = a - \sqrt{\alpha^2 - \beta} \dots \dots \dots 21)$$

Jeżeli z równ. 21 otrzymamy $x > 2a$, to mamy przypadek III. Podstawmy $x = 2a$ w równ. 19, to otrzymamy $l = 6,4 \text{ m}$, więc dla $l > 6,4$ przypadek II nie stosuje się.

III przypadek.

Na belce znajdują się obie osi wałka $P = 12t$ i $\frac{2}{3}P = 8t$, oraz tłum ludzi za wałkiem. Moment pod działaniem ciężaru P :

$$M = Ax - \frac{4}{3} a P \dots \dots \dots 16a)$$

$$A = \frac{q}{2l} x^2 - \gamma'x + \delta' \dots \dots \dots 17a)$$

$$\left. \begin{aligned} \gamma' &= \frac{1}{l} \left[\frac{5}{3} P + q(l-a) \right] \\ \delta' &= P \left(\frac{5}{3} + \frac{4}{3} \frac{a}{l} \right) + \frac{q}{2l} (l-a)^2 \end{aligned} \right\} \dots 18a)$$

Z równania:

$$\frac{dM}{dx} = 0, \text{ czyli}$$

$$\frac{3}{2} \frac{q}{l} x^2 - 2\gamma'x + \delta' = 0 \dots \dots \dots 19a)$$

jeżeli $\gamma' : \left(\frac{2}{3} \frac{l}{2} \right) = \gamma, \delta' : \left(\frac{2}{3} \frac{l}{q} \right) = \delta, \dots \dots \dots 20a)$

otrzymamy $x = \gamma - \sqrt{\gamma^2 - \delta} \dots \dots \dots 21a)$

Jeżeli w równanie 19a wstawimy $x = 3a$, to otrzymamy górną granicę stosowności przypadku III: $l = 8,27 \text{ m}$. Dla $l = 5,5 \text{ m}$ II i III przypadek dają tę samą wartość abs $M_{max} = 17 \text{ tm}$, zatem

- dla $l < 5,5 \text{ m}$ stosuje się przypadek II
- „ $l > 5,5 \text{ m}$ „ „ „ III

IV przypadek.

Dwa ciężary skupione wałka i z obu stron wałka tłum ludzi. Nazwijmy z odległość osi $12t$ od B , to

$$M = Bz - \frac{q}{2} (z^2 - a^2) \dots \dots \dots 16b)$$

$$B = -\varepsilon z + \eta \dots \dots \dots 17b)$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \frac{1}{l} \left(\frac{5}{3} P - 4aq \right) \\ \eta &= \frac{5}{3} P - \frac{4}{3} \frac{a}{l} P + q \left(\frac{l}{2} - 4a + 4a \frac{a}{l} \right) \end{aligned} \right\} \dots 18b)$$

Z równania $\frac{dM}{dz} = 0$ otrzymamy $z = \frac{\eta}{2\varepsilon + q} \dots 19b)$

Podstawmy w równ. 19b:

$$z = l - 3a,$$

a otrzymamy znowu $l = 8,27 \text{ m}$, wartość graniczną pomiędzy III i IV przypadkiem.

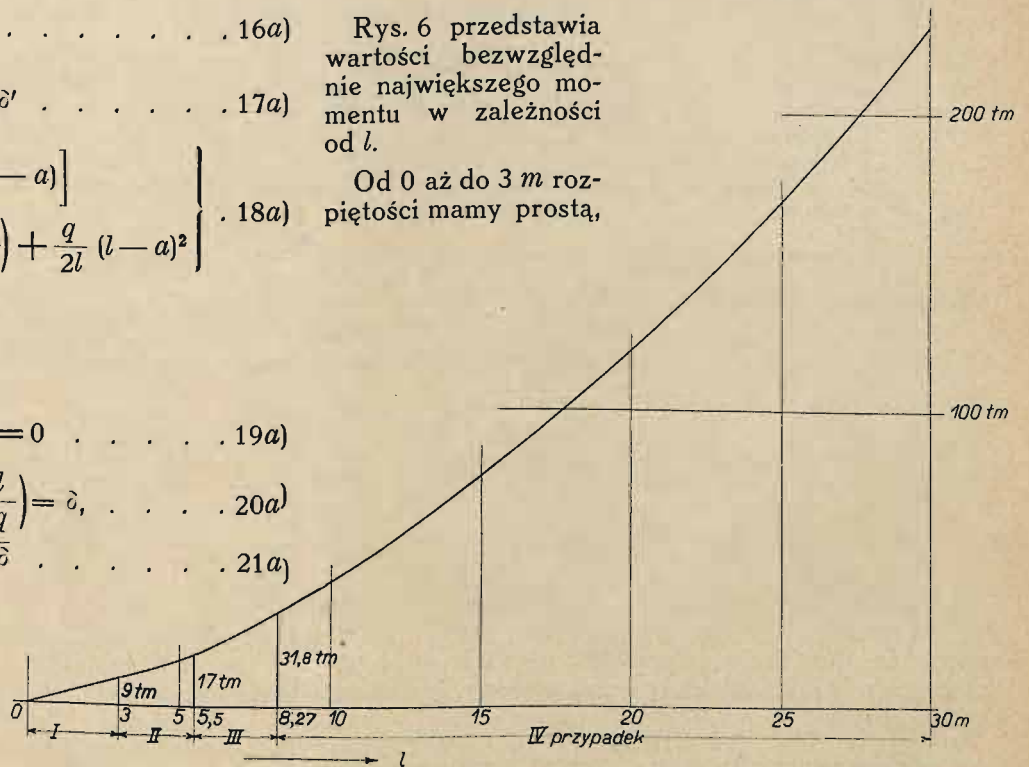
Tablica II podaje wartości abs M_{max} w tonnometrach dla l od 3 m aż do $l = 30 \text{ m}$.

Dla $l \geq 30 \text{ m}$, bezwzględnie największy moment jest w środku belki, skoro przyjmujemy wałek jako ciężar jednostajnie rozłożony.

Tablica II podaje nadto oddalenie od środka belki przekroju niebezpiecznego, wyrażone w procentach rozpiętości, czyli wartość $100 \left(\frac{l}{2} - x \right) : l$.

Rys. 6 przedstawia wartości bezwzględnie największego momentu w zależności od l .

Od 0 aż do 3 m rozpiętości mamy prostą,



Rys. 6.

następnie trzy krzywe, odpowiadające kolejno II, III i IV przypadkowi.

Wartości graniczne są

- dla $l = 0$, abs $M_{max} = 0 \dots \dots \dots$ I
- „ $l = 3 \text{ m}$ abs $M_{max} = 9 \text{ tm} \dots \dots \dots$ II
- „ $l = 5,5 \text{ m}$ abs $M_{max} = 17 \text{ „} \dots \dots \dots$ III
- „ $l = 8,27 \text{ m}$ abs $M_{max} = 31,8 \text{ „} \dots \dots \dots$ IV.

(d. n.).

Nowsze silniki lotnicze.^{*)}

Napisał St. Płużański, Inż.

Silniki o układzie gwiazdowym cylindrów powstały już dawno; są one wynikiem usiłowań zmniejszenia wagi silnika, — tego najważniejszego czynnika, decydującego o przydatności silnika we wczesnych etapach lotnictwa. Grupując większą ilość cylindrów dookoła jednej korby, skracając się długość wału wykorbionego, — dzięki zmniejszeniu ilości korb do 1 lub 2, zmniejsza się długość skrzynki korbowej, ilość łożysk i inn. części silnika. W ten sposób powstały dawne silniki o układzie cylindrów wachlarzowym (Esnault - Pélerie, Anzani) i gwiazdowym (Farcot, Ellehammer, Clerget). Silniki te, z pewnymi ulepszeniami konstrukcyjnymi, przetrwały dotąd jako silniki chłodzone prądem powietrza o cylindrach stałych lub wirujących.

Tabela 4 zawiera niektóre silniki tego układu:

TABELA 4.

N A Z W A	Ilość cylindrów	Moc KM	Wymiary: $D \times S \text{ mm}$	n	$G \text{ kg}$	Stopień sprężania	U W A G I
Wirujące:							
Gnôme	5	50	110 \times 120	1200	75	—	Gwiazdowy
Gnôme i Rhône.	9	120	112 \times 170	1250	160	5,1:1	"
Rhône	9	80	105 \times 140	1200	115	—	"
Clerget	9	130	120 \times 160	1250	175	5,2:1	"
Stałe:							
Anzani	3	25	105 \times 130	1600	65	—	Stary typ, wachlarz.
"	2 \times 5	90	105 \times 145	1200	175	4,6:1	Nowy typ, podw. gw.
Bristol (Jupiter)	9	420	146 \times 190,5	1700	350	5,3:1	Gwiazda, typ 1921 r.
"	9	500	146 \times 190,5	1750	350	6,5:1	" " "
Armstrong - Siddeley (Jaguar)	2 \times 7	385	127 \times 140	1700	346	—	Podwójna gwiazda,
Salmson	9	16	70 \times 86	2400	34	5:1	Gwiazda
"	9	45	70 \times 86	2000	75	5:1	"
"	9	230	125 \times 170	1700	280	5:1	"
Wright	9	220	114 \times 139,6	1800	200	5:1	"
"	9	300	139,6 \times 139,6	1800	290	5:1	"
Siemens	5	55	—	1500	104	—	"
"	7	77	—	1500	129	—	"
Gnôme i Rhône (Jupiter)	9	400	146 \times 190	1575	335	5:1	" typ 1924

Odmianami powyższego typu są silniki o cylindrach w kształcie Λ lub o cylindrach poziomych, leżących na wspólnej osi po obu stronach wału wykorbionego. Silniki takie wykonywane są o małej mocy, por. tabelę 5.

TABELA 5.

Nazwa	Ilość cylindrów	Moc KM	Wymiary: $D \times S \text{ mm}$	n	kg	Stopień sprężania	Uwagi
Armstrong-Siddeley	2	18	85 \times 94	2800	38,5		układ — — —
Armstrong-Siddeley	2	45	127 \times 127	1500	77		" "
Mercedes - Daimler	2	50	75 \times 100				" "
Haacke	3	45	112 \times 140	1400	60		" Λ
Bristol (Lucifer)	3	80	146 \times 146	1600			" "
Wright	3	60	107,7 \times 133	1800	80		" "

*) Ciąg dalszy do str. 644 w Nr 48, r. b.

¹⁾ Użyty w płatowcu Blériot'a przy przelocie przez La Manche w r. 1909.

Ilość cylindrów silników typu gwiazdowego, działających na jedną korbę, musi być nieparzysta, dla otrzymania jednakowych odstępów między kolejnymi zapłonami i — co za tem idzie — możliwie równomiernych momentów obrotowych. Kolejność zapłonów w podobnym silniku, np. o 9 cylindrach, jest (jeśli ponumerujemy cylindry w kierunku obrotu od 1 do 9) nast.: 1, 3, 5, 7, 9, 2, 4, 6, 8, 1 i t. d.

