

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

- Z teorii płaskich ustrojów ramowych. Dźwigar Vierendeela, nap. Inż. M. Berdo.
- Obliczanie zaworów bezpieczeństwa, nap. Dr. Inż. A. Langrod.
- O spólczynniku bezpieczeństwa samolotu, nap. Inż. Zych.
- I Konferencja warsztatowa Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich.
- Przegląd pism technicznych.
- Ze Stowarzyszeń Technicznych.
- Kongresy i Zjazdy.
- Kronika.
- Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

SOMMAIRE:

- Sur la théorie des cadres plans. Poutre Vierendeel (à suivre), par M. M. Berdo, Ingénieur.
- Calcul des soupapes de sûreté (à suivre), par M. A. Langrod, Dr., Ingénieur.
- Sur le coefficient de sûreté de l'aéroplan par M. Zych, Ingénieur.
- I-ère Conference de la Société des Ingénieurs Mécaniciens Polonais au sujet de la technique d'usinage et de l'organisation industrielle.
- Revue documentaire.
- Sociétés industrielles.
- Congrès scientifiques et industrielles.
- Informations diverses.
- Bulletin de la Commission Polonaise de Standardisation.

Z teorii płaskich ustrojów ramowych.

Napisał Inż. M. Berdo.

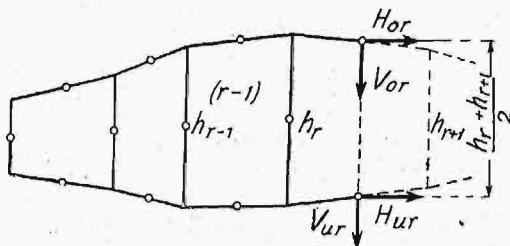
III. Dźwigar Vierendeel'a.

Sposób przybliżonego obliczenia.

Dla wypadku pasów równoległych dał prof. A. Vierendeel bardzo wygodny i naogół dobry w rezultatach sposób przybliżonego obliczenia przez wprowadzenie przegubów w środku każdego pręta, przy założeniu bezwzględnej sztywności prętów i ich połączeń w węzłach. To samo może być zastosowane w ogólnym wypadku. Postępując się oznaczeniami z rozdz. II¹⁾, dla lewej części dźwigara, rozciętego przez przeguby or i ur , będziemy mieli (rys. 1):

$$-H_{ur} \frac{h_r + h_{r+1}}{2} + \mathfrak{M}_{or} = 0,$$

gdzie \mathfrak{M}_{or} oznacza sumę momentów wszystkich sił



Rys. 1.

zewnętrznych (z reakcjami podpór), działających na odciętą lewą część dźwigara, względem środka osi pasa górnego w prześle r .

A więc

$$H_{ur} = \frac{2 \mathfrak{M}_{or}}{h_r + h_{r+1}} \dots \dots \dots (1)$$

¹⁾ Patrz Przegl. Techn. t. 64 (1926) str. 285 i nast.



Rys. 2.

Wyciąwszy zaś część dolnego pasa od środka prześla $r-1$ do środka prześla r , otrzymamy (rysunek 2):

$$-H_{ur-1} + H_{ur} - H_r + H_{zur} = 0.$$

Przypuszczamy, że obciążenie jest tylko w węzłach. Międzywęzłowe obciążenia prętów dzielimy odpowiednio między węzły tak, jak gdybyśmy mieli do czynienia ze zwyczajnymi belkami.²⁾ Wtedy z rys. 3:



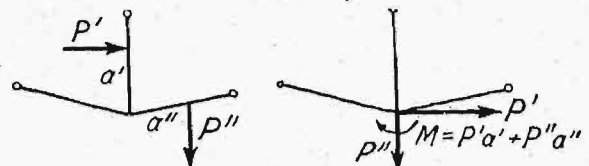
Rys. 3.

$$p_{ur} = \frac{1}{2} H_r h_r \dots \dots \dots (2)$$

Wobec tego poprzednie równanie przybiera postać:

$$-H_{ur-1} + H_{ur} - \frac{2}{h_r} p_{ur} + H_{zur} = 0 \dots \dots \dots (3)$$

²⁾ Napozór wydawałoby się konsekwentniejszym przenieść siły zewnętrzne każdego 3-ramiennego krzyża do jego węzła (rys. 2a), ale dałoby to równanie $\Sigma(\pm M_{zo}) = \Sigma(\pm M_{zu})$, jako warunek równowagi ustroju, a takie równanie nie może być zawsze spełnione.



Rys. 2a.

H_z oznacza zewnętrzne obciążenie węzłów, dalsze litery w indeksie wskazują umiejscowienie.

Z (3) i (1) wynika, że

$$\mu_{ur} = h_r \left(\frac{M_{or}}{h_r + h_{r+1}} - \frac{M_{or-1}}{h_{r-1} + h_r} + \frac{1}{2} H_{zur} \right) \quad (4)$$

Ponieważ międzywęzłowego obciążenia niema, a na środku wysokości słupów momenty zginające równe są zeru (przeguby), więc

$$\mu_{or} = \mu_{ur} = \mu_r = \frac{1}{2} H_r h_r.$$

O ile w węzłach nie mamy zewnętrznych momentów, to

$$M''_{o1} = M''_{u1} = M''_1 = -\mu_1.$$

Z takich samych powodów wogóle

$$M'_{or} = M'_{or} \text{ i } M''_{ur} = M'_{ur}, \text{ a więc}$$

$$M_{o1} = M_{u1} = -\mu_1,$$

a ponieważ $M'_{o1} + \mu_2 + M''_{o2} = 0$ i

$$M'_{u1} + \mu_2 + M''_{u2} = 0, \text{ więc i}$$

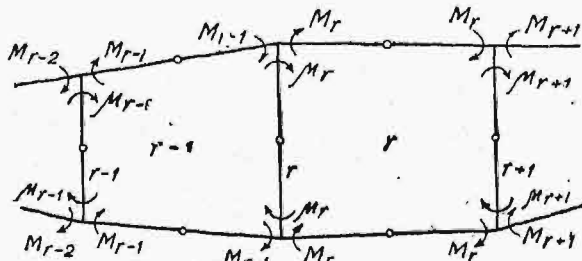
$$M''_{u2} = M''_{o2} = M''_2 = M'_2 = M_2 = -\mu_2 - M_1 = -\mu_2 + \mu_1.$$

Tak samo dalej, wogóle (ob. rys. 4)

$$M''_{or} = M'_{or} = M''_{ur} = M'_{ur} = M_r \text{ i}$$

$$M_r = \sum_1^r (\mp \mu_i), \dots \dots \dots (5)$$

gdzie górny znak bierze się do $i=r, r-2, r-4$ i t.d., a dolny do $i=r-1, r-3, r-5$ i t.d.



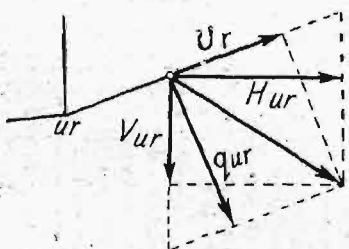
Rys. 4.

A ponieważ ostatnie M_n i ostatnie μ_{n+1} związane są znów równaniem

$$M_n = -\mu_{n+1}, \text{ więc}$$

$$\mu_{n+1} = \sum_1^n (\pm \mu_i), \text{ czyli}$$

$$\sum_1^{n+1} (\pm \mu_i) = 0 \dots \dots \dots (6)$$



Rys. 5.

Równanie (6) służyć może zawsze do sprawdzenia wyników obliczenia przybliżonego.

O ile chodzi o siły podłużne i poprzeczne w pasach, to z rys. 5 mamy:

$$\left. \begin{aligned} q_{ur} &= -\frac{M''_{ur}}{L_{ur}} : 2 - \frac{2}{l_r} M_r \cos \alpha_{ur} \\ \text{ i } U_r &= \frac{H_{ur}}{\cos \alpha_{ur}} - q_{ur} \operatorname{tg} \alpha_{ur}, \end{aligned} \right\} \dots \dots (7)$$

albo też

$$\left. \begin{aligned} q_{ur} &= H_{ur} \sin \alpha_{ur} + V_{ur} \cos \alpha_{ur} \\ \text{ i } U_r &= H_{ur} \cos \alpha_{ur} - V_{ur} \sin \alpha_{ur}, \end{aligned} \right\} \dots \dots (8)$$

gdzie $V_{ur} = -H_{ur} \operatorname{tg} \alpha_{ur} - \frac{2}{l_r} M_r$

a $\alpha_{ur} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{q_{ur}}{l_r} \right).$

Tu q_{ur} — różnica poziomów węzłów ur i $ur+1$ — winna być uważana za dodatnią, jeżeli węzeł $ur+1$ położony jest wyżej, niż węzeł ur , i odwrotnie w przeciwnym wypadku. L_{ur} jest długość pręta ur , a l_r jej rzut poziomy, t. j. odległość między słupami r i $r+1$.

Takie same jak (7) i (8) wzory będą i dla górnego pasa, t. j. dla O_r i q_{or} : wszystkie u w indeksach będą zastąpione przez o . H_{or} , które tu się w ten sposób zjawi, znajdzie się z

$$H_{or} = -H_{ur} - \sum_1^r H_z, \text{ gdzie przez } \sum_1^r H_z$$

oznaczona jest suma sił poziomych (z odporami) zewnętrznych, działających na dźwigar w węzłach górnych i dolnych od 1 do r .

Tak samo $V_{or} = -V_{ur} - \sum_1^r V_z$, albo też

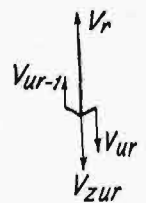
$$V_{or} = -H_{or} \operatorname{tg} \alpha_{or} - 2 \frac{M_r}{l_r}. \text{ (} \alpha_{or} \text{ jest dodatnie, kiedy węzeł } or+1 \text{ jest wyżej, niż węzeł } or \text{.)}$$

Poprzeczną siłę w słupach, H_r , mamy już we wzorze (2).

Podłużna siła w słupach (rys. 6),

$$V_r = V_{ur} - V_{ur-1} + V_{zur}.$$

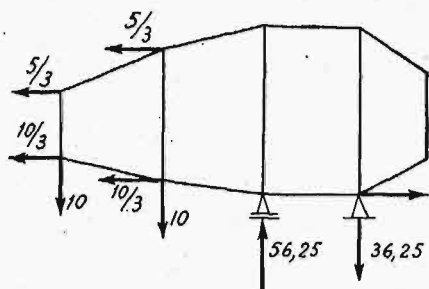
Po wyznaczeniu wszystkich μ, M, U, O, q, H_r i V_r , możemy, odrzucając już przeguby i uważając poszczególne pręty za złączające belki (lub za belki o końcach doskonale utwierdzonych), obliczyć odpowiednie momenty zginające między węzłami (względnie w węzłach) i wprowadzić do wykresu momentów takie przybliżone poprawki. Biorąc pręty za belki doskonale utwierdzone, będziemy, dla zachowania $(\sum M)_w = 0$, rozdawali takie poprawki w węzłach 3-prętowych na 2 pozostałe pręty w równych częściach, ignorując oczywiście dalsze rozprzestrzenianie się (na dalsze węzły) dodatkowego momentu, wobec teoretycznie małego stopnia przybliżenia tych poprawek. (Również nie będziemy obliczać odpowiednich poprawek do U, O, q, H_r, V_r). Ignorujemy wtedy i tę konsekwencję, że siły z pręta do węzłów przenosiłiśmy na zasadzie zwyczajnej (wolnołożącej) belki, a momenty obliczamy jak dla utwierdzonej. Co do momentów, bliżsi się stajemy prawdy, przyjmując utwierdzenie, niż go odrzucając.



Rys. 6.

Utrzymując zaś zasadę utwierdzenia w obu wypadkach (momenty i siły), nie osiągamy wogóle — jak wykazuje praktyka obliczeń — bardziej ścisłych wyników, co jest zrozumiałe, gdyż rzeczywistość leży między temi krańcowymi stanami: pręty ani nie są doskonale utwierdzone (bo są utwierdzone w węzłach, które mogą się obracać), ani nie są osadzone na przegubach (bo w sztywnych węzłach). Chociaż nie znaczyło też, że kosztem tej niekonsekwencji będziemy najbliżsi prawdy, to jednak nieszkodliwość tej nielogiczności i pewne ułatwienie obliczeń przemawiają za jej dopuszczalnością w przybliżonych poprawkach do takiegoż obliczenia.

Przykład 1 (porówn. z prz. 1 z rozdz. II). Rys. 6, dźwigar ściśle obliczony przy tej samej sumie obciążeń (po przeniesieniu międzywęzłowego obciążenia do węzłów) obliczamy wyżej przytoczonym sposobem przybliżonym. Wyniki tych nadzwoznych prostych obliczeń podajemy w następującej tablicy, wraz z danymi h i H_z (tabl. I).

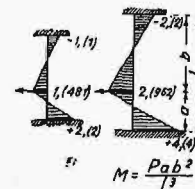


Rys. 6a.

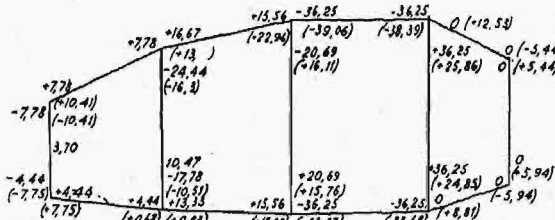
Uwzględniając zaś rzeczywiste obciążenie prętów 1 i 2 (słupy) skupionemi siłami poziomymi (rys. 9 w rozdz. II) i uważając te pręty za doskonale utwierdzone w węzłach o_1, u_1 i o_2, u_2 , otrzymamy przybli-

żone dodatkowe momenty μ'_{o_1}, μ'_{u_2} oraz μ'_{o_2} i μ'_{u_1} o wartościach wskazanych na wykresie (rys. 7).

Biorąc pod uwagę takie poprawki, otrzymujemy wyniki, oznaczone na schemacie (rys. 8), gdzie prócz tego, w nawiasach, podajemy dla porównania ścisłe wartości tychże momentów z rozdz. II (przykł. 1).

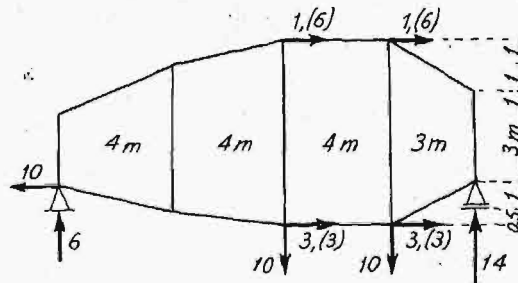


Rys. 7.



Rys. 8.

Przykład 2 (porówn. z przykł. 2 rozdz. II) — rys. 9. Wyniki obliczenia podaje tabl. II.



Rys. 9.