Ilość cylindrów silników typu gwiazdowego nie przekracza 7 do 9 na jedną korbę i $2 \times 7 = 14$ cyl. przy dwóch korbach (które się wtedy przestawia o 180°), gdyż ustawienie obok siebie większej ilości cylindrów na wspólnej skrzynce korbowej wymaga zwiększenia obwodu skrzynki, a zatem wydłuża korbowody i znacznie zwiększa wagę i powierzchnię oporu podczas lotu takiego silnika. Prócz tego, duże i ciężkie

silniki o układzie gwiazdowym, o cylindrach wirujących, czyli t. zw. silniki rotacyjne, wykazują silne działanie gyroskopowe, utrudniające sterowanie płatowcem.

Wszystkie silniki typu gwiazdowego muszą walczyć z dużymi trudnościami konstrukcyjnymi, z których ważniejsze są nast.:

- trudności budowy napędu zaworów;
- trudność należytego smarowania mechanizmu, skutkiem różnego położenia poszczególnych cylindrów, wymagająca indywidualnego ustawienia układu smarowania dla każdego prawie cylindra, — stąd niepewne i skomplikowane oliwienie;
- niemożność szczelnego okrycia mechanizmu zaworów, które za daleko leżą w poszczególnych cylindrach;
- bardzo trudne doprowadzenie i podawanie prawidłowych i równych ilości mieszanki do poszczególnych cylindrów nieparzystej gwiazdy;

e) duże obciążenie jedynego czopa korbowego, przyczem o ile część obciążenia tego, pochodząca od nacisku spalin na tłok, jest zmienna w ciągu jednego obrotu i zmniejsza się wraz ze zmniejszeniem mocy

STOWARZYSZENIE TECHNIKÓW POLSKICH W WARSZAWIE

Konto P. K. O 128

I. Komunikat Rady.

Rada Stowarzyszenia Techników Polskich w Warszawie zawiadamia Członków Stowarzyszenia, że
WALNE ZEBRANIE (budżetowe i wyborcze)

odbędzie się w piątek dnia 17 grudnia 1926 r. o godz. 8-ej wiecz.

PORZĄDEK OBRAD:

- 1) Wybór Przewodniczącego.
- 2) Odczytanie protokołu Walnego Zebrania z dnia 16-go kwietnia 1926 r.
- 3) Rozpatrzenie preliminarza na rok 1927.
- 4) Rozpatrzenie sprawy stosunku Stowarzyszenia Techników do „Przeglądu Technicznego“.
- 5) Wnioski, dotyczące się zmian w statucie.
- 6) Rewizja uchwały Walnego Zebrania, dotyczącej się terminu wykreślenia członków zalegających w opłacie składek.
- 7) Komunikaty i wnioski Rady: a) w sprawie „Koleżeńskiej Kasy Pożyczkowej“, b) w sprawie deprecjacji specjalnych funduszy Stowarzyszenia, c) w sprawie wierzytelności hipotecznych, ciężących na 2-ach gmachach Stowarzyszenia, d) w sprawie wniosku o powołaniu do życia „Koła Sportowego“.
- 8) Wybory do Władz Stowarzyszenia.
- 9) Balotowanie kandydatów na członków Stowarzyszenia.
- 10) Wolne wnioski.

II. Komunikat Kancelarii.

Zmarli Członkowie Stowarzyszenia: *Dobrzycki Władysław*—chem.—1 grudnia 1926 r., *Jacubiński Mieczysław*—inż.-techn.—23 listopada 1926 r., *Kontkiewicz Marjan*—arch.—30 września 1926 r., *Łabuś Leonard*—inż. techn.—21 listopada 1926 r., *Orzeszko Adam*—inż. chem.—3 grudnia 1926 r., *Szafrański Tadeusz*—inż. met.—1926 r.

III. Komunikat Kół i Wydziałów.

Koło Inżynierów Uniwersytetu Leodyjskiego zawiadamia, iż Ogólne Zebranie Członków odbędzie się w sobotę dnia 18 b. m. o godz. 8^{1/2} wiecz. w sali № III. Porządek obrad: 1) Wybory nowego Zarządu, 2) „Wrażenia z Ameryki“, inż. *J. Kokoczyński*, 3) Sprawy bieżące, 4) Herbatka koleżeńska.

IV. Dział Informacyjny.

Z bliższych informacji o poniżej podanych posadach korzystać mogą członkowie stowarzyszeń, zgrupowanych w Związku Polskich Zrzeszeń Technicznych, zwracając się o szczegóły do Kancelarii Stowarzyszenia Techników (Czackiego 3/5), a nie do Administracji „Przeglądu Technicznego“.

Uprasza się Szanownych Korespondentów o nadsyłanie znaczków pocztowych na odpowiedź.

POSADY WAKUJĄCE:

- 108—Młody inżynier poszukiwany do Wydziału Statystycznego Zakładów hutniczych. Oferty nadsyłać do kancelarii Stow. pod „W. S.“
- 110—Inżyniera lub technika obznajmionego z transporterami do zboża, węgla i t. p. poszukuje biuro poważnej fabryki w Warszawie. Oferty z odpisami świadectw, życiorysem i wymaganym wynagrodzeniem kierować do Kancelarii Stow. Techników.
- 112—Technika kopisty do urzędzeń transporterowych poszukuje biuro techniczne w Warszawie. Podanie z życiory-

sem, odpisami świadectw i wysokością żądanego wynagrodzenia należy składać w Kancelarii Stow. Techników.

- 114—Inżyniera-Architekta z pełnymi kwalifikacjami i uprawnieniem do sprawowania dozoru na terenie województw wschodnich z praktyką techniczną i administracyjno-biurową poszukuje Okr. Dyr. Rob. Publ.

POSZUKUJĄ PRACY:

- 137—Inżynier z 14-letnią praktyką warsztatową przy budowie mostów, kotłów i w przemyśle drzewnym na stanowiskach kierowniczych, ze znajomością języków obcych; posiada poważne referencje.

V. Komitet Biblioteczny.

Spis książek nowonabytych i ofiarowanych do Biblioteki Stowarzyszenia w r. 1926.

(Dalszy ciąg XIII).

- | | |
|---|--|
| 7741. Berndt G. Dr. Die Gewinde, ihre Entwicklung, ihre Messung und ihre Toleranzen. Bearbeitet im Auftrage von Ludw. Loewe und A. G. Berlin 1925. (XVI + 657). | 7748. Anczyk Stanisław. Badanie metalograficzne w zastosowaniu fabrycznym. Lwów-Warszawa 1926 (VI+68) |
| 7742. Zaus Jan Inż. Żelbet (żelazo-beton). Poznań 1926. (234). | 7749. Mollier Richard Dr. Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. IV Aufl. Berlin 1926 (25+2 Tabl.). |
| 7743. Akademia. Akademia Górnicza w Krakowie. Rok VIII 1926/1927. Kraków 1926 (56). | 7750. Śląski Bolesław. Polski słownik marynarski. Poznań 1926 (83). |
| 7744. Congrès. Troisième Congrès international des Ingenieurs conseils. Varsovie 13-16 mai 1926. Actes du Congrès. Varsovie 1926 (80). | 7751. Kozak Jan Dr. i Tadeusz Orzelski. Cwiczenia z zakresu chemji ogólnej. Kraków 1926 (XVI + 206). |
| 7745. Korn A. Dr. und Dr. E. Nesper. Bildrundfunk: Berlin 1926 (IV + 101). | 7752. Turczynowicz St. Inż. Budowle wiejskie. Budynki. Drogi i mosty. Budownictwo wiejskie. Tom III. Warszawa 1926 (462). |
| 7746. Muzeum. Pięćdziesięciolecie Muzeum Przemysłu i Rolnictwa w Warszawie 1875—1925. Warszawa 1926 (62). | 7753. Gay C. Ing. Ponts en maçonnerie. Paris 1924 (704). |
| 7747. Goetsch Nermann W. Taschenbuch für Fernmelder-Techniker. München-Berlin 1925 (XI + 415). | 7754. Kummer Hans Dr. Ing. Zeitstudien bei Einzelfertigung. Berlin 1926 VI + 113). |
| | 7755. Gesteschi Theodor Dr. Ing. Der Holzbau. Berlin 1926 (IX + 421). |
| | 7756. Franzius G. Der Hafenbau. Der Wasserbau. XI Band des Teil III des Handbuches der Ingenieurwissenschaften. IV Aufl. Leipzig 1912 (XV+576+IV+XV Taf.). |

Wiadomości bieżące.

Nowa walcownia szyn w Królewskiej Hucie.

Towarzystwo Akc. „Zjednoczone Huty Królewska i Laura” zamierzają wybudować walcownię do fabrykacji szyn tramwajowych (wyzłobionych). Dotychczas nie było w Polsce takiego zakładu i szyny tego rodzaju sprowadzano z zagranicy. Budowa więc tej walcowni uniezależni Polskę od zakupów zagranicznych i da pracę licznym bezrobotnym.

Mosty na Wiśle w Warszawie.

W związku ze zbliżającym się ukończeniem odbudowy drugiej połowy szerokości mostu ks. Poniatowskiego, wydział techniczny magistratu przystąpi do opracowania planu budowy nowego mostu od ul. Karowej. Budowa tego mostu odciąży stary i zniszczony most Kierbedzia oraz połączy bezpośrednio Warszawę z portem handlowym, budowanym obecnie przez państwo na Pradze.

W następnych latach projektowane jest również opracowanie planów budowy jeszcze dwóch mostów, mianowicie na Żoliborzu, który połączy powyższą dzielnicę z Pelcowizną i w Czerniakowie dla połączenia południowych dzielnic Warszawy z Pragę i przyszłym wielkim placem wystawowym. Podjęcie robót, związanych z budową mostu od ul. Karowej, uzależnione jest od posiadania przez magistrat odpowiednich funduszy.

Wykrycie pokładów azbestu na Kaukazie.

Liczne rządowe ekspedycje geologiczne, pracujące od paru lat na Kaukazie, wykryły tam bogate pokłady azbestu, tak że trust „Noworossceiment”, wyrabiający płyty eternitowe, będzie mógł pokryć całe swe zapotrzebowanie azbestu (4000 t rocznie) przywożąc go z Kaukazu, a nie z Uralu. Poza tem odkryto obfite podkłady marmuru, wapna, gipsu i glin, tak że są dane na to, że wkrótce rozwinię się na Kaukazie potężny przemysł cementowy (drzewa na wyrób beczek też są tam duże zasoby). Skład pokładów marmuru pozwala wnosić, iż da

się go przerabiać bezpośrednio na wysokowartościowy cement portlandzki.

Ogólny wywóz cementu ze Związku Sowieckiego wynosił — 1785 t w r. 1923/24 oraz 30 078 t — w r. 1924/25 i kierował się głównie do Turcji i Persji.

Wytwórczość przemysłu samochodowego w r. 1925.

Statystyka wytwórczości z r. ub. podaje nast. cyfry wytworzonych samochodów:

Stany Zjednoczone A. P.	4 175 365
Francja	177 000
Anglja	175 197
Kanada	161 389
Niemcy	55 000
Italja	39 573
Belgja	5 400
Czechosłowacja	5 000
Austria	4 800
Inne kraje	597

Razem 4 800 321

Z Akademii Górniczej w Krakowie.