T A B E L A I.

r	\mathfrak{M}_{or}	$h_r + h_{r+1}$	H_{ur}	H_{zur}	μ_r	M_r
1	- 5	9	-1,(1)	- 3,(3)	$3 [-0,(5) - 1,(6)] = - 6,(6)$	$-\mu_1 = + 6,(6)$
2	-35	13,5	-5,(185)	- 3,(3)	$6 [-2,(592) + 0,(5) - 1,(6)] = - 22,(2)$	$+ 22,(2) - 6,(6) = + 15,(5)$
3	+ 2,5	15	+0,(3)	0	$7,5 [+0,1(6) + 2,(592) - 0] = + 20,69(4)$	$- 20,69(4) - 15(5) = - 36,25$
4	0	—	0	+ 10	$7,5 [0 - 0,1(6) + 5] = + 36,25$	$- 36,25 + 36,25 = 0$
5	—	—	—	0	$4 \cdot 0 = 0$	—
					$\Sigma (\pm \mu) = 0$	

T A B E L A II.

r	\mathfrak{M}_{or}	$\frac{1}{2} (h_r + h_{r+1})$	H_{ur}	μ_r	Dodatkowe μ („poprawki“) od międzywęzł. obciążenia
1	+ 52	4,5	+11,(5)	$3 \left(+ \frac{11,(5)}{2} - 5 \right) = - 2,(3)$	$\left\{ \begin{array}{l} \mu_{o_3} = + 2,(7) \\ \mu_{u_3} = - 5,(5) \\ \mu_{o_4} = + 2,(7) \\ \mu_{u_4} = - 5,(5) \end{array} \right.$
2	+ 91	6,75	+13,(481)	$6 \left(+ \frac{13,(481)}{2} - \frac{11,(5)}{2} \right) = + 5,(7)$	
3	+ 75	7,5	+10	$7,5 \cdot \frac{1}{2} \left(+ 10 - 13,(481) + 3,(3) \right) = - 0,(5)$	
4	+ 21	5,75	+3,652	$7,5 \cdot \frac{1}{2} \left(+ 3,652 - 10 + 3,(3) \right) = - 11,305$	
				$4 \cdot \frac{1}{2} (-3,652) = - 7,305$	
					$\Sigma (\pm \mu) = 0$

mieckiej, rozporządzeniem z dnia 17 grudnia 1908 r., za odpowiadający warunkowi ogólnych przepisów policyjnych o kotłach parowych, według którego prężność robocza pary w kotle nie może się wznieść wyżej niż o $\frac{1}{10}$ prężności dozwolonej. Jakkolwiek według doświadczeń *Cario* wzór powyższy odpowiadał wszystkim ówczesnym wymaganiom praktyki kotłowej, to jednak, w związku z obecnymi pracami Polskiej Komisji Kotłowej nad nową redakcją przepisów kotłowych, pożądanem jest ponowne sprawdzenie tego wzoru, tak pod względem jego formy, jak i jego wyników. W tym celu porównajmy najpierw wzór powyższy z wzorem, jaki podaje teoria dla wypływu pary z otworów,

I.

Oznaczmy przez

F pole otworu w m^2 ,

G ilość pary wypływającej z otworu F w kg/sek ,

p absolutną prężność pary w naczyniu w kg/cm^2 ,

p_0 absolutną prężność pary zewnątrz naczynia w kg/cm^2 ,

γ ciężar właściwy pary o prężności p w kg/m^3 ,

k wykładnik adjabaty,

g przyspieszenie siły ciężkości = $9,81 m/sek^2$.

Nie uwzględniając oporów ruchu i zweżenia strumienia pary, oraz przyjmując, że wypływająca para rozpręża się adjabatycznie, mamy

$$\frac{G}{F} = 100 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2 g k}{k+1} p \gamma}$$

Wzór ten jest ważny tylko wówczas, jeżeli

$$\frac{p_0}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

W wypadku, jeżeli

$$\frac{p_0}{p_1} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

mamy wzór inny, więcej zawily, wypadek jednak ten nie ma znaczenia dla praktyki kotłowej.

Według *Zeunera*, dla suchej pary nasyconej $k = 1,135$, zatem

$$\frac{G}{F} = 200 \sqrt{p \gamma} \dots \dots \dots (1)$$

w wypadku, jeżeli

$$\frac{p_0}{p} \leq 0,577.$$

Ponieważ $p_0 = 1$, przeto wzór (1) jest ważny dla wszystkich prężności

$$p \geq 1,73 kg/cm^2.$$

Według *Zeunera* dla suchej pary nasyconej,

$$\frac{15}{16} p^{0,94} = 1,7235 \gamma,$$

zatem

$$p^{1,94} = 1,7235 p \gamma$$

a więc

$$p^{0,97} = 1,31 \sqrt{p \gamma}.$$

Wstawivszy zaś stąd wartość $\sqrt{p \gamma}$ w równanie (1), otrzymujemy

$$\frac{G}{F} = 153 p^{0,97} \dots \dots \dots (2)$$

Wzór ten jest poniekąd dogodniejszy od wzoru (1), gdyż czyni zbędnem posługiwanie się tabelicą podającą wartości γ , natomiast wymaga logarytmicznego wyznaczania potęgi $p^{0,97}$. Daleko prostszym jest przybliżony wzór *Napiera*'a, według którego, po przeliczeniu na miary metryczne,

$$\frac{G}{F} = 143 p.$$

Wzór *Napiera* jest bardzo dogodny i dla praktyki zupełnie wystarczający, zwłaszcza, jeżeli użyjemy go w postaci

$$\frac{G}{F} = 141 p, \dots \dots \dots (3)$$

jak to wskazuje następujące zestawienie:

Prężność		Ciężar ²⁾ właściwy γ kg/cm ³	$\frac{G}{F}$ w kg/cm ³		Różnica w %		
absolutna p kg/cm ²	robocza $p-1$ kg/cm ²		według wzoru		$100 \frac{F_3 - F_1}{F_1}$	$100 \frac{d_3 - d_1}{d_1}$	
				1	3		
2	1	1,1084	298	282	+ 5,3	+ 2,65	
5	4	2,6194	724	705	+ 2,7	+ 1,35	
10	9	5,0513	1422	1410	+ 0,85	+ 0,43	
15	14	7,4510	2114	2115	- 0,05	- 0,03	
20	19	9,8522	2810	2820	- 0,36	- 0,18	
25	24	12,276	3500	3525	- 0,71	- 0,35	
30	29	14,730	4204	4230	- 0,61	- 0,30	
40	39	19,767	5624	5640	- 0,28	- 0,14	
50	49	24,994	7070	7050	+ 0,28	+ 0,14	
60	59	30,441	8548	8460	+ 1,04	+ 0,52	

Zestawienie powyższe podaje także różnicę pola F_3 (obliczonego z wzoru 3) i F_1 (obliczonego z wzoru 1), wyrażoną w odsetkach pola F . Wreszcie wykazana jest także różnica średnic d_3 i d_1 w odsetkach średnic d_1 , w wypadku jeżeli otwór F jest okrągły. Jak z tego zestawienia widzimy, błąd jaki popełniamy stosując wzór (3) zamiast wzoru (1) jest bardzo mały i praktycznie nic nieznaczący, zwłaszcza, że jak następnie pokażemy, całe obliczenie zaworów bezpieczeństwa nie jest oparte na ścisłych założeniach.

Na wzorze *Napiera*'a oparty jest przepis angielskiego „*Board of Trade*”. Przepis ten podaje dla zaworów bezpieczeństwa dla kotłów o naturalnym ciągu powietrza tabliczkę, w której dla rozmaitych wartości nadprężności (prężności roboczej), p_r w kotle są zestawione wartości stosunku pola prześwitu zaworów A do pola rusztu R . Jak

²⁾ Wartości dla γ wzięto z tablic: *Osc. Knoblauch, E. Raibach i H. Hansen, Tabellen und Diagramme für Wasserdampf, 1923 r.*

łatwo z tej tabliczki obliczyć, wartości te wynikają z następującego wzoru:

$$\frac{A}{R} = \frac{37,4}{p_r + 14,7'}$$

przyczem A jest wyrażone w calach kwadratowych, R w stopach kwadratowych, a p_r w funtach na cal kwadratowy. W miarach metrycznych mamy

$$\frac{A}{R} = \frac{18250}{p_r + 1,033} \approx \frac{18250}{p_r + 1} = \frac{18250}{p}, \text{ mm}^2/\text{m}^2 \quad (4)$$

gdzie p oznacza prężność absolutną w kg/cm^2 .

Również norma związku „American Railway Master Mechanics Association” z roku 1912 jest oparta na wzorze Napiera. Według tej normy

$$d = 17,5 \frac{4}{lp}, \dots \dots \dots (5)$$

gdzie d oznacza średnicę zaworu w mm , l skok grzyblka w mm , H powierzchnię ogrzewaną w m^2 , p prężność absolutną w kg/cm^2 .

Jeżeli uwzględnimy oznaczenia powyżej stosowane, podany na początku wzór niemiecki otrzyma następującą postać

$$\frac{A}{H} = 15 \sqrt{\frac{1000}{(p-1)\gamma}} = \frac{474}{\sqrt{(p-1)\gamma}} \dots \dots (6)$$

gdzie A jest w mm^2 , H w m^2 , p w kg/cm^2 i γ w kg/m^3 . Porównując równanie (6) z równaniem (1), widzimy, że pod znakiem pierwiastka znajduje się w równaniu (1) prężność absolutna p , w równaniu zaś (6) nadprężność $(p - 1)$. Znajdujący się również pod znakiem pierwiastka ciężar właściwy γ odnosi się w obu równaniach do tej samej prężności p .

Z powyższego wynika, że równanie (6), t. j. wzór niemiecki, nie daje się wyprowadzić z wzoru (1), nie odpowiada zatem teorii opartej na słu-

sznem założeniu, że rozprężenie pary podczas wylotu odbywa się adyabatycznie. Wzór niemiecki jest oparty na innym założeniu, na którym polega także analiza tego wzoru przeprowadzona przez Cario, a mianowicie, że spadek prężności pary podczas wylotu odbywa się przy stałej wartości ciężaru właściwego. Założenie to odpowiada w przybliżeniu rzeczywistości tylko w wypadku, jeżeli różnica między prężnością w naczyniu a zewnętrzną prężnością atmosfery jest bardzo mała, jeżeli zatem nadprężność w kotle ma wartość bardzo małą, znacznie nawet mniejszą od wyżej podanej wartości krytycznej $(p-1) = 0,73 \text{ kg}/\text{cm}^2$. Założenie to przeto nie ma żadnego znaczenia w wypadkach normalnej praktyki kotłowej.

Na podstawie powyższego założenia, mamy

$$\frac{G}{F} = 100 \sqrt{2g(p-p_0)\gamma} = 443 \sqrt{(p-p_0)\gamma} \dots (7)$$

Ponieważ zaś $p_0 = 1$, przeto

$$\frac{G}{F} = 443 \sqrt{(p-1)\gamma}$$

We wzorze tym, tak samo jak i we wzorze (6), występuje prężność robocza $(p-1)$, nie zaś, jak we wzorze (1), prężność absolutna p . Dla prężności roboczej większej niż $1 \text{ kg}/\text{cm}^2$, z wzoru (7) wynikają wartości $\frac{G}{F}$ więcej niż 2 razy tak wielkie, jak z wzoru (1) lub (2).

Z powyższego widzimy, że we wzorze niemieckim związek między wymiarem zaworu a prężnością pary jest przedstawiony błędnie, a najdogodniej związek ten określony jest wzorami, opartymi na równaniu Napier'a.

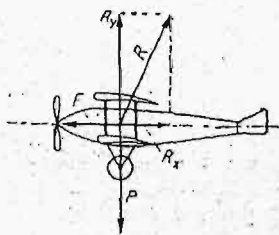
(d. n.).

O współczynniku bezpieczeństwa samolotu.

Przystępując do obliczeń wytrzymałościowych płatowca, musimy sobie zdać sprawę nie tylko z wielkości sił działających nań w locie normalnym, lecz również znać musimy siły, na których działanie może samolot być narażony przy najmniej korzystniejszych warunkach lotu.

Każdy element płatowca musi być obliczony w ten sposób, by dawał dostateczną pewność, że wszelkie możliwe w locie zmiany jego obciążenia nie będą w stanie spowodować żadnych odkształceń trwałych.

W locie normalnym, działają na samolot następujące siły:



Rys. 1.

- Ciężar samolotu P
- Ciąg śmigła F
- Opór powietrza R

Składową poziomą oporu powietrza R_x pokonywa ciąg śmigła, składowa pionowa R_y równoważy ciężar samolotu.

$$R_y = K_y S \cdot V^2$$

$$R_x = \left(K_x + \frac{r}{S} \right) S V^2, \text{ gdzie}$$

K_y i K_x współczynniki oporu pow. nośnej, S —powierzchnia nośna, r — współczynnik oporu kadłuba.

Gdy mamy: $F = R_x$ i $P = R_y$, lot jest poziomy i jednostajny: żadne siły zewnętrzne poza tem na samolot nie działają. Zatem jeśli przyjęlibyśmy pewien współczynnik pewności, podobnie jak dla wszelkich konstrukcyj lądowych czy morskich, i przeliczyli znanymi ze statyki sposobami konstrukcję samolotu, to otrzymalibyśmy maszynę dostatecznie wytrzymałą do wykonywania normalnych lotów w spokojnem powietrzu.

Wobec tego jednak, że powietrze najczęściej wcale nie jest spokojne, i samolot w locie narażony jest stale na silniejsze lub słabsze podmuchy, musimy liczyć się z wynikającymi stąd obciążeniami dodatkowymi. Znany konstruktor samolotów we Francji, Ludwik Bréguet, proponuje następujący wzór, który pozwala na ocenę wzrostu oporu powietrza, doznawanego przez samolot w locie normalnym, pod działaniem zmian szybkości pionowej powietrza:

$$R_y' = R_y \left(1 + \lambda \frac{V v}{p} \right), \text{ gdzie: } \lambda \text{ jest współczynni-}$$

kiem proporcjonalności, $p = \frac{P}{S}$ obciążeniem na jednostkę powierzchni nośnej, V — szybkością samolotu, v — szybkością pionową powietrza.

Wzrost składowej pionowej z R_y na R_y' , dzięki bezwładności samolotu, wywołać musi wzrost naprężenia w konstrukcji.

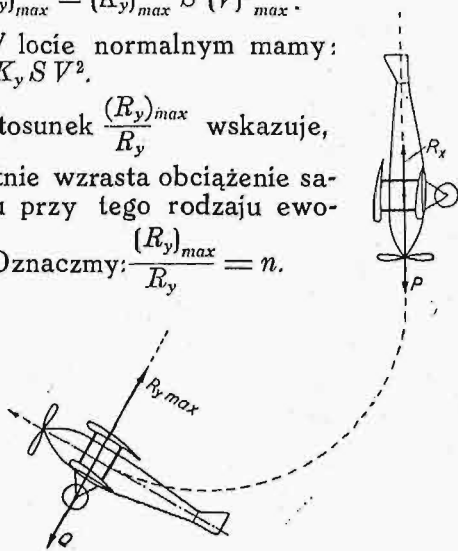
Płatowiec obliczony z uwzględnieniem powyższego wzoru, o ile tylko założymy dostatecznie dużą wielkość v , będzie posiadał wytrzymałość dostateczną dla lotów normalnych. Każdy jednak samolot poza tem musi być zdolnym do wykonywania pewnych ewolucyj w locie. W zależności od przeznaczenia danego samolotu, wymagania pod tym względem są mniej lub więcej daleko idące.