Z powodu rezygnacji Profesora Inż. Henryka Czeczotta z godności Dziekana Wydziału Górniczego, Rada Wydziału Górniczego wybrała dziekanem Prof. Inż. Stanisława Skoczylasa.

Z Politechniki Warszawskiej.

Pan Minister W. R. i O. P. zatwierdził uchwałę Rady Wydziału Inżynierji Lądowej Politechniki Warszawskiej z dnia 1-go czerwca r. b., przyznającą doktorowi inżynierowi Witoldowi Wierzbickiemu prawa docenta Wytrzymałości Materiałów i Statyki Budowli (veniam legendi) za ogłoszoną rozprawę p. t. „Teoria dźwigarów zatamanych w planie”.

Młody Inżynier - mechanik

na stanowisko asystenta kierownika warsztatów potrzebny do fabryki maszyn precyzyjnych. Zgłoszenia do Redakcji Przeglądu Technicznego pod „Pracowity”.

403n

Poszukiwany Kierownik poradni zawodowej

Patronatu nad młodzieżą rzemieślniczą we Lwowie, z odpowiednim przygotowaniem teoretycznym i praktycznym. Zgłoszenia z podaniem żądanych warunków, życiorysu i odpisów świadectw proszę nadsyłać pod adresem: Lwów, Politechnika, Prof. E. T. Geisler.

407n

Wyszedł zeszyt I-y tomu II-go

TECHNIKA

Treść: Prof. B. Stefanowski. Ciepło.

Zeszyt jest do nabycia w Administracji „Przeglądu Technicznego” oraz w księgarniach.

CENA ZŁ. 4.50.

Prenumeraty tomu II-go wydawnictwo jeszcze nie przyjmuje.

Przedpłatę kwartalną 8 zł.
przyjmuje Administracja i Poczta Kasa Oszczędności
na konto № 515.
Przedpłata zagranicą 36 zł. rocznie.
Cena numeru pojedynczego 1 zł.
Za zmianę adresu (znakami poczt.) . . . 1 zł.

Jednorazowych:
Za jedną stronicę zł. 200.—
„ pół strony „ 110.—
„ ćwierć strony „ 60.—
„ jedną ósmę „ 30.—
Ogłoszenia na czerwonej kartce o 50% drożej.

Ceny ogłoszeń

Przy zamówieniu wielokrotnych ogłoszeń, bez zmiany tekstu, udziela się nast. zniżek:
za 6-krotne ogł. 10%
„ 12 „ 20 „
„ 26 „ 25 „
„ 52 „ 30 „
Dopłaty: za 1 str. okładki 100%; z zamówione miejsce na innych stronach 20%.
Dla poszukujących pracy 20% ustępstwa.

Biuro Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Czackiego Nr. 3 (Gmach Stowarzyszenia Techników). Telefonu Nr. 57-04.
Redakcja otwarta we wtorki, czwartki i piątki od godz. 7, do 8 i pół wieczorem. Administracja otwarta codziennie od godz. 12 do 2 po poł. i od 6 do 8 wieczorem.
Wejście do Redakcji i do biura prenumerat Administracji, przez sień główną budynku; wejście do działu ogłoszeń — z bramy № 3.

silnika podczas lotu w wyższych strefach skutkiem rozrzedzenia powietrza, — o tyle druga część, pochodząca od sił odśrodkowych i przyspieszeń mas ruchomych — pozostaje stałą bez względu na wysokość lotu;

f) w silnikach rotacyjnych dodać należy trudność oliwienia i przedostawanie się oliwy do przestroni roboczej cylindra, — skutkiem siły odśrodkowej, stąd możliwość zaoliwienia świec, osad na tłokach, zaworach z częściowo spalonej oliwy i t. p.

Jednak silniki te mają obok wad też wielkie zalety, mianowicie:

a) wielką łatwość stosowania chłodzenia prądem powietrza, dzięki dużej powierzchni wystawionej na działanie wiatru;

b) krótką budowę, która znakomicie ułatwia sterowanie płatowcem, oraz znaczne zmniejszenie wagi i uproszczenie budowy płatowca skutkiem braku chłodnicy, rur wodnych i t. p.;

c) dogodny kształt silnika i łatwe umieszczenie na kadłubie płatowca.

Dzięki powyższym zaletom oraz nadzwyczaj starannemu wykonaniu, najlepsze z tych silników dają doskonałe wyniki w praktyce, czego dowodzą dalekie loty sir Allan Cobham'a, zwłaszcza ostatni, — z Londynu do Australji i z powrotem — 45 000 km na płatowcu de Havilland 50 z 385-konnym silnikiem gwiazdowym „Jaguar“-Armstrong-Siddeley. Również ustaloną opinię mają silniki Bristol „Jupiter“.

Silniki rotacyjne w mniejszych jednostkach, — poniżej 200 KM, — stosowane są w płatowcach szkolnych i hydroplanach, większe silniki dają nadmierny opór powietrza i silne działanie gyroskopowe.

Celem uniknięcia tego ostatniego, próbowano stosować silniki birotacyjne, t. j. takie, w których wał ze śmigłem, tłokami i t. d. obraca się w jedną stronę, a cylindry, zawory i t. d. — w przeciwną; podczas wojny podobne silniki budował Siemens i Halske, a w Anglii A. Chorlton, jednak bez większego powodzenia.

Dalszą grupę silników lotniczych stanowią silniki o cylindrach pionowych ustawionych w szereg. Silniki takie, używane głównie w Niemczech (p. wyżej), mają wielkie zalety.

Sześciocylindrowy silnik szeregowy, dzięki swym zaletom dynamicznym (całkowite zrównoważenie tak sił, jak i momentów, pomimo małej ilości cylindrów) znajduje ciągle zwolenników, zwłaszcza jako silnik średniej mocy (do 300 KM). Dobra opinia silnika tego jest najzupełniej zasłużoną, gdyż ma on rzeczywiście szereg pierwszorzędnych zalet, jak np.:

a) małe zużycie smaru dzięki mniejszemu obciążeniu czopów wału korbowego niż w silnikach gwiazdowych, w których kilka korbowodów działa na wspólny czop wału;

b) naprężenia materiałów dzięki prostej budowie silnika są łatwe do obliczenia i ujęcia;

c) ilość mechanizmów (wałków rozrządczych, zaworów i t. p.) jest mała, co oczywiście zwiększa pewność pracy;

d) mniejsze zużycie paliwa, gdyż silnik o pionowych cylindrach, zwykle 4 do 6 cylindrowy, zatem mniej mający cylindrów niż inne lotnicze tej samej mocy, ma cylindry, zawory i t. p. większe, dzięki czemu wszelkie straty w nim są mniejsze;

e) łatwe do ustawienia i obsługi prawidłowe doprowadzenie paliwa do cylindrów.

Główna wada silników pionowych jest ta, że przy

większej mocy (np. powyżej 400 KM) trzeba stosować większe ilości cylindrów, co wydłuża nadmiernie i tak już dość długi wał i skrzynkę korbową silnika, — zatem ogranicza możliwość jego stosowania.

Przykłady wykonanych silników pionowych podaje tabela 6.

TABELA 6.

Nazwa	Ilość cylin.	Moc KM	Wymiary $D \times S$ mm	N	Gkg	ϵ	Uwagi
Cl. Talbot	4	110	168 × 160	1050	390		dla balon. (1909 r.)
Wolseley	8	180	165 × 177,8	1000	734		z 1909 r.
Benz	4	100	130 × 180	1300	170		z 1913 r.
Daimler	6	90	105 × 140	1400	156		„
N. A. G.	4	90	135 × 160	1350	190		„
Daimler	6	220	140 × 175	1400	315		z 1918 r.
„	6	360	180 × 180	1400	520		„
Junkers	6	280		1400	305		z 1924 r.
Arm.-Siddeley (Puma)	6	240	145 × 190	1400	290		
Maybach	6	285	165 × 180	1400	438	5,94:1	

Dla zwiększenia mocy bez zwiększania długości silnika, niektórzy konstruktorzy łączą po kilka silników zapomocą przekładni zębatych na jeden wspólny wał, np. przez połączenie dwóch 8-cyl. silników pionowych, ustawionych równolegle po obu stronach wału ze śmigłem, powstał 16-cyl. silnik Breguet'a o mocy 450 KM, o wymiarach: $D = 108$; $S = 160$; $n = 2200$; $G = 500$ kg i stopniu sprężania $\epsilon = 5,5 : 1$. Przez podobne połączenie czterech pionowych silników, — dwa mają cylindry stojące, dwa zaś wiszące — otrzymuje Breguet silnik o mocy 900 KM i wadze 1400 kg w $4 \times 8 = 32$ cylindrach. Wreszcie nowy wielki silnik Napier'a „Cub“ ma 16 cyl. w 4 szeregach, z których dwa są niewiele pochylone względem pionu, dwa zaś inne tworzą kąty 90° z pierwszemi; moc silnika = 1000 KM.

Dla umożliwienia porównania silników, służy tabela 7, w której zestawione są silniki różnych typów. Z danych zawartych w kolumnach 3 do 7 obliczone są:

kolumna 8: objętość skoku tłoków wszystkich cylindrów, t. j.:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S i \text{ litrów;}$$

kol. 9: objętość skoku tłoka, odniesiona do jednostki czasu i mocy silnika:

$$v_o = \frac{\pi D^2}{4} c \frac{1}{N} = \frac{O c i}{N} \text{ l/1 KM/sek,}$$

gdzie O — pole tłoka (dm^2)

i c — średnia prędkość tłoka (dm/sek).

Cyfry kolumny 9 wskazują ilość l objętości cylindra v_o , niezbędnej do wytworzenia mocy 1 KM/sek w danym silniku. Mniejsze v_o wskazuje na większe wyzyskanie silnika, tak np. tabela wskazuje, że silniki Lorraine'a (Nr. 20 i 21) lub Napier (Nr. 15) i Hispano-Suiza (Nr. 16) są więcej wyzyskane niż 500-konny Farman (Nr. 18). Kol. 10 daje wagę silnika odniesioną do jego mocy, wskazując ile kg wagi przypada na moc 1 KM. Kol. 11 daje ilość KM, przypadającą na 1 l objętości cylindrów, podobnie jak kol. 12 wskazuje ilość kg wagi, przypadającej na 1 l objętości cylindrów silnika.