Samoloty ciężkie, przeznaczone do przewożenia transportów lub bomb, nie potrzebują być tak zwrotne, jak samoloty myśliwskie lub sportowe, ani też z takim zapasem liczone jak te ostatnie, gdyż ewolucyj samolotów myśliwskich nie powinien naśladować samolot niszczycielski. Słuszną też jest rzeczą, że inne stawiane są wymagania co do współczynnika bezpieczeństwa dla jednych i drugich samolotów. Wprawdzie wzór stosowany w lotnictwie francuskim, a przyjęty i u nas, wychodzi dla wszystkich samolotów z jednego i tego samego założenia, mianowicie przypuszczamy, że samolot wykonywa ewolucję najbardziej dla wytrzymałości konstrukcji niebezpieczną. Ewolucja ta polega na tem, że samolot, spadający pionowo aż do nabrania największej szybkości do jakiej jest zdolny, gwałtownie zostaje zadarty do góry w ten sposób, by jego płaszczyzny nośne utworzyły z szybkością samolotu kąt, dający największą siłę unoszącą (rys. 2). W chwili tej samolot posiadający szybkość V_{max} doznawać będzie ze strony powietrza oporu R . Opór ten posiadać będzie składową prostopadłą do kierunku szybkości:

$$(R_y)_{max} = (K_y)_{max} S (V)_{max}^2$$

W locie normalnym mamy:
 $R_y = K_y S V^2$.

Stosunek $\frac{(R_y)_{max}}{R_y}$ wskazuje, ilokrotnie wzrasta obciążenie samolotu przy tego rodzaju ewolucji. Oznaczmy: $\frac{(R_y)_{max}}{R_y} = n$.



Rys. 2.

Współczynnik bezpieczeństwa danego samolotu musi być większy niż n , aby samolot mógł wytrzymać podobny manewr. Wzór określający wielkość n dla każdego samolotu podawany jest w innej postaci, do której dochodzi się w następujący sposób:

$$n = \frac{(R_y)_{max}}{R_y} = \frac{(K_y)_{max} S V_{max}^2}{K_y S V^2}$$

$$n = \frac{(K_y)_{max}}{K_y} \cdot \frac{V_{max}^2}{V^2}$$

Samolot spadający pionowo spada ruchem przyspieszonym dopóty, aż wreszcie opór powietrza stanie się równym ciężarowi samolotu. Przy takim spadaniu, śmigło kręci się jak młynek i stanowi poważny opór. Zakładając, że opór śmigła jest równy oporowi płatowca, możemy napisać:

$$2 \left(K_x + \frac{r}{S} \right) S V_{max}^2 = P$$

W locie zaś normalnym mamy:

$$K_y S V^2 = P$$

Skąd:
$$\frac{V_{max}^2}{V^2} = \frac{K_y}{2 \left(K_x + \frac{r}{S} \right)}$$

Wielkość $K_x + \frac{r}{S}$ określić możemy w przybliżeniu z równania mocy w locie normalnym.

Moc potrzebna dla lotu poziomego:

$$R_x \cdot \frac{V}{3,6} = \left(K_x + \frac{r}{S} \right) \frac{S V^2 \cdot V}{3,6^2 \cdot 3,6}$$

Moc dostarczana przez silnik: $\eta \cdot 75 \cdot N$,
 gdzie: η — sprawność śmigła, N moc silnika w KM,
 V szybkość w km/h.

Stąd napisać możemy: $\eta \cdot 75 \cdot N = \left(K_x + \frac{r}{S} \right) \cdot S \left(\frac{V}{3,6} \right)^3$,

zatem: $\left(K_x + \frac{r}{S} \right) = \frac{\eta \cdot 46,66 \cdot 75 \cdot N}{S V^3}$ — w locie nor-

malnym. Przy spadaniu pionowym, mamy kąt natarcia znacznie mniejszy niż w locie normalnym, wobec

czego wyraz $\left(K_x + \frac{r}{S} \right)$ przybierze nieco inną wartość. Jeżeli jednak założymy, że różnica jest bardzo mała i podstawimy otrzymaną wartość we wzór okre-

ślający stosunek $\frac{V_{max}^2}{V^2}$, to otrzymamy:

$$\frac{V_{max}^2}{V^2} = \frac{K_y S V^3}{2 \cdot 46,66 \cdot 75 \cdot \eta \cdot N}$$

a. przyjmując $\eta = 0,75$: $\frac{V_{max}^2}{V^2} = \frac{K_y S V^3}{5250 N}$,

wobec czego: $n = \frac{K_y \cdot max}{K_y} \cdot \frac{K_y S V^3}{5250 N}$.

$K_y \cdot max$ dochodzi do 0,10 dla jednołatów, zaś do 0,07 dla dwupłatów. Podstawiając te wartości, otrzymalibyśmy wzór, pozwalający łatwo określić wielkość n dla każdego samolotu.

Należy tu jednak zwrócić uwagę na to, że przejście z lotu pionowego do poziomego nie może obyć się bez straty szybkości i jeśliby przyjąć, że 20 do 25% szybkości traci się przy tej zmianie kierunku lotu i kąta natarcia, to wzór nasz dla jednołatów przybierze postać:

$$n = \frac{0,10 S V^3}{5250 N} \cdot 0,8 \approx 15 \frac{S}{N} \cdot \left(\frac{V}{100} \right)^3$$

a dla dwupłatów:

$$n = \frac{0,07 S V^3}{5250 N} \cdot 0,75 \approx 10 \frac{S}{N} \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^3$$

$$\text{W ogólnej postaci: } n = K \cdot \frac{S}{N} \left(\frac{V}{100}\right)^3$$

Wartości K , początkowo przyjęte we Francji, były:

dla jednopłatów pościgowych	$K = 15$
„ dwupłatów „	$K = 10$
„ jednopłatów pozostałych	$K = 11$
„ dwupłatów „	$K = 7,5$

W zeszłym roku obniżono jednak nieco wymagania:

Samoloty przeznaczone do akrobacji	Jednopłaty bez usztywnień zewnętrznych.	Dwupłaty i jednopłaty z usztywnieniami.
		$K = 13$
Samoloty nie przeznaczone do akrobacji.	$K = 9$	$K = 7,5$

Obniżenie to nastąpiło skutkiem tego, że zbyt wysokie wartości współczynnika bezpieczeństwa dla jednopłatów, wynikające z powyżej podanego wzoru, hamowały rozwój konstrukcji tego rodzaju samolotów, i podczas gdy na całym świecie jednopłat, posiadając pod względem aerodynamicznym formę korzystniejszą, zaczynał w ostatnich czasach coraz bardziej wypierać dwupłaty, we Francji jednopłatów nie budowano prawie wcale, a te nieliczne typy, które próbowano skonstruować, wypadały zbyt ciężkie.

Wzór francuski, powyżej otrzymany, jest dość sztuczny i opiera się na całym szeregu niezbyt ścisłych założeń: 1) przyjmujemy, że opór śmigła stanowi połowę oporu całkowitego samolotu w locie pionowym; 2) opór $\left(K_x + \frac{r}{S}\right)$ w locie pionowym utożsamiamy z podobnym oporem w locie normalnym; 3) redukujemy szybkość przy zmianie kąta natarcia, odpowiadającego $K_y = 0$ na kąt, odpowiadający $K_y = \max$ o $20 \pm 25\%$; 4) zakładamy wielkość $K_{y \max}$ stałą dla wszystkich dwupłatów; 5) zupełnie dowolnie zmniejszamy o 25% otrzymane w ten sposób wartości K dla samolotów nie przeznaczonych do wykonywania akrobacji; 6) zupełnie dowolnie zmniejszamy K dla jednopłatów z 15 na 13 i z 11 na 9.

Dlatego też wzór ten nie jest powszechnie przyjęty i w różnych krajach różne istnieją pod tym względem przepisy.

Wzór francuski, bardzo wygórowane stawiający wymagania jednopłatom pościgowym, okazuje się zbyt łagodnym dla pościgowych dwupłatów ciężkich. Dla niektórych jednopłatów, według wymagań francuskich, wartość n dochodzi do 20, podczas gdy Amerykanie w wypadku takim wymagają zaledwie 12-stokrotnego współczynnika bezpieczeństwa, natomiast dla niektórych dwupłatów ciężkich wypada z wzoru francuskiego $n = 4$, podczas gdy Amerykanie przepisują dla tych samych samolotów $n = 8$.

Podobnież widzimy znaczne rozbieżności co do współczynnika bezpieczeństwa w wymaganiach niemieckich, angielskich, amerykańskich i francuskich. Dla tegoż bowiem typu samolotu we Francji wyma-

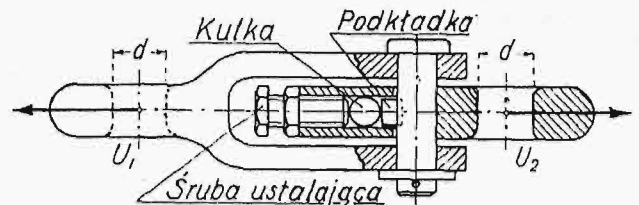
gany jest współczynnik $n = 10$, w Ameryce zaś 8,5, w Anglii 7,5, a w Niemczech 6,5.

Wobec tak znacznych różnic w przyjętych przepisach, tem większego znaczenia nabierają próby dokonywane w locie, celem określenia rzeczywistego wzrostu naprężeń w wiązarce samolotu podczas wykonywania różnego rodzaju ewolucyj.

Próby te wykonywano początkowo przy zastosowaniu urządzenia, pozwalającego na określenie największej siły, jaką dane ścięgno w czasie lotu przenosiło. (Rys. 3).

Siłę określano tu z wielkości odcisku, jaki robi kulka stalowa, wgniatana w odpowiednią podkładkę przez siłę działającą w ścięgnię.

Pomiary dokonywane za pomocą tego przyrządu wykazały, że wzrost napięcia w ścięgnię podczas wykonywania akrobacji przekraczać może czterokrotną wielkość naprężeń, jakie powstają w locie normalnym. Szereg takich doświadczeń wykonano w Anglii i we Francji.



Rys. 3. Przyrząd do badania siły, rozciągającej ścięgno w locie.

U_1, U_2 — uszy do zamocowania ścięgna i okucia.

Obecnie dokonano całego szeregu doświadczeń w locie przy użyciu specjalnego przyrządu samozapisującego (Rys. 4), który określa już nie siły działające w tem lub innym ścięgnię, lecz przyspieszenia, jakim ulega cały samolot (przyspieszeniometer Norton lub Huguenard, Magnan i Plaviol).

Pomiary te wykazały, że należy się liczyć z możliwością wzrostu obciążenia samolotów przy wykonywaniu przez nie ewolucyj w następujących granicach: samoloty pościgowe do . . . 8-krotnego

„ wywiadowcze do 5- „

„ niszczycielskie do 3- „

Na podstawie tych doświadczeń, Amerykanie ustalili jako najmniejszą dopuszczalną wartość współczynnika bezpieczeństwa, dla samolotów przeznaczonych do wykonywania akrobacji (samoloty pościgowe): $n = 12$.

Podczas dokonywania tych pomiarów w locie w Ameryce przez por. Doolittle w MacCook Field w marcu 1924 r., na samolocie Fokker P W-7, z silnikiem Curtiss D 12 — 420 HP (waga całkowita samolotu 1350 kg) przy użyciu przyrządu samozapisującego Norton'a (accéléromètre), zanotowano wzrost przyspieszenia:

przy wykonywaniu pętli (looping)			
z szybkością 160—50 km/h		przyspieszenie	1,5 g
„ 250—80 „	„	„	6,1 „
przy wykonywaniu „beczki“			
z szybkością 240 160 „	„	„	5,4 „
„ 260 „	„	„	7,2 „

gdzie g oznacza normalne przyspieszenie ziemskie.

W locie normalnym przy niespokojnem powietrzu, przyspieszenie może wahać się od $-0,5 g$ do $+2,2 g$.

Przy wykonywaniu spirali (bardzo zwartej), z silnikiem, występuje przyspieszenie do 4,5 g, (pod działaniem tego przyspieszenia, o ile wykonanie spirali trwa czas pewien, pilot traci przytomność).

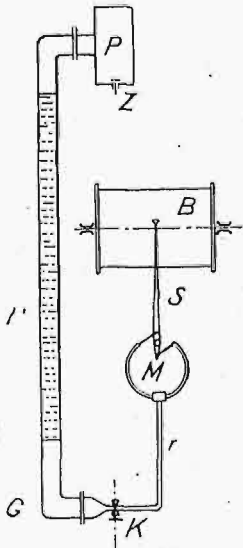
We Francji, przy zastosowaniu przyrządu Hu-
guenard, Magnan i Plaviol do prób w locie, wykona-
nych przez Sécion Technique de l'Aeronautique,

otrzymano wyniki podobne, mianowicie:

Ewolucje	Samolot	Pilot	Przyspie- szenie
Pętla (looping)	Gourdon 180 KM	Christiani	5,5 ÷ 5,7 g
"	"	Devillers	4,8 g
Beczka	"	"	4,9 ÷ 5,3 g
Odwrotka (renver- sement)	"	Cristiani	3,9 ÷ 4,4 g
Zawrót pionowy (virage à la ver- ticale)	"	Devillers	5 g
Nurek (ressource)	"	"	5,59 ÷ 6,5 g
"	"	Christiani	4,2 ÷ 4,3 g
Korkociąg	"	Devillers	0,6 ÷ 1,3 g
Wyjście z korko- ciągu	"	"	2,3 g
Lądowanie twarde	"	"	5,2 g
" przeciętne	Coudron 80 KM	Bécheler	3,1 ÷ 4,3 g
Lot normalny w powietrzu nie- spokojnym	Coudron 80 KM Farman 300 KM	" Hamm	1,13 ÷ 1,25 g 2,1 g

Użyty do tych pomiarów przyrząd „accéléro-
mètre H. M. P.” uwidocznia schematycznie rys. 4.

Przewód R jest wypełniony rtęcią. Jedno jego
ramię jest zakończone po-
wietrznikiem P, drugie —
za pośrednictwem rurki r—po-
łączone jest z manometrem M.



Rys. Schemat przyrządu
do wyznaczenia przy-
śpieszenia samolotu.

Rurka r, zaopatrzona w
kurek K, wypełniona jest glice-
ryną; powietrznik P posiada
zawór wlotowy Z, przez który
może być napełniany powie-
trzem pod ciśnieniem.

Pod wpływem zmiany
przyspieszenia, słup rtęci R
posuwa się w swym przewo-
dzie, sprężając lub rozprężając
powietrze w powietrzniku P.
Te zmiany ciśnienia powo-
dują ze swej strony zmiany
kształtu rurki manometru M,
dzięki czemu końce tej rurki
wprawiają w ruch wskazówkę
S, na której końcu umieszczo-
ne piórko notuje zmiany ciś-
nienia na papierze nawiniętym
na bębnie B, obracającym się
z jednostajną szybkością.

Kurek K służy do regulacji czułości przyrządu.
Zawór Z służy do sprężenia powietrza w powietrz-
niku do pewnego ciśnienia, zabezpieczającego słup
rtęci przed rozerwaniem się, ewentualnie oderwa-
niam się od słupa gliceryny, w razie zmiany kierun-
ku przyspieszenia.

Przyrząd ten wzorcuje się w sposób bardzo

prosty, nie wymagający żadnych urządzeń, ani przy-
rządów pomocniczych.

Kładąc przewód R poziomo, i otworzywszy
uprzednio zawór Z, mamy nadciśnienie w manome-
trze równe zeru; na tej podstawie oznaczamy na
bębnie punkt zerowy.

Stawiamy dalej przewód R pionowo (właściwe
położenie przyrządu); wówczas słup rtęci ciężarem
swym spowoduje wzrost ciśnienia w przewodzie G,
wskazówka manometru przesunie się i zajmie pewne
położenie, które odpowiada wartości przyspieszenia
ziemskiego g. Doprowadzamy znowu przewód R do
położenia poziomego i sprężamy przez zawór Z po-
wietrze powietrznika, aż wskazówka manometru zaj-
mie położenie g. Gdy teraz postawimy przewód R
pionowo, wskazówka zaznaczy nam na bębnie punkt,
odpowiadający przyspieszeniu 2g i t. d. Przyrząd
ten daje wykres, który bezpośrednio poda-
je wielkość przyspieszenia, występującego w każ-
dej chwili lotu. Znając zmiany przyspieszenia, zna-
my zmiany wielkości obciążenia wiązaru samo-
lotu.

Na podstawie szeregu podobnych pomiarów,
Section Technique de l'Aéronautique wydała nowe
wymagania co do współczynnika bezpieczeństwa dla
samolotów. Wymagania te obowiązują już obecnie
we Francji. Zasadnicza różnica w stosunku do obo-
wiązujących dotychczas przepisów polega nie tylko
na tem, że wzór omawiany poprzednio został całko-
wicie zarzucony i wartość współczynnika bezpieczeń-
stwa podana zostaje dla każdej baterji samolotów
empirycznie, ale poza tem zmienione zostały wyma-
gania co do zastosowania podanego współczynnika.

Mianowicie, o ile poprzednio wyliczony ze wzo-
ru $n = K \frac{S}{T} \left(\frac{V}{100} \right)^3$ współczynnik bezpieczeństwa

odnosił się do lotu normalnego (to znaczy, że nale-
żało mnożyć przez ten współczynnik wszystkie siły
przewidywane w locie normalnym, a więc w locie
poziomym, przy całej rozporządzalnej mocy silnika
i przy całkowitem obciążeniu), o tyle obecnie współ-
czynnik bezpieczeństwa n, podawany empirycznie,
odnosi się do wypadku lotu nie normalnego, lecz tak-
kiego, przy którym środek parcia przesunięty jest
najwięcej ku przodowi (ma to miejsce przy zwię-
kszeniu kąta natarcia w stosunku do lotu normal-
nego). Przytem lot ten ma być również poziomym,
a więc silnik w tym wypadku nie może rozwijać ca-
łej swej mocy i samolot leci z niewielką szybkością
(wypadek I). Aby uwzględnić warunki występujące
w locie poziomym z największą szybkością, przeli-
cza się wszystkie elementy samolotu, biorąc pod
uwagę siły działające w tym wypadku i mnożąc je
przez współczynnik bezpieczeństwa, stanowiący tylko
 $\frac{3}{4} n$ (wypadek II).

Dla należytego zabezpieczenia się przed dzia-
łaniem sił, występujących w kierunku równoległym
do kierunku lotu, rozważa się trzeci wypadek lotu,
mianowicie: spadanie pionowe głową na dół z silni-
kiem na wolnym biegu. W wypadku tym siły rów-
noważące do kierunku lotu osiągają swoje maxi-
mum. Konstrukcję samolotu w tym wypadku prze-
licza się przy nowym, również empirycznie poda-
nym współczynniku bezpieczeństwa n' (wypadek III).

Poniżej podaję wartości tych współczynników dla
każdego wypadku.

		$P < 1000 \text{ kg}$			$1000 \text{ kg} < P < 5000 \text{ kg}$			$P > 5000 \text{ kg}$			n''
		n	$\frac{3}{4}n$	n'	n	$\frac{3}{4}n$	n'	n	$\frac{3}{4}n$	n'	
Samoloty cywilne	1. Normalne (transportowe, turystyczne)	8	6	2	8—6	6—5	2	6	5	2	6
	2. Specjalne (rekordy) . .	6	4,5	1,5	6	4,5	1,5	6	4,5	1,5	4,5
	3. Sportowe (akrobacje) .	12	9	3	12—9	9—7	3	9	7	3	6
Samoloty wojskowe	1. Niszczycielskie nocne i olbrzymie oraz sani- tarne				8—6	6—5	2	6	5	2	6
	2. Niszczycielskie dzienne.				9—7	7—5,5	3	7	5,5	3	6
	3. Myśliwskie, linjowe, szkolne, przejściowe .	12	9	4	12—9	9—7	4	9	7	4	6

P — waga całkowita samolotu.

Rubryka ostatnia podaje współczynnik bezpieczeństwa dla IV-go wypadku, który musi być wzięty

pod uwagę przy obliczeniach, mianowicie dla lądowania.

Zych.

I Konferencja warsztatowa Stow. Inż. Mech. Polskich.

Jak wiadomo już naszym czytelnikom ^{*)}, Stow. Inż. Mechaników Po'skich postanowiło zorganizować szereg Konferencji, dla omówienia licznych aktualnych zagadnień techniki współczesnej, i jako pierwszą z szeregu tych Konferencji urządziło w dn. 19-21 grudnia r. ub. Zebranie w Radomiu, poświęcone sprawom techniki warsztatowej.

Konferencję zagał Prof. H. Mierzejewski, prezes S. I. M. P., dziękując Stowarzyszeniu Inżynierów i Techników z Radomskiej. Ponadto do prezydium powołano prof. E. T. Geislera, inż. Gutowskiego (Warsz. Sp. Bud. Parowozów), inż. Michała Korolca (dyr. Szkoły Rzem. Techn. w Radomiu), inż. M. Tyszkę (dyr. Sp. Alkc. J. John w Łodzi), Dr. J. Zieleniewskiego (Sp. Alkc. Zieleniewski — Kraków) i dyr. inż. Żarnowskiego (Zakł. Ostrowieckie).

Na przewodniczącego uczestnicy konferencji powołali inż. A. Krzyżanowskiego, prezesa Stow. Inż. i Techników ziemi Radomskiej. Ponadto do prezydium powołano prof. E. T. Geislera, inż. Gutowskiego (Warsz. Sp. Bud. Parowozów), inż. Michała Korolca (dyr. Szkoły Rzem. Techn. w Radomiu), inż. M. Tyszkę (dyr. Sp. Alkc. J. John w Łodzi), Dr. J. Zieleniewskiego (Sp. Alkc. Zieleniewski — Kraków) i dyr. inż. Żarnowskiego (Zakł. Ostrowieckie).

Prace konferencji zapoczątkował Prof. H. Mierzejewski odczytem p. t. „Stosunek teorii plastyczności do zagadnień technologicznych walcowania, kucia i skrawania metali.”

Na wstępie prelegent przedstawił równania ruchu ciał plastycznych w ujęciu teorii Tresca — St. Venant'a, w postaci tensorowej, jaką im nadał Hencky. W równaniach tych jest uwzględniona dwoista natura ciała plastycznego (metali plastycznych), jako równocześnie materiału sprężystego i cieczy lepkiej. Usunimy z odnośnych tensorów: tens. naprężeń, t. odkształceń i t. prędkości odkształceń, części skalarne, odpowiadające np. wszechstronnemu ścisaniu lub rozciąganiu ¹⁾. Będziemy mieli do czynienia wówczas z t. zw. dewiatorami ²⁾, przyczem okazuje się, w myśl założenia St. Venant'a, że wszystkie trzy wymienione poprzednio dewiatory będą wzajemnie proporcjonalne. Dzięki postaci ten-

sorowej, uwypukla się doskonale fizyczne znaczenie współczynników proporcjonalności.

Na przykładach elementarnych, jakie zawdzięczamy Boussinesq'owi i Hencky'emu, prelegent ilustrował wartość tych założeń teoretycznych dla zrozumienia przebiegu pewnych procesów technologicznych. Omówił też wytyczne teorii walcowania, dane przez prof. Kármán'a (Akvizgran) i prof. Mieszczerzkiego (Leningrad).

Wskazując na piękno metod matematycznych zastosowanych w plastykodynamice, które to metody zawdzięczamy rozwojowi teorii względności, prelegent zwrócił uwagę na niebezpieczeństwa, wynikające z przenoszenia metod matematycznych z jednej dziedziny zastosowań do drugiej, bez głębszego wejścia w fizyczne podstawy zjawisk. Obserwując warunki, w jakich zachodzi stopniowy zgniot metali plastycznych, prelegent omówił wątpliwości, jakie mu się nasuwają przy rozważaniu podstaw plastykodynamiki, proponowanych przez Hencky'ego.

Odczyt był uzupełniony filmem, wykonanym przez prelegenta w jego laboratorium politechnicznym, a obrazującym przebieg skrawania metali w powiększeniu mikroskopowym.

Odczyt prof. Mierzejewskiego wywołał półtoragodzinną dyskusję. Głównym jej tematem była interpretacja przebiegu skrawania, który dzięki zastosowaniu filmu kinematograficznego, otrzymał należyłą wyrazistość. Najwięcej zainteresowania obudził uporządkowany przebieg skrawania, jakiego zachodzi w t. zw. nożu Klopstock'a dzięki dużemu kątowni natarcia. Inż. F. Ostrowski (Wielno) zwrócił uwagę na bezpośredni związek pomiędzy działaniem noża Klopstock'a a „narastaniem” krawędzi tnącej w doświadczeniach Taylora. Wyraził też przypuszczenie, że zastosowanie czujnika, odgrywającego rolę ekstensometru, mogłoby być wykorzystane do określenia szybkozmieniającego się oporu skrawania w pobliżu jego wartości ekstremalnych. Inż. Horodecki (Radom) proponował w tym celu dokonanie pomiarów przyspieszenia, na wzór metody używanej przy pomiarach balistycznych. Inż. Ostrowski i Moszyński (Poznań) uważają, że zmniejszenie oporów skrawania przy użyciu noża Klopstock'a należy przypisywać wyłącznie dużemu kątowi natarcia noża, a nie powstawaniu dwóch pęknięć naraz.

Zastanawiamy się też nad wysuwaniem się przy nożu Klopstock'a zaobserwowanego przez prelegenta „gwoźdźca” w poprzek posuwającej się próbki, z obszaru maksymalnego ciśnienia. Prelegent zwrócił uwagę przytem na związek tego nieoczekiwanego zjawiska z t. zw. „pinching-off-effect”, zaobserwowanym przez fizyka amerykańskiego Bridgman'a przy doświadczeniach nad własnościami materji przy b.

^{*)} Przegl. Techn. t. 64 (1926), str. 672 i 699.

¹⁾ Mises. Zur Theorie der plastisch-deformablen Körpern. Gött. Nachr. 1913.

²⁾ Wprowadzonym przez prof. Schouten'a (politechnika w Delfcie).

wielkich ciśnieniach. Inż. Appel (Warszawa) zwrócił uwagę na zjawiska przy przecinaniu żelaza przecinakami, przy którym z obu stron występuje się materiał w kształcie wyżej omawianych „gwoździ“.

Inż. Szaniawski (Radom) wygłosił odczyt p. t. „Technika masowego łuczenia na młotach spadowych“. Prelegent podał przykład fabrykacji części maszynowych. Po szczegółowym opisie młotów spadowych, używanych do fabrykacji powyższych części, i zaznaczeniu zmian konstrukcyjnych, które okazały się koniecznymi w czasie fabrykacji, prelegent przedstawił niektóre trudności, np. obrywanie śrub fundamentowych, wskutek czego uważa za wskazane nie zalewać ich w fundamencie i nie zakładać w otwory płyty fundamentowej, lecz przymocowywać młot płytkami żelaznymi, celem łatwiejszego demontażu. Prelegent podkreślił również wadliwość materiałów, dostarczanych przez huty, co wyraża się w pękaniu powierzchni przedmiotów odkuwanych, na głębokość około 0,5 mm. Waga przedmiotów odkuwanych dochodzi do 1000 g z dokładnością odkucia do 0,5 mm, a nawet 0,3 mm. Na gram wagi przedmiotu odkuwanego należy liczyć 1 kg wagi baby młota. Na zakończenie prelegent zademonstrował wzory odkuwanych przedmiotów i modele otrzymane przy sprawdzeniu matryc. W dyskusji, która wywiązała się po odczycie, dyr. Płużański zwrócił uwagę na surową kontrolę materiałów we Francji. Celem zapobieżenia różnorodności materiału dostarczanego przez huty, poleca utworzenie przy magazynach prymitywnego laboratorium, składającego się z tarczy szlifierskiej, piły i maszyny Brinella i t. p., celem wykonywania różnych prób.

Prof. Geisler zwrócił uwagę na konieczność istnienia laboratorium metalograficznego przy wytwórniach, które dają zabezpieczenie przeciw niesolidności hut i dostawców materiałów.

Inż. Łoziński omawia wykonywanie matryc przez wygniatanie w niej gotowego przedmiotu, poczem matryce wykańcza się tylko szlifowaniem.

Inż. Appel radzi stosować podkładki sprężynowe pod nasrubki śrub fundamentowych młotów spadowych. W ten sposób uzyskuje się elastyczność umocowania młota, co zabezpiecza śruby od zrywania. Co do pęknięcia materiału, to wynika ono ze stosowania zbyt słabych młotów, wskutek czego uderzenie wytwarza zbyt małą ilość ciepła, materiał stygnie na powierzchni zetknięcia z matrycą i wskutek ponownienia uderzeń pęka.

Następnie dyr. St. Płużański wygłosił odczyt o technice przeciągania i tłoczenia. Na wstępie prelegent zaznaczył, że ten sposób obróbki dotychczas jest traktowany po macoszemu. Jest on obecnie raczej sztuką niż nauką, co wynika z tego, że powyższa metoda obróbki metali leży na granicy zakresu pracy mechanika i hutnika, wskutek czego obaj nie wiele się troszczą o niego. Prelegent przypomniał charakterystyczną różnicę pracy młotów spadowych i tłoczni, zaznaczając, że pierwsze odkształcają materiał odkuwany w kierunku ruchu baby i na powierzchni materiału, drugie oddziałują na wewnątrz i w kierunku prostopadłym do ruchu tłoczącego.

Tłoczni hydraulicznych używa się do przedmiotów o dużym skoku i wielkiej wadze (do 6000 t, w pociskach do 2000 t), tłoczni hydrauliczno-parowych do pracy o małym skoku, a szybkiej uderzeniach (do den kotłowych i t. p.).

Prelegent zobrazował cztery zasadnicze sposoby tłoczenia:

- a) materiał tłoczony podnosi się w kierunku przeciwnym do ruchu tłoczącego,
- b) nasuwanie materiału na trzpień nieruchomy (sposób używany we Francji do wyrobu pocisków),
- c) sześciąt materiału umieszczony w okrągłej matry-

cy; pod wpływem wciskania trzpienia, materiał wypełnia cztery odcinki koła, ale się nie podnosi, przyczem pole przekroju trzpienia równa się polu tych czterech odcinków (metoda Erhardta),

d) sposób zbliżony do metody c), z tą różnicą, że materiał podnosi się, czyli pole przekroju wciskającego trzpienia jest większe od czterech odcinków koła.