T A B E L A 7.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
№	F I R M A	Typ	Moc norm/max	n na min	Ilość i Wym. cyl. D × S		G kg	V _s l	v _o = V _c · i = N _u	G N	N V _s	G V _s	p _{sr} at	c m/s	Chłodz.
					mm	mm									
1	Gnome (1909)	rotac. ✱	50	1200	5;110 × 120	75	5,7	4,56	1,5	8,8	13,1	3,3	4,8	powiet.	
2	Clerget . . .	rotac. ✱	130/145	1250	9;120 × 160	175	16,3	5,2/4,7	1,35/1,21	8,0/8,9	10,8	4,8/5,3	6,7	"	
3	Salmson. . .	✱	16	2400	9; 70 × 86	34	3,0	14,9	2,13	5,3	11,3	2,0	6,9	"	
4	Anzani . . .	✱	70/78	1500	6;105 × 125	110	6,4	4,7	1,57/1,41	10,9/12,2	17,2	6,4	6,3	"	
5	Armstr. Siddel.	— — —	18	2800	2; 85 × 94	38,5	1,1	5,5	2,13	16,4	35,0	5,4	8,8	"	
6	Haacke (1922)	Λ	45	1400	3;112 × 140	60	4,1	4,3	1,33	11,0	14,5	7,05	6,5	"	
7	Salmson. . .	✱	500/560	1650	18;125 × 170	475	37,6	4,2/3,7	0,95/0,85	13,3/14,9	12,6	7,2/8,3	9,4	"	
8	Bristol (Jupiter)	✱	420/450	1700	9;146 × 191	350	28,7	3,9/3,6	0,84/0,78	14,6/15,7	12,2	7,7/8,3	10,8	"	
9	Arm. - Sid. (Jaguar). . .	✱	385/420	1700/1840	14;127 × 140	346	24,8	3,7/3,5	0,9/0,83	16,5/17,0	14,0	8,2/8,3	8,0/8,6	"	
10	Aust. - Daimler (1917) . . .		200/225	1400	6;140 × 175	315	16,1	3,8/3,4	1,6/1,4	12,4/14	19,6	7,9/8,9	8,2	wodne	
11	Renault (1907)	V	50	1800	8; 90 × 120	180	6,1	7,32	3,6	8,2	29,5	4,1	7,2	powiet.	
12	" (1916)	V	190	1600	8;125 × 150	220	14,8	4,12	1,16	12,8	14,9	7,3	8,0	wodne	
13	Minerva . . .	V	140	1600	8;100 × 150	225	9,43	3,59	1,61	14,9	16,1	8,4	8,0	"	
14	Liberty (α=45°)	bezzaw. V	420	1700	12;127 × 178	400	27,0	3,66	0,95	15,6	14,8	8,2	10,1	"	
15	Napier (Lion).	W	450/550	2000	12;140 × 130	385	23,9	3,57/3,21	0,86	18,8/20,8	16,1	8,4/9,3	8,7	"	
16	Hispano-Suiza .	W	450/500	1800/2000	12;140 × 150	390	27,6	3,7/3,7	0,76/0,78	16,3/18,1	13,9	8,1/8,1	9,0/10,0	"	
17	" " . . .	V	"	"	"	410	27,6	"	0,91/0,82	"	14,8	"	"	"	
18	Farman . . .	W	500/530	2150	12;130 × 160	510	25,4	4,2/3,9	1,02/0,96	19,7	18,3	8,3/8,8	11,3	"	
19	Wright . . .	V	600	2000	12;146 × 159	530	32,0	3,45	0,89	18,8	16,6	8,5	10,6	"	
20	Lorraine. . .	W	450	1850	12;120 × 180	380	24,4	3,16	0,87	18,4	14,3	10,5	10,5	"	
21	" . . .	W	1000	1600	24;126 × 200	850	60,0	3,14	0,85	16,7}	14,2	9,45	10,6	"	

Porównywując często przeciwstawiane sobie typy nowszych silników: gwiazdowe, chłodzone powietrzem i V lub W, chłodzone wodą (t. j. Nr.Nr. 7 8 i 9 oraz 15 do 21), dochodzi się do przekonania, że tak pod względem wyzyskania wymiarów cylindra,

jak i wagi, oba te typy silników, wbrew przypuszczeniom, — wybitnych różnic nie wykazują, jeżeli zaś są pewne różnice, to tylko na korzyść silników dużych, chłodzonych wodą, co z racji większej mocy jest rzeczą zrozumiałą. (d. c. n.)

Listy do Redakcji.

Szanowna Redakcjo,

Ogłoszony niedawno artykuł p. t. „Czego wymaga nauka i praktyka od wzorów na wyoboczenie”^{*)}, pozwoli niemal każdemu z inżynierów zainteresowanych poważnie w sprawach wytrzymałości ocenić obiektywnie wartość wzoru

$$\sigma_w = \sigma_p + \frac{mE}{2(m+1)} \cdot \frac{1}{s^2}, \text{ albo } \sigma_w = a + \frac{b}{s^2}, \dots (LK)$$

podanego w r. 1920 przez prof. L. Karasińskiego bez naukowego uzasadnienia, a wprowadzonego mimo to po paru latach do naszych urzędowych przepisów dla słupów przewodów elektrycznych.

We wzorze (LK) oznacza σ_w naprężenie przy wyoboczeniu niesprężystym pręta o końcach prowadzonych, $\sigma_p \equiv a$ granicę proporcjonalności, E i m stałe sprężystości, przyczem $b = \frac{mE}{2(m+1)}$, wreszcie $s = l : i$ (smukłość pręta).

Moja ocena wzoru (LK), umotywowana krótko lecz wyraźnie w artykule p. t. „W sprawie nowego wzoru na wyoboczenie niesprężyste” (ogłoszonym jako „List do Redakcji” w Nr. 15 (Przeł. Techn. z b. r.), da się streścić w słowach: *Wzór nie ma żadnej podstawy naukowej, ani wartości praktycznej.*

Umieszczona obok mego artykułu krytycznego odpowiedź prof. Karasińskiego domaga się nie tylko powtórzenia z naciskiem powyższej oceny, ale nadto podkreślenia, że wydałem ją po dojrzałej rozwadze i że biorę pełną odpowiedzialność za rozpoczętą niedawno energiczną akcją w naszych piśmiech techniczno-naukowych, w celu uwolnienia polskiego piśmiennictwa i świata technicznego od tych pomysłów, które prof. K. uznał za stosowne wywieść na łag światowy w wiadomej nocy do Akademii Francuskiej z r. 1921.

Stając na straży dziedziny techniczno-naukowej, którą uprawiam od ćwierćwiecza przeszło, poczuwam się do obowiązku

*) P. Przeł. Techn. z r. b., zes. 23, str. 353 i nast.

ostrzeżenia polskiego świata technicznego, grzeszącego czasami naiwną ufnością w „gwarancję” wartości naukowej wszyściego, co się ukazuje w publikacjach akademickich. Takiej „gwarancji” nie mogą bowiem dawać nawet te instytucje naukowe, które ogłaszają nadsyłane prace *in extenso*, a tem bardziej Francuska Akademia Nauk, przyjmująca z zewnątrz tylko bardzo krótkie noty, w których niepodobna często pomieścić nawet najzwyczajniejszego uzasadnienia.

To też obok not zawierających niekiedy doniosłe zdobycze naukowe, lub częściej drobniejsze lecz cenne przyczynki, trafiają się nie rzadko bezwartościowe i błędne pomysły, przyjmowane przez członka Akademii na rachunek (czasem zbyt wygodnego) zaufania do tytułu lub stanowiska naukowego autora. Że to samo dzieje się nieraz w redakcjach poważnych pism specjalnych, dowodzą pojawiające się od czasu do czasu sprostowania i polemiki.

Po tych uwagach ogólnych, muszę przejść do zestawienia moich zarzutów z odpowiadającymi ustępami odpowiedzi prof. Karasińskiego, niejednym bowiem z Czytelników, zwracających głównie uwagę na początek i koniec dłuższego artykułu („odpowiedź” jest trzy razy dłuższa od mojej krytyki) mógłby być snadnie pomyśleć nawet, że moje zarzuty były niezbyt dobrze ugruntowane, skoro doprowadziły prof. K. do zakończenia odpowiedzi słowami: „Widzę w krytyce potwierdzenie słuszności mego wzoru” (!?).

Otóż w krytyce mojej stwierdziłem przedewszystkiem, iż prof. Karasiński, zapewniwszy gołoślnie Czytelników Przeł. Technicznego w r. 1920, że do nowego wzoru doprowadziły Go „rozważania teoretyczne...” i że ten wzór „łącznie z Eulerowskim, również teoretycznym, rozwiązuje zagadnienie wyoboczenia” (!?) — po dziś dzień owych rozważań teoretycznych nigdzie nie ogłosił.

Z tym bardzo ciężkim zarzutem rozprawia się „Odpowiedź” w następujący sposób:

„Na zarzut... odpowiem krótko: Tak jest, nie ogłosiłem rozwiązań teoretycznych (!), ponieważ byłem i jestem tego zdania, że wzór mój należy „considerer comme empirique”. Sądzę, że autor zawsze ma prawo (!) zapatrywać się w ten lub inny sposób na własny twór i podawać go do

wiadomości publicznej w postaci według swego mniemania najwłaściwszej. Zatem skoro krytyka chce udowodnić, że ten wzór jest teoretycznie błędny, to *zechce łaskawie wykazać jego braki, inaczej mówiąc, dowieść w sposób ścisły, opierając się na podstawach naukowych, że mój wzór jest fałszywy*."

"Tęgo jednak krytyka nie czyni, omija *łącznie słuszną metodę postępowania* (sic!), nazywając po prostu mój wzór teoretycznie niedopuszczalnym, na mocy jedyne go argumentu przecięcia się pod znacznym kątem krzywej mego wzoru z krzywą wzoru Euler'a. *Nie mogę nazwać tego poglądu słusznym*" (sic!).

(Podkreśliłem od siebie jaskrawsze miejsca prawniczych wywodów odpowiedzi).

Jakież wnioski rasują się z powyższego zarzutu i odpowiedzi nań?

Przedewszystkiem widać jasno, że prof. K. nie mogąc zaprzeczyć faktowi, iż wywodu teoretycznego swego wzoru nie dostarczył i tem samem Czytelników w błąd wprowadził (w jakim celu?), próbuje się ratować prawniczym wywodem, który mógłby być skutecznym w sali sądowej, ale całkiem zawiesz musi na arenie naukowej. Prof. K. żąda mianowicie ni mniej ni więcej tylko ażeby krytyka postarała się o "teoretycznie ścisły dowód, że wzór (LK) jest fałszywy". On zaś sam ma, jak mniema, prawo "zapatrywać się w ten lub inny sposób na własny twórcy", czyli ogłosić w jednym miejscu szumnie, że "rozważania teoretyczne (chowane przezornie pod korcem), oparte na pewnych założeniach (również osłoniętych po dziś dzień mgłą tajemnicy), dotyczących budowy ciał odkształcalnych" doprowadziły do wzoru (LK), w drugim zaś miejscu oznajmić bez najmniejszych skrępułów, że wzór ten należy pojmować, jako empiryczny.

Pozostawiam ocenie Czytelników, jak nazwać tego rodzaju metodę produkcji naukowej, uprawianą przez prof. K.