Praktyczne znaczenie mają jedynie sposoby c i d.

Charakterystycznym przykładem zastosowania tłoczenia i przeciągania jest wyrób kadłubów pocisków stalowych i t. p.

Praca zależna jest od przekroju, dla sposobu c wypada najmniejsza. Prelegent przedstawił tablicę odkształceń klocków i wykonanej pracy. W tym celu wiercono otwory o \varnothing 5 mm w metalu tłoczonym i wypełniano je miękkim materiałem, w celu otrzymania obrazu odkształceń po przecięciu i wytrawieniu szlifem. Jako materiał na stemple, używać można twarde żeliwo (mało trwałe), lepiej — stal termicznie obrabiana, rzadziej — stal specjalną. Na matrycę używa się żeliwa, ponieważ stal hartowana jest za droga. Matryca żeliwna pozostaje bez obróbki i może służyć do wytwarzania bardzo wielu przedmiotów (paru tysięcy). Próbowano zalewać stalowe koczulki dla otrzymania wewnętrznej powierzchni matryc, ale te okazały się niepraktyczne, ponieważ pękały, szczególnie przy przejściu cylindra w stożek. Pierścieni do przeciągania używa się surowych, odlewanych w kółkach. Prelegent podkreślił konieczność systematycznej kontroli tłoczni i ich uszczelnień, dzięki czemu można zmniejszyć zużycie wody o 70%. Na zakończenie prelegent przedstawił szereg fotografii i rysunków urządzeń tłoczni, narzędzi do nich, rurociągów i innych szczegółów.

W zastępstwie chwilowo nieobecnego inż. Z. Rytyla, obrady uad drugim tematem programowym — o kartach obróbkowych — zajął prof. E. T. Geisler (Politechnika Lwowska).

Mówca zaznaczył na wstępie, iż karty obróbkowe są jednym z ogniw współczesnej organizacji fabryk przemysłu metalowego, której podstawą jest oddzielenie pracy przygotowawczej od wykonawczej. Karty omawiane mają właśnie za zadanie takie przygotowanie roboty, by wytwórnia mogła ją wykonywać bez żadnych wątpliwości, sposobem najracjonalniejszym, a więc najtańszym. Stosownie do istniejących odmian fabrykacji: jednostkowej i masowej — muszą istnieć rozmaite sposoby przygotowywania pracy; im ta ostatnia jest więcej masowa, tem więcej drobiazgowo powinno być jej przygotowanie. Muszą tedy istnieć różne rodzaje kart obróbkowych; wzory szeregu typowych ich odmian przedstawił mówca na tablicach, opisując właściwości każdej, jej zalety i wady. Zaznaczeniem, iż w wyborze typu karty obróbkowej winna rozstrzygać zasada, „by skórka starczyła za wyprawkę“, t. j. by szczegółowość analizy pracy i jej przygotowania szła w parze z masowością wymobu — zakończył mówca swe wywody, zapraszając szereg przedstawicieli różnych zakładów przemysłowych do zaznajomienia zebranych ze wzoarami, mającemi zastosowanie w tych zakładach.

Następnie wygłosił odczyt dyr. Z. Rytyl. Prelegent rozważa, dlaczego konferencja sekcji warsztatowej Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników zainteresowała się sprawą kart obróbkowych. Przyczyna leży w tem, że karta obróbkowa jest dalszym rozwinięciem rysunku technicznego przedmiotu obrabianego. Po wykonaniu rysunku, analizator określa kolejność obróbki, wyznacza operacje, przyrządy i narzędzia, potrzebne do obróbki danego przedmiotu. Kalkulator, otrzymując tak opracowany rysunek, ma zadanie uprościć, robotnik zaś nie potrzebuje się zastanawiać, w jaki sposób zamocować przedmiot i jakimi narzędziami go obrabiać. Jeżeli zarzuci się sposób kalkulacji stosowany dotychczas, mianowicie podawanie czasu ogólnego na obróbkę

danego przedmiotu, lecz przeciwnie podzielił się ten czas na dwie części; 1) czas potrzebny na przygotowanie maszyny, ustawienie przedmiotu i przygotowanie narzędzi i t. p., i 2) czas, który zużywa sama maszyna na obróbkę przedmiotu, to z baczny, że pierwszy czas często kilkakrotnie przewyższa czas pracy samej obrabiarki; oznacza to, że przez ten czas obrabiarka stoi i nie jest wykorzystana.

Otóż zadanie kierownictwa technicznego polega na tym, aby ten czas przygotowawczy skrócić do minimum, zaś czas pracy maszyny podnieść do maximum. Prelegent przytoczył przykład cylindra parowej maszyny, wydane do obróbki tak, jak to najczęściej się robi; rysunek z przedmiotem idzie do traserza, następnie na wytaczarkę, tokarz musi sam sobie radzić przy obróbce i zużywa na wykonanie 36 godzin. Gdy zaś tokarz otrzyma szczegółową instrukcję, odpowiednie uchwyty i wszystkie narzędzia skompletowane w skrzynce, czas obróbki obniża się do 15 godzin, z których 5 i pół godz. przypada na roboty przygotowawcze, 9 i pół godz. — na pracę obrabiarki; w pierwszym wypadku czas przygotowawczy zajął około 15 godzin. Stąd jest widoczne, jak duże znaczenie ma wstępne opracowanie sposobu obróbki i przygotowanie kart obróbkowych. Oczywiście, tam, gdzie maszyna składa się z kilku tysięcy części, analiza nie może być przeprowadzona szczegółowo, o ile to nie chodzi o produkcję masową; jednakowoż główne części, które wymagają bardziej skomplikowanej roboty, powinny być traktowane w ten sposób.

Druga korzyść, jaką osiąga fabryka, polega na tym, że obróbkę skomplikowanej części bez odpowiedniego przygotowania musi wykonywać robotnik mający wielkie doświadczenie, a więc drogi, w drugim zaś wypadku lepiej nadają się młodszy, jakkolwiek mniej doświadczony robotnicy.

Karty obróbkowe tworzy się w sposób następujący. Do kart roboczych (które są kartami manipulacyjnymi dla biura rozdziałczego, dołącza się krótkie wskazówki co do posuwów, ilości obrotów i stosowanych przyrządów; następnie, gdy dział pomocnicze, jak narzędziarnia, wydawanie przyrządów i t. d., są dostatecznie rozwinięte, karty te stają się bardziej samodzielnymi i oddzielają się od manipulacyjnych. Końcowe stadium rozwoju jest, że instrukcja sposobów obróbki, stosowanych narzędzi i przyrządów dołącza się do rysunku technicznego, jako jego część składowa.

Dr J. Zieleniewski wygłosił odczyt o kartach roboczych w firmie Zieleniewski i Ska w Krakowie, którą przytoczył jako przykład fabrykacji jednostkowej. W powyższej firmie przyjęto, dla części znormalizowanych, wykonywanie kart roboczych z akordem, dla nowych części — bez akordu. Ze względu na koszty ogólne, wprowadzono różne kolory kart na jeden okres płatniczy. Karty robocze oddaje się wraz z robotą, z kart tych zestawia się raporty tygodniowe.

Dyr. M. Tysocki przytoczył wzory kart obróbkowych używanych w fabryce J. Johna w Łodzi, jako w fabryce mającej produkcję serjową i masową.

P. Szczęsnowicz (Radom) przedstawił bardzo szczegółowo wzory kart obróbkowych przy fabrykacji narzędzi i przyrządów, zaś inż. Gutkowski (Radom) karty obróbkowe przy fabrykacji masowej.

Po wygłoszonych odczytach rozwinęła się ożywiona dyskusja.

Inż. Gutkowski (Warszawa) krytykował sposób, praktykowany w wytwórniach, równoległego stosowania kart roboczych z podaniem czasu i bez czasu, gdyż wówczas nie ma się gwarancji, że rzemieślnik nie przeniesie czasu z jednej roboty na drugą, celem zwiększenia premji.

Inż. C. Łoziński (Warszawa) zwraca uwagę na konieczność posiadania w wytwórni charakterystyki obrabiarerek, jako koniecznego środka dla biura rozdziałczego do orientacji o czasie obróbki i o pojemności warsztatu.

Dyr. Płużański zwrócił uwagę na niejasne postawienie tematu, wskutek nieścisłego u nas jeszcze rozróżniania kart obróbkowych i roboczych, co wywołało rozbieżność dyskusji. Ponieważ sprawy kart roboczych, jak i obróbkowych mają doniosłe znaczenie, mówca stawia wniosek, aby Prezydjum S. I. M. P. opracowało rodzaj ankiety na dany temat i rozesłało ją pomiędzy wytwórnie krajowe, celem wypowiedzenia się na ten temat.

Następnie wygłosił odczyt inż. Z. Dobrowolski (Warszawa) o rentowności spawania elektrycznego. Prelegent przedstawił porównanie kosztów spawania łukiem elektrycznym i palnikiem acetylenowym. Nie poruszając kwestji wytrzymałości ani dogodności obu procesów, prelegent podał szereg wykresów, ilustrujących koszty robocizny, energii, materiału i koszty dodatkowe spawania blach żelaznych od 2 — 20 mm grub. Odpowiednie dane zostały zebrane w ciągu kilkuletniej praktyki w jednej z większych wytwórni krajowych i obrazowały wydajność osiągalną w ciągu całego dnia roboczego. Przy użyciu tego samego materiału, spawanie cienkich blach (3 — 4 mm) taniej i prędzej daje się uskutecznić acetylenem. Im grubsza blacha, tem więcej oszczędza się na robociznie i energii, stosując łuk elektryczny. Mimo tej przewagi spawania łukiem, gdy weźmie się pod uwagę koszt amortyzacji urządzenia i oprocentowania kapitału zakładowego, może się okazać, że z powodu kilkakrotnie wyższej ceny urządzenia elektrycznego od acetylenowego, w razie małego stopnia zatrudnienia instalacji, spawanie acetylenowe będzie ekonomiczniejszym. Drugą wadą spawania elektrycznego jest konieczność, przy robotach bardziej odpowiedzialnych, używania, jako materiału, palczek (elektrod) specjalnie przygotowywanych. Koszt ich przewyższa nieraz wszelkie koszty inne, wzięte razem; przy dzisiejszych cenach elektrod, ekonomiczność spawania elektrycznego w porównaniu z acetylenowym stoi jeszcze pod znakiem zapytania. Przy użyciu jednak zwykłego drutu miękkiego i przy całkowitem zatrudnieniu aparatu (2000 godzin rocznie), oszczędność uzyskana przez stosowanie spawania elektrycznego zamiast acetylenowego może być bardzo znaczna (przy blachach o grubości 20 mm — do 80% kosztów spawania acetylenowego).

Oprócz wymienionych wyżej odczytów, inż. Cyfracki (Warszawa — Pruszków) zaznajomił uczestników konferencji z pracami nad normalizacją gwintów w Polsce, a inż. A. Piotrowski (Warszawa), przedstawił prace z zakresu normalizacji pasowań.

W uznaniu zasług, jakie położył dla organizacji przemysłu maszynowego p. Władysław Jechalski, nacz. dyr. Sp. Akc. Fitzner i Gamper w Sosnowcu, uczestnicy konferencji przestali telegram na jego ręce, w którym podkreślono jego pichnierską działalność na polu techniki warsztatowej w Polsce.

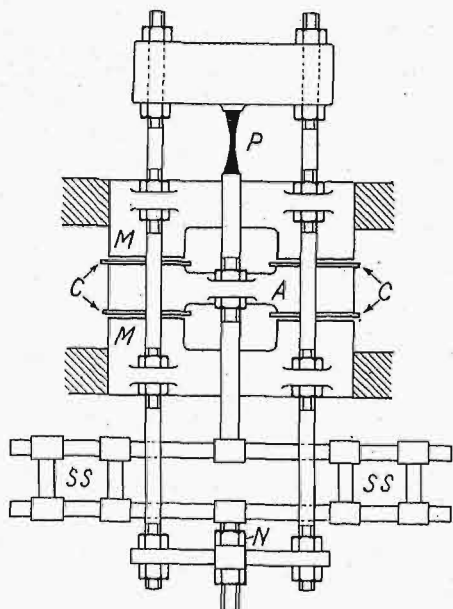
Na zakończenie inż. A. Zieleniewski (Warszawa), w imieniu sekcji warsztatowej S. I. M. P., oznajmił, że jednym z tematów, jaki obrała sobie sekcja, jest sprawa prób narzędzi, ich sprawdzania, konserwowania i przechowywania. Podkreślił też, że Laboratorium obróbki metali Politechniki Warszawskiej przyrzekło swoją współpracę w tej dziedzinie i zwrócił się do obecnych z prośbą, aby współdziałali z sekcją w opracowaniu danego tematu.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BADANIA TECHNICZNE.

Badania B. P. Haigh'a nad pękaniem wskutek zmęczenia¹⁾.

Z płośród licznych prac doświadczalnych nad zmęczeniem metali, jakie są dokonywane w ostatnich czasach, głównie w związku z potrzebami lotnictwa, na uwagę bliższą zasługują badania prof. B. Parker Haigh'a z Royal Naval College w Greenwich. Można je do pewnego stopnia uważać za dalszy ciąg prac przedwcześnie zmarłego prof. Hopkinson'a, który w Cambridge przy współudziale grupy młodszych badaczy zainicjował bardziej systematyczne badania nad zjawiskami hysterezy wytrzymałościowej²⁾. Metody doświadczałne, polegające na zastosowaniu szybkoprzemiennej obciążeni i na pomiarach kalorymetrycznych, okazały się celowe, stając się punktem wyjścia dla zbudowania przez Haigh'a maszyny wytrzymałościowej, znajdującej dziś szerokie zastosowanie w laboratoriach naukowych i przemysłowych.

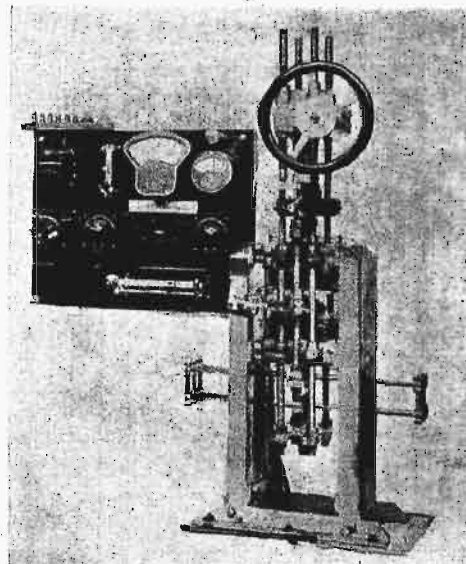


Rys. 1. Schemat działania maszyny wytrzymałościowej Haigh'a.

P — próbka. *MM* — elektromagnesy. *C* — cewki na armaturze *A*, przez które przechodzi prąd wzbudzany, mierzony następnie zapomocą woltomierza. *SS* — sprężyny regulowane, służące do kompensowania bezwładności armatury. Zapomocą nich można osiągnąć rezonans układu drgającego, bez próbki, z polem magnetycznym.

W maszynie Haigh'a próbka *P* (rys. I), przymocowana na stałe do górnej poprzeczki, jest poddawana na-

przemian rozciąganiu i ściskaniu za pośrednictwem dwufazowych elektromagnesów *MM*, działających na armaturę *A*. Prądu dostarcza specjalna prądnicą; siła elektromotorycz-



Rys. 2. Widok maszyny Haigh'a, znajdującej się w National Physical Laboratory.

na zmienia się przytęm ściśle według sinusoidy. Częstotliwość prądnicę można zmieniać w granicach od 500 do 5000 okresów/min. Zwykle wynosi ona 2000 okr/min. Maszyną można nastawić tak, by dawała naprężenia przemienne w próbce przy równych wartościach rozciągania i ściska-



Rys. 3. Powierzchnia rozerwania próbki, poddanej obciążeniom przemiennym przy równych wartościach rozciągania i ściskania.

nia. Można ją nastawić również na obciążenia pulsacyjne, sprowadzając ściskanie do zera. Zapomocą przyrządu Collins'a³⁾ (do mierzenia szybkich odkształceń sprężystych, moż-

¹⁾ B. P. Haigh. The Strain-Energy Function and the Elastic Limit. British Association for the Advancement of Science. Report of the Committee for Complex Stress Distribution in Engineering Materials, 1919, 488; 1921, 324. Thermodynamic Theory of Mechanical Fatigue and Hysteresis in Metals, 1923, 358. Theory of Rupture in Fatigue. Proc. Congr. Mech. Div., 326. O stosunku badań Haigh'a do całości nowszych prac w tej dziedzinie, z uwzględnieniem wszakże głównie źródeł angielskich i amerykańskich, znaleźć można ciekawe dane w monografiji: H. J. Gough. The Fatigue of Metals. Londyn 1924.

²⁾ B. Hopkinson. The Effect of Momentary Stresses in Metals. Proc. Roy. Soc. 74, 1905. A. High Speed Fatigue Tester and the Endurance of Metals under Alternating Stresses of High Frequency. Proc. Roy. Soc. 86, 1911.

³⁾ W przyrządzie (Strain Recorder) Collins'a miniaturowy wykres wytrzymałościowy kreśli igła gramofonowa na filmie celulooidowym. Bezwładność mas aparatu rejestrującego jest niezmiernie mała. Wykres interpretuje się przy 60-krotnym powiększeniu mikroskopowym.

na się przekonać, że wykres obciążeń jest ściśle sinusoidalny.

Normalne obciążenie wynosi 1500 kg. Maszyna pracuje cicho, bez jakichkolwiek wstrząszeń. Pomiar obciążenia można wykonywać bardzo dokładnie. W stosunku do innych maszyn posiada ona tę zaletę, że materiał próbki jest poddawany naprężeniom w całej masie, a nie lokalnym tyłko.



Rys. 4. Powierzchnia próbki, poddanej obciążeniom pulsującym, czyli zmieniającym się od zera do pewnej wartości naprężenia rozciągającego.

Maszyna Haigh'a daje możliwość wykonywania wielu badań eksperymentalnych, związanych z zagadnieniem zmęczenia metali. Tak więc można zapomocą niej ustalić zależność pomiędzy obszarem naprężeń a trwałością próbki w postaci liczby okresów niezbędnych do wywołania pęknięcia, przeprowadzić badania nad granicą zmęczenia w zależności od przebiegu cyklu elementarnego naprężeń, dla różnych metali, przy różnej obróbce termicznej i t. p. Nadaje się też ona dobrze do obserwowania odkształceń, oraz zjawisk hysterezy w różnych fazach zmęczenia materiału.

Badania Haigh'a dotyczą głównie dwóch zagadnień: 1. Zmian hysterezy odkształceniowej podczas próby na zmęczenie, 2. Zaobserwowanie charakterystycznych pęknięć, powstających wskutek zmęczenia, bez zauważenia uprzedniego wydatniejszego odkształcenia plastycznego metalu. Pierwsze z nich posiada bez porównania większą doniosłość naukową od drugiego, które często jest traktowane też w związku ze stawianiem hipotez, mających na celu objaśnienie zjawisk hysterezy. Przedstawiając wyniki badań Haigh'a, zaczniemy od drugiego zagadnienia.

Rys. 3, 4 i 5 przedstawiają powierzchnie rozerwania trzech próbek, wskutek obciążeń przemiennych, pulsacyjnych i quasi-statycznego. Jakkolwiek powierzchnie te różnią się pomiędzy sobą, to jednak nie stanowią one odrębnych typów, a tylko odmiany tego samego typu. Można jednak stwierdzić np., że powierzchnia rozerwania, odpowiadającego obciążeniom pulsacyjnym, stanowi odmianę pośrednią w stosunku do obciążeń przemiennych lub powoli wzrastających, jak przy zwykłej próbie na rozerwanie. Przy tej ostatniej mamy do czynienia z dwoma charakterystycznymi obszarami. Jeden z nich w postaci pierścienia posiada kształt „miseczki i stożka”, wynikającej, jak to jest powszechnie przyjęte, z odkształcenia ścinającego. Wewnątrz tego pierścienia leży obszar mniej więcej płaski, w niektórych metalach poszampany (rys. 6). Należy

przypuszczać, że pęknięcie w obszarze wewnętrznym przebiega staly ruch poslizgowy, który w przeciwnym razie trwałby w dalszym ciągu, analogicznie do polcrewnego ruchu, z jakim mamy do czynienia przy wyciąganiu drutów. Względna wielkość obu obszarów jest różna dla tych czy innych metali i zasługuje na bliższe rozważenie, gdyż charakteryzuje ich własności mechaniczne. Kształt „miseczki i stożka” można uważać za cechę plastyczności, zaś obszar wewnętrzny — za cechę kruchości danego materiału.

Haigh przypuszcza, że w obszarze wewnętrznym panuje specjalny układ naprężeń, a mianowicie rozciąganie w trzech prostokątnych kierunkach, zbliżające się bardzo do t. zw. wszechstronnego rozciągania, ze względu na jednolite wartości naprężeń rozciągających. Naprężenia styczne są w tym wypadku równe zeru i pęknięcie musi mieć charakter rozzerwania, znamionującego materiał krucho. Szybkozmiennne naprężenia, wywołując pozornie niedostrzegalne zmiany w strukturze materiału, potęgują jego kruchość i tem się tlomaczy większy obszar wewnętrzny w porównaniu z innymi próbkami.

Rozważania powyższe pozostają w ścisłym związku ze zjawiskami hysterezy, zmieniającej się w ciągu długotrwałych prób na zmęczenie. Hysterezę można badać mechanicznie zapomocą extensometru na odpowiedniej maźynie wytrzymałościowej, dającej możliwość otrzymania mniej lub więcej precyzyjnych cykli hysterezy. Niestety pomiary ściśle wymagają stosowania znikomo małych obciążeń, ze względu na precyzyjność działania przyrządów pomiarowych. Z tych względów Haigh oparł swe badania na pomiarach kalorymetrycznych. W tym celu próbkę badaną zaopatrzyl on w różnicową termoparę, określającą dokładnie nadwyżkę temperatury próbki względem temperatury otoczenia.

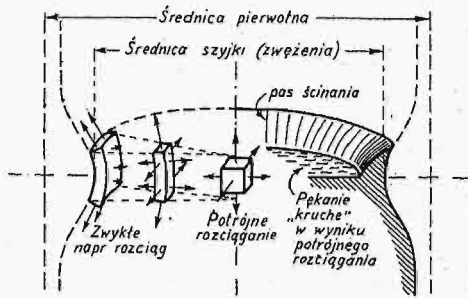


Rys. 5. Powierzchnia próbki rozerwanej pod powoli zwiększającym się obciążeniem (zwykła próba na rozerwanie). Na próbce tej łatwo rozpoznać kształt „miseczki i stożka”, wyjaśniany przez ścinanie materiału plastycznego.

Zmiany hysterezy podczas prób na zmęczenie różnią się znacznie dla różnych metali i dla stopnia obciążeń. Najważniejsze wyniki osiągnięte Haigh streszcza w następujący sposób:

1. W wielu metalach, zwłaszcza poddanych wyżarzaniu, wydatna hystereza, obserwowana przy próbach statycznych, spada nagle w ciągu kilku minut, lub godzin próby na zmęczenie. Hysterezę powyższą należy

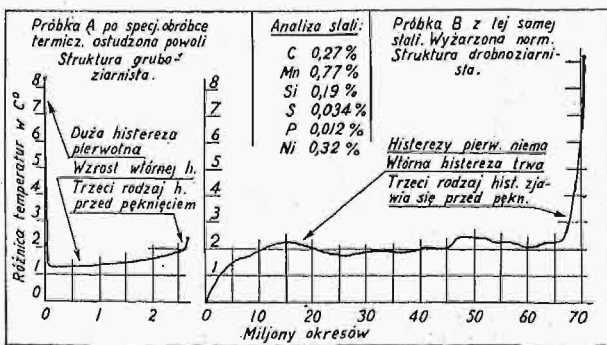
uważać za pierwotną, albo przejściową. Jej istnienie należy przypisać poślizgom krystalicznym i związanym z tym zjawiskom utwardniania. Pierwotna histereza zanika podczas próby przy obciążeniach umiarkowanych.



Rys. 6. Układ naprężeń, panujących w próbce na rozerwanie w pobliżu pęknięcia.

2. W próbkach, nie podlegających pęknięciu w danych warunkach obciążenia, histereza maleje, ale nie zanika. Ten rodzaj histerezy można nazwać „ciągłym lub wtórnym”. Wykazuje ona przebieg termodynamicznie nieodwracalny¹⁾.

3. W próbkach, podlegających pęknięciu, histereza wzrasta stopniowo, po przejściu przez pewne minimum, uwarunkowane zanikiem histerezy przejściowej. Fakt powyższym można uzasadnić rozszerzenie się dziedzin, w których zachodzą zjawiska wtórnej histerezy.



Rys. 7. Histereza przy różnej obróbce termicznej.

Pierwsza próbka (A). Wytrzymałość na rozerwanie 3140 kg/cm². Granica plastyczności 1640 kg/cm². Wydłużenie 34,6%.
 Druga próbka (B). Wytrzymałość na rozerwanie 3680 kg/cm². Granica plastyczności 2390 kg/cm². Wydłużenie 35,5%.

Próba na uderzenie z nadciętą próbką (maszyną lodową) średnio dla próbki A daje 11,2 kgm, dla próbki B — 113 kgm.

Zakres naprężeń przy obu próbach wynosił ± 24,3 kg/mm².

4. Bezpośrednio przed samym pęknięciem histereza wzrasta raptownie i osiąga tak znaczne wartości, że wzrost temperatury można wyczuć dotykiem. Jest to trzeci rodzaj histerezy, który należy przypisać szybkiemu rozchodzeniu się szczelin i towarzyszącym temu poślizgom.

Z tych, oraz całego szeregu innych obserwacji, Haigh wyprowadza następujące wnioski:

¹⁾ W teorii Haigh'a termodynamiczna strona zjawisk histerezy odgrywa pierwszorzędą rolę. Należyte zrozumienie tej teorii wymaga znajomości bliższej całości struktury badań uczonych angielskich w tej dziedzinie, poczynając od prac prof. James Thomson'a (przedechnie zmarłego brata Lorda Kelvin'a), Sir George Bealby'ego, Rosenhain'a i innych.

Zmęczenie należy przypisać procesowi, zachodzącemu w ten sposób, że praca jest zamieniana w ciepło, bez powstawania trwałych odkształceń i poślizgów krystalicznych. Proces powyższy nie dotyczy bezpośrednio poślizgów, dających histerezę początkową. Pęknięcie zjawia się wówczas, gdy proces powyższy rozwija się niestacannie, zyskując na intensywności wraz z każdym cyklem obciążenia.

Rys. 7 zapoznaje z charakterystycznymi wykresami histerezy dla tej samej stali, poddanej jednak różnorodnej obróbce termicznej.

METALIZNAWSTWO.

Cementacja gazem świetlnym.

Autor podaje wyniki badań w „Versuchsanstalt der Rombacher Hüttenwerke”, przeprowadzonych w r. 1924, nad cementacją różnych części lokomotyw zapomocą gazu świetlnego o składzie 8,0% CO + 49,2% H₂ + 30% CH₄ + 2,2% CmHn + 0,0% O₂ + 2,8% CO₂ + 7,2% N₂. Materiał używany do tego celu posiada następujący skład chemiczny w % i właściwości mechaniczne, gdzie μ³ = wielkość ziaren w μ².

- 1) C = 00,6; Si = 0; Mn = 0,39; P = 0,038; S = 0,034; Q = 25,2; R = 35,0; A = 36,7; C = 69,3; μ³ = 1030,
- 2) C = 0,12; Si = 0,12; Mn = 0,69; P = 0,038; S = 0,037; Q = 27,4; R = 44,1; A = 33,4; C = 63,6; μ = 940,
- 3) C = 0,18; Si = 0,15; Mn = 0,36; P = 0,019; S = 0,032; Ni = 1,85; Cr = 0,44, Q = 30,2; R = 47,4; A = 28,3; C = 45,4; μ³ = 1110.

Cementacja zapomocą gazu świetlnego zachodzi, według długoletnich spostrzeżeń autora, łatwiej, prędzej i głębiej, niż przy pomocy twardych karburызatorów i nigdy przytem nie spostrzeżono łuszczenia się górnych warstw, ani większych płam na nacementowanej powierzchni.

Wskutek dłuższego ogrzewania próbek w temperaturach cementacji (975°), otrzymuje stal po cementacji znaczną zianistość. Regenerację takiej gruboziarnistej stali przeprowadza się drogą podwójnego hartowania: 1) od t-ry 900 — 930° w oleju, w celu rozbicia ziaren miękkiego jądra i 2) od temp. 750—770° w wodzie — w celu otrzymania największej twardości powierzchniowej.

Po 8-godz. cementacji próbek (l=200 mm i φ = 50 mm) przy temperaturze 975° i odpowiedniej obróbce termicznej, otrzymał autor takie wyniki:

Obróbka termiczna	Q	R	A	C	Wielkość ziar. w μ ²	Głębok. cement. w mm
1) 930° w oleju i 770° w wodzie	po cement. przed cementacją	31,4	46,4	29,5	61,0	2,05
	po cement. przed cementacją	31,4	43,2	26,7	64,2	1030
2)	po cement. przed cementacją	33,0	52,6	25,2	51,8	2,35
	po cement. przed cementacją	31,8	51,0	25,5	52,2	940
3)	po cement. przed cementacją	49,5	77,2	16,3	40,0	2,30
	po cement. przed cementacją	33,9	57,1	19,0	30,2	1110

Po 16-godz. cementacji analogicznych próbek przy 1050°:

1) 930° w oleju i 770° w wodzie	34,2	48,9	29,7	61,4	3420	5,15
2)	33,5	54,7	25,0	51,8	2280	5,55
3)	47,7	73,2	17,2	49,7	1660	5,55

(W Rohland, St. u. E., 1927. 52—57.)

SILNIKI SPALINOWE.