Drugi zarzut mojej krytyki tkwił w tem, że krzywa wzoru (LK) przecina krzywą Eulerowską pod znacznym kątem, zamiast mieć wspólną styczną w miejscu złączenia obu krzywych — jak być powinno. Takie połączenie jest wymagane w teorii przez wszystkich autorów w poważnej literaturze wytrzymałościowej. Zachowuje je również Th. Kármán w pracy, na którą się powołuje prof. K., wyjmując z niej daty doświadczalne, które dały się użyć do formalnego poparcia wzoru (LK), a nie mogąc, czy nie chcąc, dopatrzeć się tego, co stanowi istotny cel i główne walory pracy Kármána.

Na to odpowiada prof. K. powyżej przytoczonym zarządzeniem słuszności mego poglądu, jakkolwiek ten pogląd jest zarazem zapatrywaniem wszystkich poważnych autorów, jakich znam; na poparcie zaś swego zdania przytacza „z pokrewnej dziedziny” przykład nieciągłego przejścia dwóch wzorów teoretycznych, który w tym przypadku niczego nie dowodzi (typowy błąd przy wnioskowaniu przez analogię), a tylko służy Autorowi odpowiedzi za odskocznię do powtórnego salto mortale, t. j. żądania, aby „krytyka zechciała udowodnić, że graniczny punkt przecięcia się krzywych nie może być punktem osobliwym”. Dowód, jakiego się domaga prof. K. odemnie, winien był sam znaleźć w pracy Kármána, oczywiście przy jej starannem przestudjowaniu.

W tem miejscu wypada jeszcze wyodrębnić zarzut trzeci (nie sformułowany oddzielnie w krytyce poprzedniej), a mianowicie całkowite pomieszenie przez prof. K. obu celów, jakie tkwią w teoretycznych i doświadczalnych pracach nad wyboczeniem. Jednym z nich jest cel czysto praktyczny, t. j. znalezienie zależności obciążenia niebezpiecznego od rozmiarów i materiału słupa w zwykłych technicznych warunkach osiowego ściskania, t. j. kiedy zachodzą nieuniknione drobne mimośrodowe obciążenia. Cel drugi, czysto naukowy, przyswierał zwłaszcza pracy Kármána. Szło w niej o znalezienie krytycznej wartości siły ze stanowiska teoretycznego określenia stateczności, a więc przy najdoskonalszej spełnionych warunkach teoretycznych (ściśła osiowe obciążenia i t. d.).

Otrzymałą przez Karman'a krzywą o dwu punktach przecięcia zastępuje częściowo (ob. rysunek na str. 354 w zes. 23 „Przeł. Techn. z r. b.), w pewnym przedziale smukłości, wcale dobrze krzywa wzoru (LK), ale cóż z tego? Wszakże nic łatwiejszego, jak wyrównać kilkanaście punktów doświadczalnych łukiem regularnej krzywej o dowolnym zresztą charakterze analitycznym. W ten sposób buduje się istotnie wzory empiryczne. Atoli z tego nie wynika bynajmniej, ażeby wzór (LK) nadawał się do zastosowań technicznych. Tutaj tkwi fatalne „nieporozumienie”, prof. K., który zalecił swój wzór do praktycznego zastosowania, a więc w przypadkach, gdy niuniknione drobne mimośródowe siły ściskającej zmniejsza ogromnie wartość obciążenia niebezpiecznego, czyli w przypadkach, w których traci ważność teoretyczna krzywa wyboczenia niesprężystego, znaleziona przez Kármána.

Co wobec tego sądzić o zakończeniu wywodów prof. Karasińskiego, w którym pisze: „Bynajmniej nie jestem zrażony słowami krytyki. Przeciwnie, widzę w niej po wrodzone słuszności mego wzoru, ...”?

Pozostawiając odpowiedź na moje pytanie Czytelnikom wspomnianego na wstępie artykułu i niniejszego listu, kończę zapewnieniem Szan. Redakcji, że z wielką przykrością i po paroletnim ociąganiu się zdecydowałem się wreszcie na tego rodzaju wystąpienie (może bezprzykładne), ale względem do dobro naszej nauki i młodzieży pol. technicznej musiał w końcu przewyciężyć wszelkie skrupuły natury osobistej.

M. T. Huber.

Odpowiedź.

1. W Nr. 15 P.T. krytyka orzekła, że mój wzór, zwany obecnie „wzorem LK”, jest „teoretycznie niedopuszczalny”, a więc „szkoda byłoby trudu”, aby go sprawdzić doświadczalnie. To ostatnie zdanie, brzmiące zgola naukowo, jest błędne, ponieważ, jak to wynika z mej ówczesnej odpowiedzi, wzór mój na całym obszarze zgadza się z wynikami doświadczeń Karman'a. Ten fakt niezbity rzucił poważny cień na orzeczenie krytyki, trudno bowiem przypuścić, aby wzór LK, teoretycznie niedopuszczalny, dawał wyniki zgodne z rzeczywistością. To też ukazał się artykuł krytyki (Nr. 23). Rozszerzono w nim teren sporu. Wsunięto mianowicie czynnik, poprzednio niewyzyskany: wpływ mimośrodkowości obciążenia. Wtórniąc Karmanowi i innym wcześniejszym badaczom, krytyka głosi, że w obszarze wyboczenia niesprężystego „na pierwszy plan wysuwa się przypadkowy, niezamierzony mimośród obciążenia, ... który ogromnie(?) obniża” siłę krytyczną, wybaczącą. Na potwierdzenie tego, zresztą oddawna już znanego sądu, krytyka stosuje następującą „metodę produkcji naukowej” (słowa zapożyczone u krytyki), podaje mianowicie wykres i mówi, że:

„przypadkowe nieuniknione błędy centrowania linii
„działania obciążenia były niewątpliwie większe u Bau-
„schingera, Tetmajera, Considéra i innych. Nic tedy
„dziwnego, że punkty wykresu, odpowia-
„dające tym doświadczeniom, leżą
„znacznie poniżej punktów doświadczeń
„Karmana... Tych punktów nie uwidoczniło
„rysunku, ażeby go nie zagmatwać. Można je znaleźć
„w tablicy V. dzieła L. Tetmajera „Gestetze der Kni-
„ckungsfestigkeit” (wyd. III z r. 1903).

W tym wykresie (str. 354) i w tem zdaniu „tkwi fatalne nieporozumienie” (słowa zapożyczone u krytyki). Istotnie w górnej części wykresu uwidoczniło punkty, odpowiadające doświadczeniom Karmana, oraz trzy krzywe (K), (K') i (LK) dwóch wzorów Karmana i mego wzoru. Znacznie niżej, w miejscu przynależnym punktom doświadczeń owej tablicy V-ej, wyrysowano: 1^o prostą (T) Tetmajera, zastępującą owe punkt, 2^o prostą (I) Jasińskiego według tablicy II „Badań nad sztywnością prętów ściskanych”, wreszcie: 3^o krzywą (S) Strand'a.

Byłoby to wszystko bardzo dobrze, tylko że, niestety! — punkty i krzywe Karmana (K) i (K') dotyczą stali zlewnej o wytrzymałości 6800 kg/cm², podczas gdy proste (T) i (I) Tetmajera i Jasińskiego — stosują się do stali zlewnej (zwanej również żelazem zlewne) o wytrzymałości nie przekraczającej 4700 kg/cm². Łatwo się o tem przekonać u źródeł, wyżej wskazanych. Istotnie więc proste Tetmajera i Jasińskiego leżą „znacznie poniżej”, ale tylko dlatego, że tworzywo jest słabe, i na tem koniec. Żaden mimośród tutaj „na pierwszy plan się nie wysuwa”.

To „całkowite pomieszenie” (słowa zapożyczone u krytyki) dwóch wytrzymałościowo odmiennych tworzyw wprowadza w błąd Czytelników. W jakim celu? (równ. słowa zapożyczone u kryt.). Nie umiem na to odpowiedzieć. Zaznaczę jeno, że, idąc tą samą drogą, możnaby z równym skutkiem wyrysować prostą Schaller'a dla stali o zawartości Ni < 5% (patrz wyd. 25 „Hütte”, str. 572). Ta prosta leżałaby już „powyżej” krzywych (K) i (K'). Co by się wówczas stało z rozumowaniem wyżej dosłownie przytoczonym?

Co miała na celu ta swoista metoda, niezgodna z zapatrywaniami „wszystkich poważnych autorów, jakich znam” (słowa, zapożyczone u krytyki)? Chciała odsądzić wzór Karmana a zarazem i wzór LK od wszelkiej wartości praktycznej. Tak jest! Krytyka orzeka, iż, gdyby nawet udało się utrzymać wzór zgodny „z krzywą Karmana (K)”, a więc i z wynikami klasycznych doświadczeń tego badacza, to taki wzór „nie nadawałby się zupełnie do zastosowań praktycznych”.

Niestety taki wzór istnieje i najzupełniej nadaje się do zastosowań praktycznych. Mówię tu o wzorze Tetmajera dla stali o wytrzymałości 6000 kg/cm² (patrz str. 410 trzeciego wydania „Die Anwendung der Elastizität und Festigkeitslehre”, lub też str. 572 „Hütte” 25 wydanie). Ten wzór, oddawna stoso-

wany w praktyce, bardzo dobrze zgadza się z doświadczeniami Karman'a, jak o tem świadczy następujące zestawienie:

w	28,8	38,2	47,3	48,2	53,6	58,6	73,1	82,0	88,0
N_K	3445	3250	3060	3020	3165	3130	2950	2740	2720
N_T	3171	3113	3057	3051	3018	2987	2897	2842	2804
Δ	-8,0	-4,2	-0,1	+1,0	-4,6	-4,6	-1,8	+3,7	+3,1

gdzie dla poszczególnych wartości wysmukłości $w = \frac{l}{i}$ podano naprężenia krytyczne N_K doświadczeń Karmana, oraz odpowiednie wartości N_T , wyliczone ze wzoru Tetmajera: $N_T = 3350 - 6,2 w$. Odsetkowe odchylenia obliczono ze wzoru $\Delta = 100 (N_T - N_K) : N_K$. Ten tylko wzór, a nie inny, należałoby wyrzucić na wykresie, a wtedy jego prosta leżałaby pomiędzy punktami doświadczeń Karmana.

W ten sposób niepraktyczności danych Karman'a nie udało się dowieść. Jakiż więc według krytyki winien być praktyczny wzór dla obszaru wyoboczenia niesprężystego? Albo, po pierwsze, oparty na wynikach doświadczeń „wykonywanych w warunkach zwykłej technicznej dokładności centrowania siły”, albo też—po drugie „winien być zastąpiony wzorem dla zgięcia podłużnego, zawierającym wyraźnie mimośród. Tertium non datur”.

Praktyka dawno już przechyliła się na stronę wzorów pierwszego rodzaju, to też krytyka poleca wzory Tetmajera, a bardziej jeszcze Jasińskiego.

2. A jednak „tertium datur”! Krytyka, według której mój wzór „nie ma żadnej podstawy naukowej, ani wartości praktycznej”, najwidoczniej pokrywa zupełnym milczeniem jego nader ciekawą zaletę, czyli wartość praktyczną. Pragnę ją wypunktować w sposób aż nadto dosadny.