Silniki do hydroplanów wojskowych.

Przy silnikach chłodzonych powietrzem odpada cała instalacja wodna, a co najważniejsze — najwrażliwsza na uszkodzenia chłodnica. Przy chłodzeniu wodnym uszko-

dzenie płaszcza jednego tyłko z cylindrów w skutkach odbija się na wszystkich. Nadto, przy powszechnej dziś budowie silników, istniejącej łączenie cylindrów w grupy—bloki uszkodzenie jednego z cylindrów powoduje zmianę całego bloku.

Przy niższej temperaturze, silniki o chłodzeniu wodnym wymagają dłuższego okresu rozgrzewania (ważna przeszkoda przy wzlotach nagłych — alarmach), trudniejsze są do rozruchu, poza tem grozi im zawsze zamarznięcie, a w lecie lub na dużych wysokościach — przegrzanie wody i smaru. Silniki chłodzone wodą są bardziej wrażliwe na zmiany temperatury. Silniki o chłodzeniu powietrzem są skłonniejsze raczej do przeschłodzenia, niż przegrzania.

Na samym płatowcu silnik chłodzony powietrzem jest, z natury rzeczy, dostępniejszy, kontrola i obsługa znacznie dogodniejsze i szybsze. Rzadko zachodzi potrzeba zdejmowania całego silnika, co jest szczególnie ważne na hydroplanach.

Uwzględniając chłodnicę, opór czołowy jest nie większy niż silnika chłodzonego wodą, natomiast zyskujemy dużo na wadze silnika. Zysk ten jednak maleje ze wzrostem mocy i przy 450 KM oba rodzaje silników są pod tym względem równoważne.

Moc KM	Chłodzenie powietrzem	kg/KM	Chłodzenie wodą	kg/KM	Zysk na wadze leg.
220	Wright I—4	1,15	Wright E—4	1,7	120
350	" R—1200	1,09	Curtiss D—12	1,4	110
450	" P—2	1,04	Packard 1 A—1500	1,09	22

Aczkolwiek konstruktorzy nie ograniczają się tylko do typów gwiazdowych (przykładem Liberty 12^o-cylindrowy), jest to jednak dziś typ przeważający. Ze względu na budowę korbowodów, ilość obrotów jest tu bardziej ograniczona, niż przy typie rzędowym, V lub W. Silniki chłodzone wodą wytrzymują ponad 300 godzin biegu, chłodzone powietrzem 150 — 200 godzin, poczem muszą nastąpić zwykłe zabiegi, oczyszczenie, zmiana pierścieni tłokowych i t. p.

Zużycie paliwa dla obu typów waha się około 230 g/KM/h i zależy od sprężenia, które dziś średnio wynosi 5,5. Zwiększenie sprężenia ograniczone jest niebezpieczeństwem przedwczesnego zapłonu i detonacji. Antidetonatorów nie używa się. Nieco cięższy benzol pozwala na powiększenie sprężenia, jednak wadą jego jest wyższa temperatura zamarzania. Najlepsze wyniki dała mieszanka 60% benzolu i 40% benzyny. Wyższa temperatura cylindrów chłodzonych powietrzem powoduje zmniejszenie średniego ciśnienia, skutkiem czego wydajność jest mniejsza.

Warunki odbiorcze marynarki Starów Zjednoczonych wymagają 300 godzinnej próby (rzy razy po sto godzin pełnego obciążenia).

W przeważającym dziś typie gwiazdowym poczyną się unikać dotychczasowego systemu łączenia głowic z cylindrem, stając się połączenie za pomocą długich śrub (powód — pęknięcie kołnierzy głowicy, wykonanej z metalu o znacznie różniącej się rozszerzalności cieplnej, niż metal cylindrów). Starannie włożone gniazda zaworowe robi się z brązu aluminiowego, dawniejsze stalowe, z powodu różnej rozszerzalności, zbyt szybko obluźowywały się. Świece wkładane są w brązowe tuleje (dla ochrony miękkiego metalu od uszkodzenia przy częstej zmianie świec).

Zawory wlotowe wykonywane są zwykle z cementowanej stali wolframowej, wylotowe — ze stali chromo-krzemowej, która okazała się wytrzymałą na pracę w wyższej temperaturze i na wyżeranie. Gaźnik—pojedynczy, przez co uniknięto niejednakowej regulacji gaźników wielokrotnych,

nadto dodano wentylator, który dosyła doskonale przemieszaną mieszkankę do zaworów, osiągając mniejsze opory zasysania i lepsze wypełnienie cylindrów. Należy zaznaczyć, że konstrukcja ta nie ma nic wspólnego ze sprężaniem dodatkowym przy silnikach na wielkie wysokości.

Części ruchu, wał korbowy i korbowody wykonywane są dziś silniejsze, nie bacząc na pewne zwiększenie wagi. Doświadczenia z tłokami ze stopu 87% Mn i 13% Al dotychczas nie dały wyników zadowalających.

Silniki chłodzone powietrzem mają mało części różnorodnych, przez co nadają się szczególnie do wyrobu serwowego. Z drugiej strony, silniki te wymagają szeregu ulepszeń, jak: chłodzenie gniazd zaworowych, kształt komory spalniczej i umieszczenie świec, lepsze odprowadzanie ciepła z tulei cylindrów przy silnikach o płaszcach cylindrowych z lekkich stopów i t. p.

Bureau of Aeronautics przewiduje zaspokojenie wszystkich potrzeb silnikami Wrighta: dla płatowców obserwacyjnych J—4 (220 KM, 800 cm³), dla myśliwskich — R — 1200 (350 KM, 1200 cm³) i P — 2 (450 KM, 1600 cm³) dla pozostałych. (Journal of the S. A. E. Vol 18, Nr. 5 str. 509—513, H. Schmidt).

Wl.

Kongresy i Zjazdy.

Pierwszy Polski Zjazd Matematyczny.

Z inicjatywy Walnego Zebrania Polskiego Towarzystwa Matematycznego, odbyłego w Krakowie z wiosną r. 1926, zawiązał się w Lwowie Oddział Lwowski P. T. M. Komitet Organizacyjny Pierwszego Polskiego Zjazdu Matematycznego, który wybrał 12 członków Komitetu Honorowego i ustalił termin Zjazdu na 7 do 10 września 1927. Zjazd odbędzie się w Lwowie i będzie obejmował następujące Sekcje:

- A) Sekcja logiki matematycznej i podstaw matematyki.
- B) „ algebry i teorii liczb.
- C) „ teorii mnogości i funkcji zmiennej rzeczywistej.
- D) „ analizy.
- E) „ geometrii.
- F) „ matematyki stosowanej.
- G) „ mechaniki i fizyki matematycznej.
- H) „ astronomji.
- I) „ dydaktyki, historii i filozofji matematyki.

Ponadto będą się odbywały posiedzenia ogólne (O).

Na liście członków Komitetu Honorowego widnieją nazwiska następujące: Banachiewicz Tadeusz (Kraków), Bartel Kazimierz (Lwów—Warszawa), Dickstein Samuel (Warszawa), Huber Maksymilian (Lwów), Krygowski Zdzisław (Poznań), Lichtenstein Leon (Lipsk), Łukasiewicz Jan (Warszawa), Natanson Władysław (Kraków), Sierpiński Waclaw (Warszawa), Stanisiewicz Wiktor (Wilno), Zaremba Stanisław (Kraków) i Żorawski Kazimierz (Warszawa). (Adres Komitetu Organizacyjnego: Prof. Huber, Lwów—Politechnika).

Międzynarodowy Kongres Medycyny w Warszawie.

Tegoroczny IV-ty Kongres Międzynarodowy Medycyny Wojskowej odbędzie się w Warszawie w dn. od 30 maja do 4-go czerwca. Obrady rozpoczyna się w gmachu Politechniki, prowadzone zaś będą w Szkole Podchorążych. Jednocześnie urzędniczą będzie wystawa handlowo-higieniczna.

Kronika.

Nowe pierwiastki chemiczne.

W ciągu r. ub. udało się wykryć drogę roentgenograficzną 3 nowe pierwiastki chemiczne, o liczbach atomowych: 43 (mazurjum), 75 (renjum) i 61 (mazwa nieustalona). Pozostaje zatem w układzie periodycznym tylko 2 niewykryte jeszcze pierwiastki.

Wykrycie rudy żelaznej we Włoszech.

Na zboczach wzgórza Passo della Tambura (między prowincjami Lassa i Lucca) odkryto na wysokości 1600 m obfite pokłady bogatej rudy żelaznej, o zawartości żelaza ok. 68%. Rozmiary odkrytych pokładów mogą uczynić Włochy niezależnymi od przywozu rudy z zagranicy.

WIADOMOŚCI

POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

BULLETIN DE LA COMMISSION POLONAISE DE STANDARDISATION

T R E Ś Ć:

W sprawie projektu układu pasowań.

WARSZAWA

23 LUTEGO
1927 r.

S O M M A I R E:

Sur les projet polonais du système d'ajustage et des tolerances.

W sprawie projektu układu pasowań i tolerancji.

Komisja Układu Pasowań i Tolerancji jeszcze w grudniu 1924 r. uchwaliła wytyczne, jakimi należy się kierować przy opracowywaniu polskiego układu pasowań. Uchwalono więc, że układ ma być jednokierunkowy. Jako temperaturę porównania przyjęto 20°. Przy doborze pasowań postanowiono wzorować się na układzie niemieckim.

W związku z powyższymi uchwałami, zgłoszono kilka projektów polskiego układu pasowań: Warszawskiej Sp. Budowy Parowozów; Sp. Akc. Ursus; Sp. Akc. Budowy Lokomotyw w Chrzanowie. Zaznaczyć należy, że wszystkie te projekty przyjęły za podstawę niemieckie normy pasowań, ze względu na wprowadzenie ich w przemyśle polskim. Zmiany dotyczyły przeważnie sprawy znakowania, które w układzie niemieckim pozostawiało wiele do życzenia i nie miało najmniejszych danych do utrzymania się w postaci normy międzynarodowej. Na tle tych projektów zjawiała się poważniejsza różnica zdań, która wywołała też żywsze zainteresowanie projektami układu pasowań, opracowanymi w innych, poza Niemcami, krajach.

W związku z różnicą zdań, polegającą głównie na stosunku do *jednoski pasowania*, która w projekcie Warsz. Sp. Budowy Parowozów stała się podstawą nomenklatury pasowań i oznaczeń na rysunkach technicznych, na posiedzeniu w dniu 24 marca 1925 r. uchwalono powierzyć opracowanie jednolitego układu pasowań niżej podpisanemu, przy współudziale personelu Laboratorium Obróbki Metali Politechniki Warszawskiej.

Wydanie w tym czasie szeregu norm pasowań: holenderskich, szwajcarskich, a potem szwedzkich i wreszcie rosyjskich, które wykazały mniej lub więcej znaczne odchylenia od niemieckiego układu pasowań, uniemożliwiło doraźne załatwienie tej sprawy. Na przeszkodzie stanął również zupełny brak środków. Dopiero w maju 1926 r. wykonano na kalce 70 arkuszy norm, obejmujących całość polskiego układu pasowań.

Niestety, brak środków materialnych uniemożliwił i tym razem rozesłanie tego projektu wszystkim członkom Komisji Układu Pasowań i Tolerancji. Udało się zapoznać z nim jednak poszczególnych specjalistów, co umożliwiło wprowadzenie nowych zmian i uzupełnień.

Projekt polski w zasadniczej osnowie wzorowany jest na układzie szwedzkim, jako za-

wierającym wiele uproszczeń i ulepszeń w stosunku do norm niemieckich. Wobec konieczności gruntownego zapoznania się z nim, niżej podpisany uważał za konieczne, jeszcze przed zwołaniem Komisji, zapoznać z projektem szerszy ogół i przygotować tym sposobem dyskusję na posiedzeniu Komisji, na którym może on uzyskać sankcję projektu zasadniczego. W tym celu, na mocy porozumienia się z sekretarjatem P. K. N., odnośne materiały, w postaci skrótu, obejmującego dziewięć tablic, są opublikowane wraz z objaśnieniami inż. P. Rózdziewicza¹⁾ w Wiadomościach P. K. N. Tablice szczegółowe, za zwrotem kosztów odbitek niemieckich, można otrzymać w Sekretarjacie P. K. N. lub w Księgarni Technicznej Przeglądu Technicznego.

H. Mierzejewski,
Przewodniczący Komisji
Układu Pasowań i Tolerancji.

Objaśnienia pojęć zasadniczych

Polski układ pasowań średnic zawiera wytyczne dla różnorodnych gałęzi przemysłu maszynowego, niezbędne przy wprowadzeniu zasady zamienności wytwarzanych części maszyn. Układ pasowań średnic dotyczy wzajemnego dopasowywania otworów i wałków.

Temperatura odniesienia jest 20° C, czyli że wszystkie narzędzia miernicze odtwarzają przy niej swą właściwą miarę.

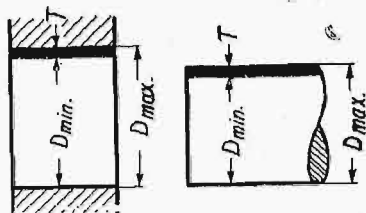
Oba poddziały układu: „stały otwór” i „stały wał”, o których będzie mowa niżej, traktowane są równorzędnie, ze względu na potrzeby przemysłu.

Wymiary, niedomiary i tolerancja.

Możliwość składania stykających się ze sobą części, bez konieczności dobierania i dopasowywania, wymaga pewnej określonej dokładności wykonania. Bezwzględna dokładność jest praktycznie nieosiągalna. Należy dla każdego wymiaru **nominalnego N** ustalić dwie granice — dwa **wymiary**

¹⁾ Objasnienia są wzorowane na tablicach, opracowanych przez Katedrę Obróbki Metali Politechniki Lwowskiej. Szereg uwag porównawczych i krytycznych na tlenowego projektu pasowań zawiera praca Inżyniera W. Mośczyńskiego: „W sprawie projektu polskiego układu pasowań.” Przegl. Techn., t. 64, 1926, 623 oraz Inż. Aleks. Piotrowskiego: „Porównanie projektu polskiego układu pasowań z DIN”, Mech. anik. 9, 1927, 7.

graniczne — między którymi znajdować się winien wymiar rzeczywiście wykonany.



Rys. 1.

Wymiary graniczne (rys. 1):

Wymiar największy D_{max} — największy wymiar dopuszczalny.

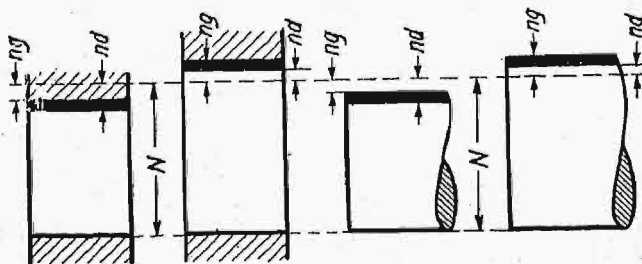
Wymiar najmniejszy D_{min} — najmniejszy wymiar dopuszczalny.

Np. $D_{max} = 59,97 \text{ mm}$.

$D_{min} = 59,94 \text{ mm}$.