Przypuśćmy na chwilę, że doświadczenia Karmana jeszcze nie były ogłoszone. Przypuśćmy, że nie istnieją również wzory praktyczne, oparte na próbach bezpośrednich, a dotyczące obszaru wyoboczenia niesprężystego, a mimo to jednak mamy obliczyć słup stalowy, pracujący w tym obszarze. Przypuśćmy nadto, że zwykła próba na ściskanie lub rozciąganie dała dla tej stali granicę sprężystości $S = 2\ 600\text{ kg/cm}^2$ i $E = 2\ 170\ 000\text{ kg/cm}^2$ (stal użyta do prób Karmana o wytrzymałości 6800 kg/cm^2). Przy takim ubóstwie danych, niema co myśleć o ustawianiu wzorów typu Tetmajerowskiego lub innych. Nawet wzór Rankina nie może być wypisany, ze względu na brak współczynnika w mianowniku. Przypuśćmy wreszcie, że nam nie dostarczono wykresu z próby, nie otrzymamy przeto nawet i wzoru Karmana, mimo chęci podjęcia żmudnych kalkułów wykreślnych. Stowem, zadanie jest niewykonalne, wobec poczynionych przypuszczeń.

Spróbujmy jednak zastosować mój wzór. W braku ścisłych danych, czynimy w tym wzorze $N_{LK} = S_g + 0,385 \frac{E_g}{w^2}$ wprost $S_g = 2600$, $E_g = 2\ 170\ 000$ i mamy od razu gotowy

wzór, różniący się nie więcej od 9% przy porównaniu z próbami bezpośrednimi na wyoboczenie! Ten nieoczekiwany wynik istotnie może się komu wydać niesamowitym!

Tak jest, tertium datur! Wzór mój może być wypisany dla każdego tworzywa (typu stali zlewnej), o ile znane są S i E . Obywa się bez żmudnych i kosztownych prób na wyoboczenie. Krytyka tej zalety wzoru LK uznać nie chciała i nie chce! Weźmy jeszcze jeden przykład: Krytyka, jak wyżej zaznaczono, poleca wzór (I) Jasińskiego. Przypuśćmy na chwilę, że tego wzoru dla stali zlewnej o wytrzymałości, nie przekraczającej 4700 kg/cm^2 nie znamy, aczkolwiek wiemy, że dla tego tworzywa średnie wartości są: $S = 2\ 150\text{ kg/cm}^2$ oraz $E = 2\ 156\ 000\text{ kg/cm}^2$. Te cyfry podano na tablicy III wyżej wspomnianego dzieła Jasińskiego. Po podstawieniu w mój

wzór, otrzymamy $N_{LK} = 2150 + \frac{830\ 000}{w^2}$, —wzór gotowy. Zestawienie wartości N_{LK} z odpowiednimi wartościami wzoru $N_J = 3387 - 14,83 w$ Jasińskiego podane jest niżej w tablicy, gdzie przez Δ oznaczono odchylenie N_J od naprężeń N_{LK} :

w	30	40	50	60	70	80	90
N_{LK}	3072	2669	2482	2380	2319	2280	2252
N_J	2942	2794	2645	2497	2349	2201	2052
Δ	-4,2	+4,7	+6,6	+4,9	+1,3	-3,4	-8,9

Czy może być lepiej?

3. Nie chciałem odpowiadać na wspomniany wyżej artykuł. A jednak w jednym z pism technicznych pojawiła się nowa krytyka tego samego autora, istotnie „bezprzykładna”, tak co do treści, jak i sposobu wystąpienia. Zaczyna się w niej nowe rozszerzenie terenu, tym razem — na obszar osobisty. Wobec tego pozostawiłem ją bez odpowiedzi.

samej krytyki (trzeciej), nieco poprawniejsze, aczkolwiek dalekie jeszcze od jego, co zazwyczaj pod mianem bezstronnej krytyki naukowej rozumieć należy. Znikły z niej najjaskrawsze ustępy, pozostał jednak ton, jakim zazwyczaj ludzie nauki nie przemawiają. Mimo to dają odpowiedź doraźną, która, niestety, znowu jest „trzy razy dłuższa od krytyki” (słowa zapożyczone jak wyżej).

4. Wylawiam kolejno zarzuty z ostatniej, trzeciej krytyki. Przedewszystkiem krytyka mniema, że w błąd wprowadził ogół, nie ujawniając teoretycznych podstaw mego wzoru. Zrobię to w czasie właściwym. Dziś zaznaczam, że wszystkie trzy krótkie wzmianki o mym wzorze, bynajmniej nie narzucały go nikomu. Byłby już dawno poszedł w niepamięć, gdyby nie „wystąpienie” krytyki. Tylko dzięki niej doszedł do wiadomości ogółu, jako „wzór LK ”, nie sądzę przeto, aby ten brak ogłoszenia teoretycznych podstaw stanowił występki przeciwko dobru publicznemu. Wzór mój daje dobre wyniki praktyczne, nie zawiódł nikogo. Jest „niezwykły”, a jako taki istotnie może wzbudzać niechęć. To rzecz powszednia.

Drugi zarzut dotyczy przecięcia się pod znacznym kątem mego wzoru z krzywą wzoru Eulera. Proszę spojrzeć na załączony w poprzednim liście do Redakcji (Prz. T. 1926 z. 15, str. 251) rysunek, gdzie czarnymi punktami oznaczono wyniki doświadczeń Karman'a. Proszę również spojrzeć na wykres krytyki (str. 354). Czyż nie wyraźnie zaznacza się przejście pod kątem dwóch grup punktowych? W tem miejscu właśnie zgodność krzywej Karman'a z wynikami doświadczeń jest najmniejsza. Proszę porównać na tablicy, podanej w mej „odpowiedzi” (Nr. 15 P. T.) różnice odsetkowe Δ_T . Dla wysmukłości $22,0 \leq w \leq 82,0$ różnice te są stałe dodatnie, natomiast przy $w = 88,0$ zachodzi nagły skok z + 5,8% na - 1,1%, co wskazuje na zmianę biegu krzywej wzoru w stosunku do danych istotnych. Graniczną wartość wysmukłości infraeulerowskiej podają wszyscy badacze doświadczeni bardzo zgodnie, co również wskazuje na istnienie punktu osobliwego przecięcia się krzywych w tem miejscu. Wreszcie dorzucę jeszcze, iż praktycznie ten zarzut nie ma żadnego zgoła znaczenia: różnica pomiędzy zaokrągleniem Karman'a a łukiem krzywej mego wzoru, mierzona stosunkiem odnośnych naprężeń, wyraża się odchyleniami zaledwie kilkoprocetowymi.

Trzeci zarzut. Wzór mój, jak stwierdza krytyka, w pewnym przedziale zastępuje „wcale dobrze” krzywą Karman'a. Sądziłoby można, że to jest „wcale dobrze”, tymczasem krytyka odrazu woła: „ale cóż z tego?” Ten wykrzyknik służy krytyce — „za odskocznię do powtórnego salto-mortale” (słowa, zapożyczone u krytyki), to jest do powtórzenia jeszcze raz, że wzór „nie nadaje się do zastosowań praktycznych”.

Dlaczego? spyta zdziwiony czytelnik. A oto dlatego, że doświadczenia Karman'a (zresztą zupełnie zgodne ze wzorem LK) były robione z mimośrodami obciążenia praktycznie równemu zeru, a pręty pracujące w zwykłych warunkach na ściskanie, są zawsze obciążone mniej lub więcej wyraźnie mimośrodkowo. „No, a współczynnik bezpieczeństwa, pewnością?” zapyta czytelnik, „czyż on nie ma na celu niwelowania wpływu tych „przypadkowych, niezamierzonych” mimośrodkowości obciążenia? O tem w krytyce panuje głębokie milczenie.

5. Z kolei ja stawiam zarzut krytyce. Po wykrzykniku „ale cóż z tego!” czytamy bezpośrednio:

„Wszakże nie łatwiejszego, jak wyrównać kilkanaście punktów doświadczalnych łukiem regularnej krzywej „o dowolnym zresztą charakterze analitycznym. W ten sposób buduje się istotnie wzory empiryczne”.

Czyliż w ten sposób mój wzór jest zbudowany? Przecież chyba już dla każdego jest jasne, że wzór LK nie otrzymuje się drogą określania współczynników z prób bezpośrednich? O nie! Krzywa mego wzoru nie jest otrzymana z wyrównania punktów doświadczalnych Karman'a. Wzór mój można wypisać zupełnie niezależnie, na mocy jedynych danych S i E .

A zresztą krytyka sama sobie przeczy w tym punkcie—mówi bowiem nieco wyżej o „wyjęciu” z pracy Karman'a „danych doświadczalnych, które się dały użyć do formalnego poparcia wzoru LK ”.

Jako? więc wzór mój raz gra rolę wyrównywacza punktów Karman'a, a zarazem te same punkty służą mu za formalne poparcie?

Dalibóg, nie „wyciowałem dat” z pracy Karman'a: zięciem wszystkie, dla porównania mego wzoru z danemi rzeczywistymi. Łatwo to sprawdzić u źródła, lub u Mueller-Breslau „Neuere Methoden der Festigkeitslehre” wydanie czwarte, str. 373, gdzie zamieszczono tablicę wyników doświadczeń Karman'a.

Bynajmniej nie jestem zrażony słowami krytyki. Przeciwnie, w jej tonie widzę potwierdzenie słuszności mego wzoru!

Zupełnie niezależnie od obecnej toczącej się polemiki poruszę sprawę mego wzoru, o którym tutaj mowa. Omówię również moją „miarę zmęczenia”, niesłusznie zaatakowaną przez tę samą krytykę. Wreszcie w sprawie mego kryterium „równowagi sprężystej” zaznaczam, że będę miał dość dużo do powiedzenia.

WIADOMOŚCI POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

№ 49—50

Warszawa, dnia 15 Grudnia 1926 r.

Rok 2

TREŚĆ: Sprawozdania z posiedzeń komisji P. K. N.
Projekty norm kreślenia technicznego (c. d.).

SOMMAIRE: Comptes rendus des séances des Commissions,
Projets des normes polonaises de dessin industriel (suite).

Sprawozdania z posiedzeń.

Protokół 19 posiedzenia Komitetu Wykonawczego Sekcji przemysłowej Polskiego Tow. Chemicznego z dn. 7 października 1926.

Zgodnie z porozumieniem z Polskim Komitetem Normalizacyjnym, Sekcja Przemysłowa Polskiego Towarzystwa Chemicznego spełnia jednocześnie funkcje Komisji Technologji Chemicznej do spraw normalizacji. Niektóre więc posiedzenia Sekcji Przemysłowej, bądź też jej Komitetu Wykonawczego, są poświęcone specjalnie sprawom normalizacji. Takim właśnie posiedzeniem było odbyte w dn. 7/X. 1926.

Przewodniczący: dyr. W. Płużański.

Obecni: inż. J. Kączkowski, inż. W. Kączkowski, inż. J. Kowalczewski, inż. W. Sommer, inż. W. Świderek, poseł E. Trepka, inż. T. Zamoyski, prof. J. Zawadzki.

1. Poseł E. Trepka przedstawił zebraniu, jako Komisji Technologji Chemicznej, do zatwierdzenia normy opracowane przez Podkomisję środków skażających dla spirytusu. Propozycje Podkomisji wydrukowane były w „Przeł. Techn.”, Nr. 48 z r. 1925. Poprawki do tekstu Podkomisji ogłoszone były również w „Przeł. Techn.”, w Nr. 3 z r. 1926 i Nr. 13 z r. 1926.

a) Pierwsza z tych poprawek zmierza do skreślenia w p. 4 projektu Podkomisji słów: „dla piorunianu rtęci oraz środków wybuchowych, z wyjątkiem tych, które ze względu na potrzeby wojskowe wymagają spirytusu nieskażonego”.

Poprawka ta została zgłoszona przez samą Podkomisję środków skażających, na wniosek fabryk, wytwarzających środki wybuchowe. Wniosek ten został poparty przez rzeczoznawców z ramienia Min. Spraw Wojsk.

Zebranie jednomyślnie przyszło do przeświadczenia, że sprawa denaturacji spirytusu, przeznaczonego do wytwarzania środków wybuchowych, nie jest jeszcze dostatecznie dojrzała, nie nadaje się więc do normalizacji. Dlatego też zebranie wypowiedziało się za uwzględnieniem tej poprawki.

b) Druga z tych poprawek zmierza do skreślenia całego p. 8 projektu Podkomisji, w którym to punkcie sprecyzowane były przepisy skażania spirytusu przeznaczonego dla przemysłu perfumeryjnego. Poprawka ta została zgłoszona przez samą Podkomisję środków skażających, na wniosek fabryk perfumeryjnych.

Zebranie jednomyślnie doszło do przeświadczenia, że sprawa denaturacji spirytusu, używanego w fabrykach perfumeryjnych, jest bardzo skomplikowana i wymaga szczegółowego opracowania, ponieważ jest wykluczone, aby jedna recepta skażania odpowiadała różnorodnym wymaganiom praktyki. Dlatego też zebranie wypowiedziało się za uwzględnieniem tej poprawki. Jednocześnie zebranie przyjęło do wiadomości, że Ministerstwo Skarbu przydziela spirytus nieskażony niektórym fabrykom perfumeryjnym, dającym pełną gwarancję solidności i odpowiedzialności. Dla niektórych fabryk perfumeryjnych, spirytus zostaje skażony nie wg. recepty p. 8 projektu Podkomisji, lecz zapomocą „Tinctura Bensoe”.

Zebranie wyraziło pogląd, że aczkolwiek niepodobna dziś jeszcze wskazać normy skażania spirytusu, przeznaczonego dla fabryk perfumeryjnych, to jednak z drugiej strony należy Min. Skarbu pozostawić wolną rękę w dziedzinie zmuszania niektórych przedsiębiorstw perfumeryjnych do używania spirytusu skażonego bądź tynkturą benzoesową, bądź receptą uwidocznioną w p. 8 projektu Podkomisji.

W wyniku więc obrad, zebranie wypowiedziało się za zatwierdzeniem projektu Podkomisji, z uwzględnieniem jej własnych dwu poprawek. Decyzja ta nie oznacza bynajmniej rezygnacji z opracowania w przyszłości norm skażania spirytusu, używanego do wytwarzania środków wybuchowych oraz perfumeryjnych. Ma ona znaczyć jedynie, że obecny stan wiedzy naszej nie pozwala jeszcze na normalizację w tych dwu dziedzinach.

2. Zebranie rozpatrzyło pismo Dyrekcji Państwowego Mo-

nopolu Spirytusowego, przesłane przez Min. Skarbu do Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. W piśmie tem Dyrekcja Państw. Mon. Spiryt., z obawy przed spożyciem wewnętrznym spirytusu skażonego, proponuje podnieść ilość środków skażających w ogólnej recepcji, a jednocześnie wprowadzić niektóre środki silnie trujące, jak np. olej krotonowy.

Zebranie, zgodnie z wnioskiem Podkomisji normalizacji środków skażających oraz po wysłuchaniu szczegółowego referatu p. inż. W. Kączkowskiego w tej sprawie, wypowiedziało się przeciwko propozycji Dyrekcji Państw. Mon. Spiryt. Wprowadzenie środków trujących lub silnie cuchnących uznano za niemożliwe, a zwiększanie ilości składników w ogólnej recepcji skażającej uznano za niewłaściwe z tego względu, że nasze województwa zachodnie, spożywające przeszło 50% ogólnej ilości skażonego spirytusu, już obecnie skarżą się na przykre właściwości denaturatu.

Zebranie uznało jedynie za możliwe silniejsze skażanie spirytusu, sprzedawanego w pewnych dzielnicach, jak np. Kresy Wschodnie. W tym jednak wypadku, zamiast wprowadzać recepty nie oparte na doświadczeniu, lub używać środków trujących, należałoby użyć dawnej recepty rosyjskiej ogólnego skażania, opartej na środkach używanych i w Polsce, lecz w większym stężeniu.

Zebranie wypowiedziało się przeciwko ograniczeniu sprzedaży spirytusu skażonego, natomiast zaleciło metodę stosowania środków policyjnych w tych wypadkach, gdy nadmierne zużycie miejscowe spirytusu skażonego może wzbudzać wątpliwości.

P. inż. W. Sommer rzucił myśl, aby Podkomisja środków skażających zajęła się zbadaniem możliwości zastosowania przy skażaniu większych ilości intensywnych barwników, których działanie fizjologiczne mogłoby wpłynąć odstraszająco na amatorów denaturowanego spirytusu.

3. Zebranie rozpatrzyło wnioski Związku Fabryk Perfumeryjnych, dotyczący wzmocnienia skażania spirytusu przeznaczonego do wyrobu mydeł. Motywem wniosku jest znaczna różnica cen spirytusu skażonego przeznaczonego do wyrobu mydła, a spirytusu do wyrobu perfum.

Zebranie uznało, że bez dokładnego zbadania sprawy, a zwłaszcza bez wysłuchania opinii wytwórców mydła, nie można tej sprawy decydować. Dlatego też postanowiono tę sprawę przekazać Podkomisji środków skażających, nie wprowadzając żadnych zmian do ogłoszonego tekstu norm skażania spirytusu.

4. Poseł E. Trepka przedstawił zebraniu nowy tekst analizy cementu portlandzkiego. Tekst ten, opracowany przez Podkomisję cementową, różni się niezbyt znacznie od tekstu analizy chemicznej cementu portlandzkiego, ogłoszonej w „Przeł. Techn.” Nr. 5 z r. 1926. Nowy tekst uwzględnił uwagi, poczynione na posiedzeniu Komisji Ogólnej Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, lepiej ujmuje kwestję oznaczania magnezji, ściślej precyzuje niektóre szczegóły postępowania analitycznego oraz w sposób postępowy załatwia kwestję otrzymywania chlorku cynowego.

Zebranie jednomyślnie zatwierdza nowy tekst norm analizy chemicznej cementu portlandzkiego, pozostawiając do uznania Polskiemu Komitetowi Normalizacyjnemu bądź bezpośrednio zatwierdzenie tego tekstu jako normy obowiązującej, bądź też—ogłoszenie tekstu ponownie w „Przeł. Technicznym”, dla wywołania ewent. uwag.

5. Zebranie wysłuchało sprawozdania pp. W. Kączkowskiego i W. Płużańskiego o postępach prac Podkomisji normalizacji trwałości wyfarbowań.

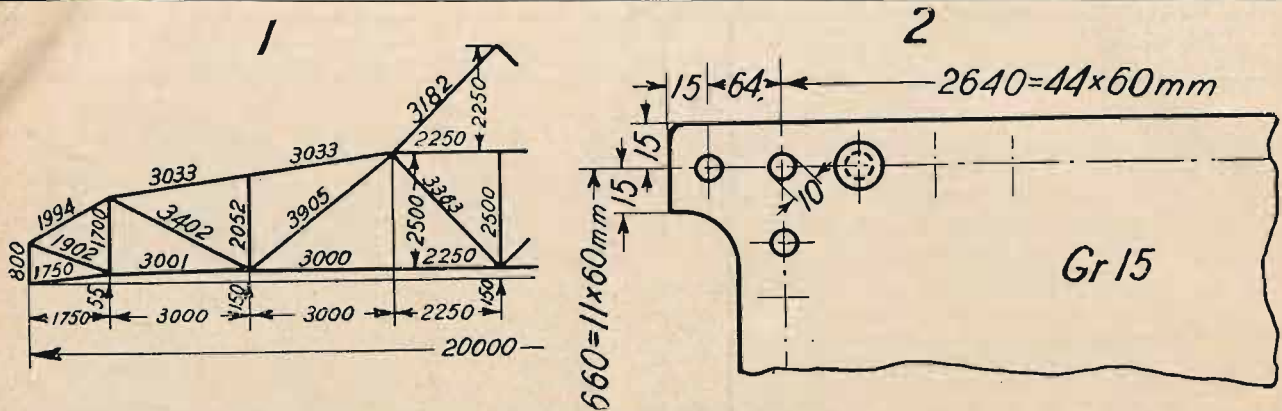
6. Zebranie wysłuchało sprawozdania p. W. Sommera o postępach prac Podkomisji normalizacji artykułów gumowych. Ze względu na złożoność zagadnienia, zebranie wypowiedziało się za normalizacją przynajmniej niektórych dziedzin przemysłu gumowego.

7. Poruszono sprawę prac wstępnych dla zorganizowania Podkomisji normalizacji nawozów sztucznych oraz niektórych związków nieorganicznych.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 1 marca 1927 r.
Polskie Normy.

Kreślenie techniczne
Wymiarowanie.

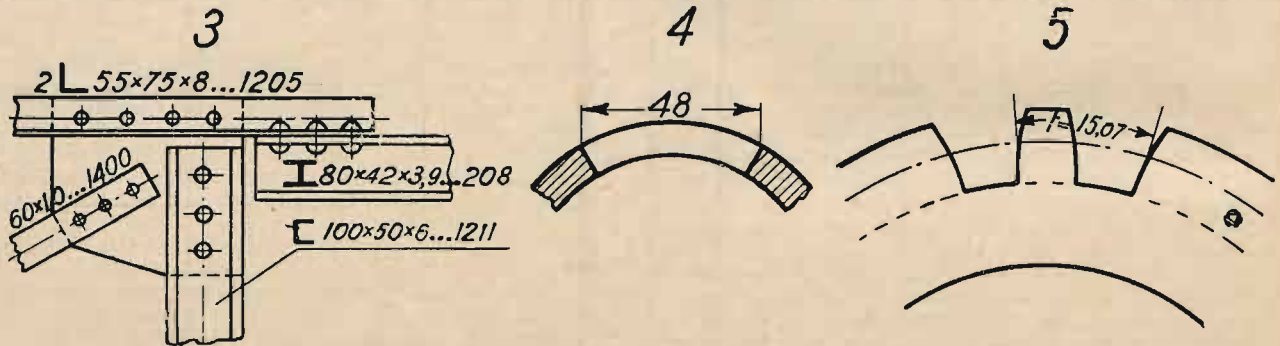
PN
o—511
Projekt



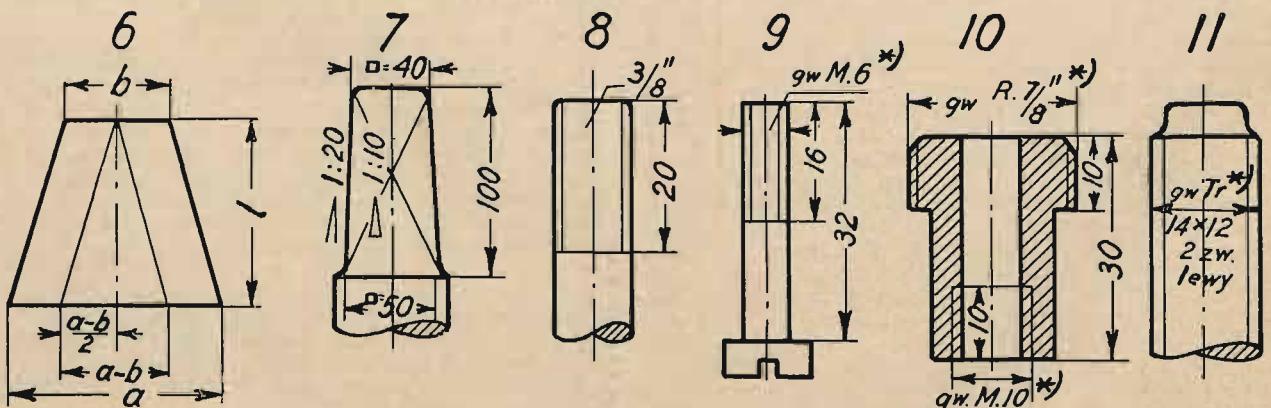
Przy wykreślaniu schematów żelaznych konstrukcyj budowlanych, liczby wymiarowe mogą być stawiane obok odpowiednich linii konstrukcyjnych, bez kreślenia linii wymiarowych (rys. 1).

Przy wymiarowaniu powtarzających się odstępów, np. otworów nitowych, pisze się wymiar całkowity, równy ilości odcinków mnożonej przez długość podziałki (rys. 2). Grubość blachy oznacza się przez *Gr* i odpowiednią liczbę (rys. 2).

Oznaczenia kształtowników podaje się albo na samym rysunku kształtownika, albo obok niego (rys. 3). Długość całkowita kształtownika podana jest obok oznaczenia, oddzielona od tegoż paroma punktami.



Długość cięciwy oznacza się jak na rys. 4. Długość łuku stawia się jak na rys. 5, pomiędzy liniami pomocniczymi, przechodzącymi przez środek krzywizny łuku.



Pod zbieżnością należy rozumieć stosunek $(a-b) : l$; pod pochyleniem zależność $\frac{(a-b)}{2} : l$ (rys. 6).

Oznaczenia pochylenia (symbol \triangleright wpisany wzdłuż krawędzi pochyłej) i zbieżności (symbol \triangleright wzdłuż osi) stosuje się jak na rys. 7. Gwinty oznacza się według PN... Gwint prawy normalny oznaczamy jak na rys. 8. Przy gwintach metrycznych, rurowych, trapezowych i t. p., stosuje się oznaczenia skrócone, np. jak na rys. 9, 10, 11. Rys. 11 przedstawia gwint trapezowy 2-zwojny, lewy, o średnicy 14 mm i skoku 12 mm.

*) Uwaga. Symboliczne oznaczenia gwintów patrz normy gwintów.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektryczna 2. Copyright by P. K. N.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 1 marca 1927 r.

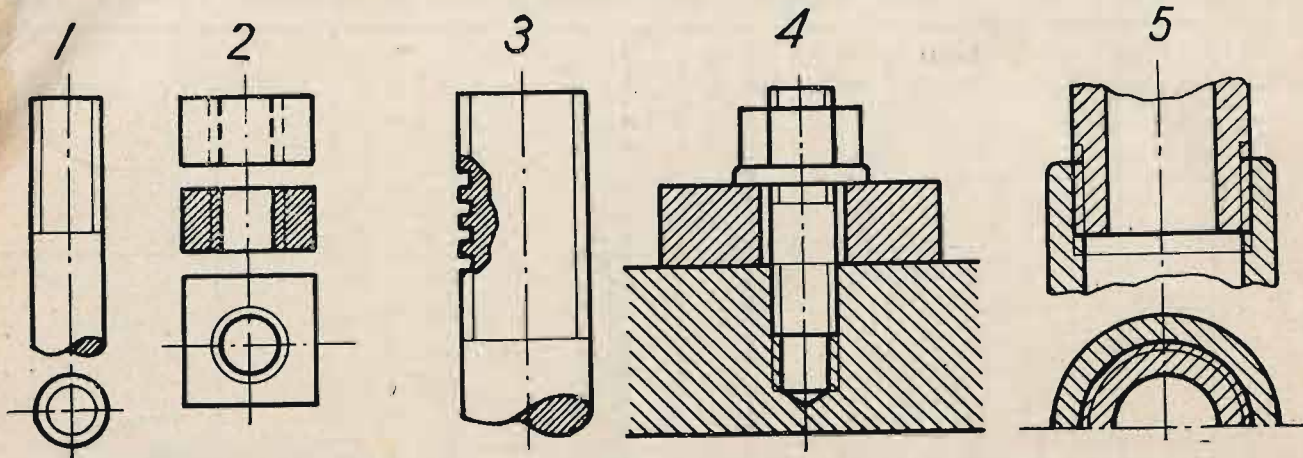
Kreślenie techniczne

Oznaczenia (symbole) śrub.

PN

o—516

Projekt

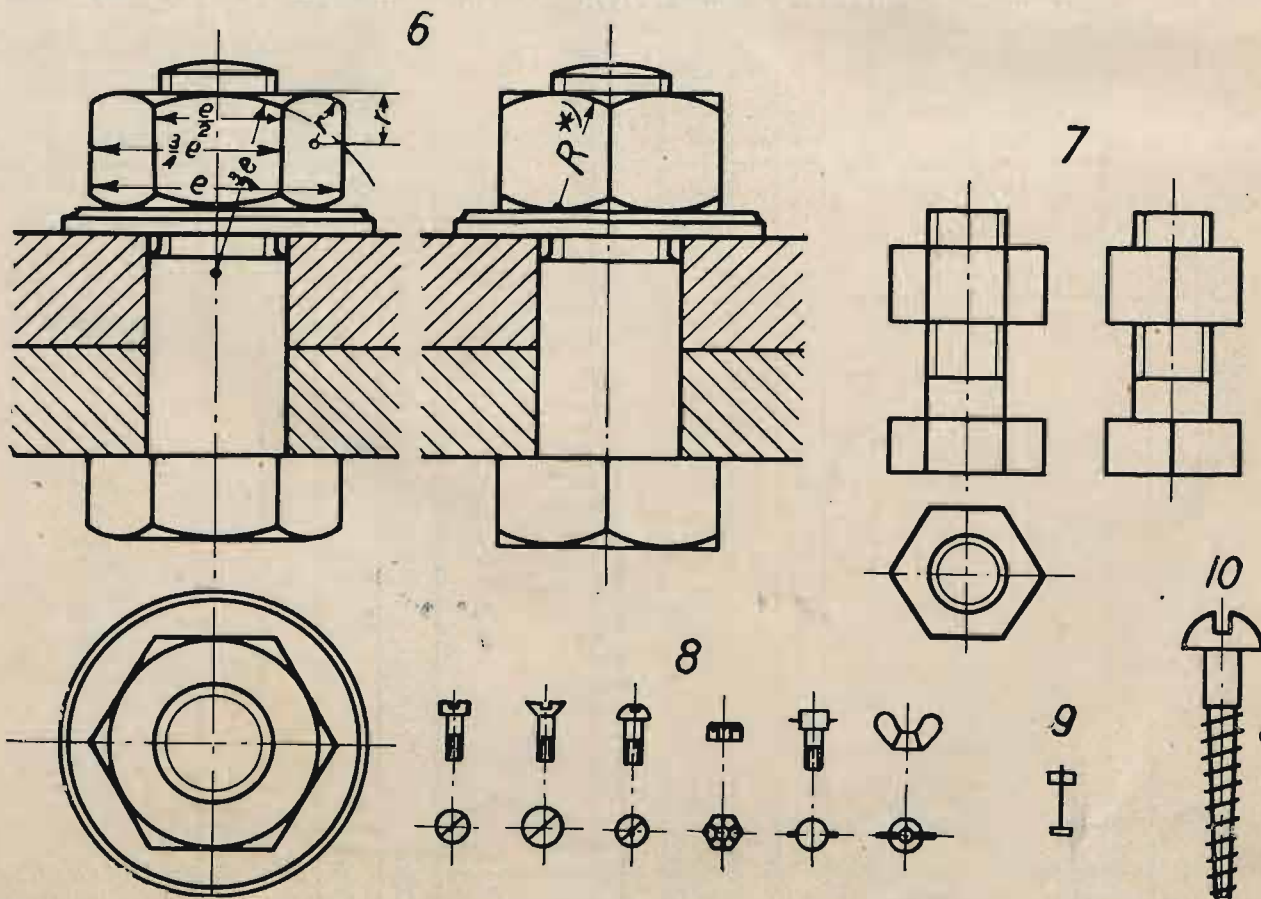


Nagwintowane trzony śrub (wałki i t. d.) rysuje się kreśląc grubymi linjami zarys zewnętrzny trzonu (rys. 1).

Przy kreśleniu otworów nagwintowanych (nakrętki i t. d.), oznacza się grubymi linjami wewnętrzny zarys otworu (rys. 2). Cienkimi linjami oznaczamy linię głębokości gwintu. Trzon śruby umieszczony w otworze nagwintowanym (nakrętce) kreśli się tak, jak gdyby istniał tylko gwint trzonu (gruba linja zewnętrzna), a nagwintowanie otworu (gruba linja wewnętrzna) uwidoczni się w miejscach nie zakrytych przez śruby (rys. 4). To samo przy rurach gwintowanych (rys. 5).

Ślad wiertła w otworach wierconych kreśli się w przybliżeniu pod kątem 30° (rys. 4).

Dla wszelkich rodzajów gwintów stosuje się oznaczenia jak na rys. 1 i 2. Gdy zależy na wskazaniu rodzaju gwintu, można to zrobić jak na rys. 3, lub rysując obok w powiększeniu zarys gwintu.



*) R może być $= \frac{e}{2}$.

Sześciokątne łby i nakrętki śrub kreśli się według rys. 6. Wymiar e , jak również wysokość nakrętki i łba, bierze się z tablic normalizacyjnych (P.N...).

Poleca się używanie uproszczonych oznaczeń śrub według rys. 7 i 9, zwłaszcza na rysunkach wykonanych w mniejszej skali. Oznaczenia śrub i nakrętek w małej skali podane są na rys. 8. Oznaczenia śrub do drzewa—na rys. 10.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.