Różnica między wymiarami największym i najmniejszym nazywa się **tolerancją $T = D_{max} - D_{min}$** ; np. $T = 59,97 - 59,94 = 0,03 \text{ mm}$.

Dwie stykające się ze sobą powierzchnie posiadają jeden i ten sam wymiar nominalny N (np. $N = 60 \text{ mm}$). Różnice między wymiarem nominalnym i wymiarami granicznymi nazywamy **niedomiarami** (rys. 2).



Rys. 2.

Niedomiary górny ng jest różnicą między wymiarem największym i nominalnym $ng = D_{max} - N$, np. $ng = 59,97 - 60 = -0,03 \text{ mm}$.

Niedomiary dolny nd jest różnicą między wymiarem najmniejszym i nominalnym $nd = D_{min} - N$, np. $nd = 59,94 - 60 = -0,06 \text{ mm}$.

Wymiarem rzeczywistym nazywamy wymiar wykonany i odmierzony istotnie na danym przedmiocie, np. $59,96 \text{ mm}$.

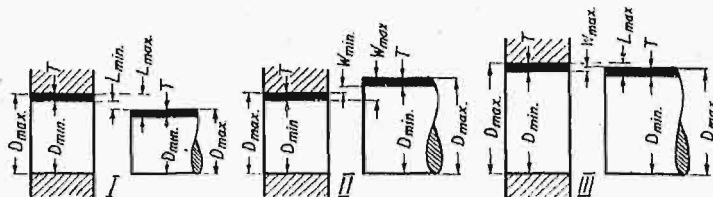
Niedomiarem rzeczywistym nazywamy różnicę między wymiarem rzeczywistym i nominalnym, np. jeżeli wymiar rzeczywisty wynosi $59,96 \text{ mm}$, a średnica nominalna wynosi 60 mm — niedomiary rzeczywisty $= 59,96 - 60 = -0,04 \text{ mm}$.

Rodzaje pasowań, luz, wcisk.

W złożeniu dwóch stykających się ze sobą przedmiotów (np. wału i łożyska) mogą zajść następujące wypadki (rys. 3):

I. Największa dopuszczalna średnica wału jest mniejsza od najmniejszej dopuszczalnej średnicy otworu. Między powierzchnią wału i otworu pozostanie zawsze pewna przestrzeń, t.

zw. **luz L** . Luzy mogą zdarzyć się od **najmniejszego L_{min}** do **największego L_{max}** , ale w przyjętych warunkach istnieć będą zawsze. Istniejącą wolną przestrzeń (luz) może zająć warstewka smaru —



Rys. 3.

części będą mogły obracać się lub przesuwać względem siebie, tworząc t. zw. **pasowanie ruchowe**.

L_{max} — jest różnicą między wymiarem największym otworu i najmniejszym wałka, np. $60,03 - 59,94 = 0,09 \text{ mm}$.

L_{min} — jest różnicą między wymiarem najmniejszym otworu i największym wału, np. $60,00 - 59,97 = 0,03 \text{ mm}$.

II. Największa dopuszczalna średnica wału jest większa od największej dopuszczalnej średnicy otworu. Wał i otwór mogą być złożone tylko z wysiłkiem, dzięki poddawaniu się materiałów; poruszać się swobodnie nie mogą, tworząc t. zw. **pasowanie spoczynkowe**. Mówimy, że w tym wypadku wał jest wykonany z nadmiarem W , przyczem nadmiar ten może się zdarzyć od pewnego **najmniejszego W_{min}** do **największego W_{max}** . Nadmiar ten nazywamy **wciskiem**, czyli ujemnym luzem.

W_{max} — jest różnicą między wymiarem największym wałka i najmniejszym otworu, np. $60,06 - 60,00 = 0,06 \text{ mm}$.

W_{min} — jest różnicą między wymiarem najmniejszym wałka i największym otworu, np. $60,04 - 60,03 = 0,01 \text{ mm}$.

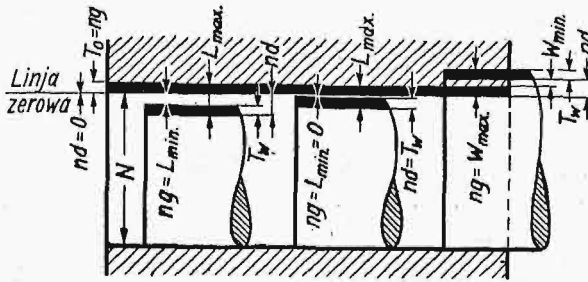
III. Wreszcie w trzecim wypadku — najgrubszy dopuszczalny wał może być większy od najmniejszego dopuszczalnego otworu, nie jest jednak wykluczone, by pewien wał o średnicy leżącej jeszcze w granicach tolerancji, nie był mniejszy od pewnych otworów, których średnice też jeszcze leżą w granicach tolerancji. W ten sposób otrzymuje się **pasowanie mieszane**, przyczem rodzaj pasowania (ruchowe, spoczynkowe) będzie zależał od przypadku.

Podziały układu, linja zerowa.

Powyższe 3 przypadki mogą być osiągnięte dwoma sposobami: wobec stałej średnicy otworu — zmieniając odpowiednio średnicę wałów, lub wobec stałej średnicy wału — zmieniając średnice otworów. Pierwszy sposób daje zasadę stałego otworu, drugi — zasadę stałego wału.

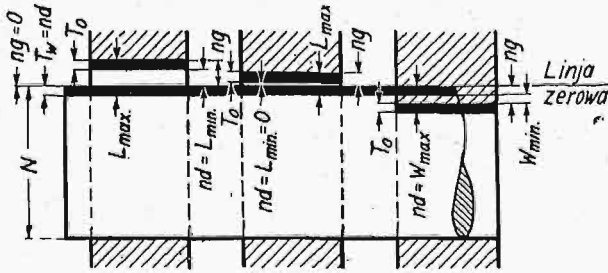
Zasada stałego otworu. Rys. 4. W układzie pasowań według zasady stałego otworu wymiar nominalny otworu równy jest wymiarowi najmniejszemu otworu ($N = D_{min}$); wymiar największy otworu D_{max} jest o tolerancję otworu T większy od wymiaru nominalnego. Górny niedomiary równy jest zatem tolerancji otworu, a dolny niedomiary równy jest zeru. Dla wałków zaś górny niedomiary jest równy najmniejszemu luzowi (najwięk-

szemu wciskowi), a dolny niedomiary jest o tolerancję wału (T_w) większy (mniejszy przy wcisku) od górnego.



Rys. 4.

Zasada stałego wału. Rys 5. W układzie pasowań według zasady stałego wału, wymiar nominalny wału jest wymiarem największym tegoż. Wymiar najmniejszy wałka jest o tolerancję wałka mniejszy od wymiaru nominalnego. Górny niedomiary jest zatem równy zero, a niedomiary dolny jest równy tolerancji wału. Dla otworów zaś — dolny niedomiary jest równy najmniejszemu luzowi (największemu wciskowi). Górny niedomiary jest o tolerancję otworu większy (mniejszy przy wcisku) od dolnego.



Rys. 5.

Linja zerowa. Rys. 4 i 5. W powyższych podziałach układu, tolerancje i niedomiary stałego otworu i stałego wału odkłada się w jedną stronę od danej średnicy podstawowej N (układ asymetryczny lub jednokierunkowy) i ponieważ D_{min} dla stałego otworu i D_{max} dla stałego wału posiadają niedomiary = 0, dlatego nazywamy linię odpowiadającą wymiarowi nominalnemu — linią zerową.

Klasy pasowań.

Położeniu obszarów (pól) tolerancji względem wymiaru nominalnego odpowiadają, jak widzieliśmy, pasowania spoczynkowe, rucho-we i mieszane. W zależności od wielkości luzów, względnie wcisków, otrzymujemy pasowania o różnych właściwościach. Im mniejsze są tolerancje (t. j. im ciaśniejsze granice, w których znajduje się wymiar rzeczywisty, im zatem większa dokładność wykonania) tem łatwiej jest osiągnąć żądany charakter pasowania. Ale im wykonanie dokładniejsze — tem drożej ono kosztuje. Nie należy tedy stosować zbytnej dokładności tam, gdzie ona jest zbędna.

Polski układ pasowań odróżnia ze względu na wielkość przepisanej tolerancji 3 klasy dokładności.

Pierwsza klasa odpowiada b, w wysokim wymaganiom dokładności. Obejmuje ona równocześnie pasowanie łożysk kulkowych.

Druga klasa odpowiada wysokim wymaganiom dokładności.

Trzecia klasa odpowiada dość wysokim wymaganiom dokładności, odpowiadającej mniejszym kosztom wytwarzania.

Przy użyciu ciągniętych dokładnie (kalibrowanych) wałków należy stosować **czwartą klasę** pasowań.

Każda klasa pasowań przewiduje pewną liczbę (max. 11) różnych pasowań normalnych. Klasy dokładności, pasowania oraz ich skrócone oznaczenia podane są w tabeli na str. 168.

W układzie tym przyjęto oznaczenia literowe, mian. użyto wielkich liter dla sprawdzianów trzpieniowych, małych — dla sprawdzianów szczękowych, przyczem te same litery odpowiadają tym samym pasowaniom w obydwóch podziałach układu: „stały otwór” i „stały wał”. Podstawowy otwór i odpowiadający mu sprawdzian trzpieniowy oznaczono literą H z dodaniem cyfr 1, 2 lub 3, zależnie od klasy dokładności; podstawowy wałek i odpowiadający mu sprawdzian szczękowy oznaczono literą h.

Jakiegokolwiek pasowanie możnaby oznaczyć tylko jednym symbolem, złożonym z litery i cyfry, gdybyśmy zawsze używali podstawowego otworu lub podstawowego wału, i to tej samej klasy dokładności co wał, względnie otwór przyjęty; dla uniknięcia jednak wszelkich nieporozumień i uczynienia symbolistyki zupełnie uniwersalną, stosuje się symbole podwójne, przyczem symbol otworu podaje się na pierwszym miejscu. Np. pasowanie wciskane przy stałym otworze oznaczamy H2—m2, przy stałym wałku zaś M2—h2, jeżeli chodzi o drugą klasę dokładności.

Polski układ pasowań przewiduje swobodę kombinowania dowolnych wałków z dowolnymi otworami tej samej lub innej klasy. Ma to na celu uzyskanie nowych luzów, wzgl. wcisków, bez konieczności zakupywania nowych narzędzi i sprawdzianów.

Obliczenie tolerancji i luzów.

Wielkość tolerancji, niedomiarów i luzów, względnie wcisków, w polskim układzie pasowań oblicza się i podaje w mikronach.

$$1 \text{ mikron} = 1 \mu = \frac{1}{1000} \text{ mm.}$$

I. Tolerancje T_w dla wału i T_o dla otworu otrzymujemy z wzorów $t_w = T_w \sqrt[3]{d}$ lub $T_o = t_o \sqrt[3]{d}$, gdzie t_w i t_o są to współczynniki stałe, podane w tabelicach pasowań, zaś średnica d jest średnią charakteryzującą pewną grupę średnic dla odstępu $d_1 \rightarrow d_2$, którą to średnicę wyliczamy z wzoru

$$d = \frac{4 d_1 d_2}{(\sqrt{d_1} + \sqrt{d_2})^2}$$

lub, co jest łatwiejsze, bierzemy z następującej tabelicy (str. 169):

Polskie Normy

Układ pasowań średnic

Skrócone oznaczenia pasowań.

PN
Projekt

Zasada stałego otworu.

Nazwa pasowania	klasa 1		klasa 2		klasa 3	
	Otwór	Wałek	Otwór	Wałek	Otwór	Wałek
Pasowanie obrotowe b. luźne . . .	—	—	H2	d2	H3	d3
Pasowanie obrotowe luźne . . .	—	—	H2	e2	H3	e3
Pasowanie obrotowe . . .	—	—	H2	f2	H3	f3
Pasowanie ciasne obrotowe . . .	—	—	H2	g2	H3	g3
Pasowanie suwliwe . . .	H1	h1	H2	h2	H3	h3
Pasowanie przylgowe . . .	H1	j1	H2	j2	H3	j3
Pasowanie lekko wciskane . . .	H1	k1	H2	k2	H3	k3
Pasowanie wciskane . . .	H1	m1	H2	m2	H3	m3
Pasowanie lekko wtlaczane . . .	H1	n1	H2	n2	H3	n3
Pasowanie wtlaczane . . .	—	—	H2	p2	H3	p3
Pasowanie mocno wtlaczane . . .	—	—	H2	r2	H3	r3

Zasada stałego wału.

Nazwa pasowania	klasa 1		klasa 2		klasa 3	
	Otwór	Wałek	Otwór	Wałek	Otwór	Wałek
Pasowanie obrotowe b. luźne . . .	—	—	D2	h2	D3	h3
Pasowanie obrotowe luźne . . .	—	—	E2	h2	E3	h3
Pasowanie obrotowe . . .	—	—	F2	h2	F3	h3
Pasowania ciasne obrotowe . . .	—	—	G2	h2	G3	h3
Pasowanie suwliwe . . .	H1	h1	H2	h2	H3	h3
Pasowanie przylgowe . . .	J1	h1	J2	h2	J3	h3
Pasowanie lekko wciskane . . .	K1	h1	K2	h2	K3	h3
Pasowanie wciskane . . .	M1	h1	M2	h2	M3	h3
Pasowanie lekko wtlaczane . . .	N1	h1	N2	h2	N3	h3
Pasowanie wtlaczane . . .	—	—	P2	h2	P3	h3
Pasowanie mocno wtlaczane . . .	—	—	R2	h2	R3	h3

Przykład oznaczenia pasowania

Pasowanie wciskane, 2 klasa, Zasada stałego otworu: H2-m2

Pasowanie wtlaczane, 3 klasa, Zasada stałego wału: P3-h3:

grupa średnic		Ø charak- teryzt. <i>d</i>	\sqrt{d}	$\sqrt[3]{d}$
<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂			
1	3	1,61	1,27	1,17
3	6	4,12	2,03	1,60
6	10	7,62	2,76	1,97
10	18	13,13	3,62	2,36
18	30	22,86	4,78	2,84
30	50	38,10	6,17	3,37
50	80	62,38	7,90	3,97
80	120	96,98	9,85	4,59
120	180	145,47	12,06	5,26
180	260	211,51	14,65	5,99
260	360	303,92	17,43	6,72
360	500	421,41	20,53	7,50

Aby określić tolerancję dla danej średnicy nominalnej, wyszukujemy w tablicy dwie średnice *d*₁ i *d*₂, pomiędzy którą zawarta jest dana średnica nominalna. Te średnice *d*₁ i *d*₂ określają znowu średnią *d* charakteryzującą pewną grupę średnic dla odstępu *d*₁ → *d*₂.

Znalezioną średnicę *d* i współczynniki *t*_w i *t*_o wzięte z tablic pasowań wprowadzamy we wzory dla *T*_w i *T*_o i obliczamy tolerancję.

Niedomiary zaokrąglamy, biorąc najbliższe wartości z tabeli następującej:

1	6	12	22	45	70	95
2	7	14	25	50	75	100
3	8	16	30	55	80	110
4	9	18	35	60	85	120
5	10	20	40	65	90	130

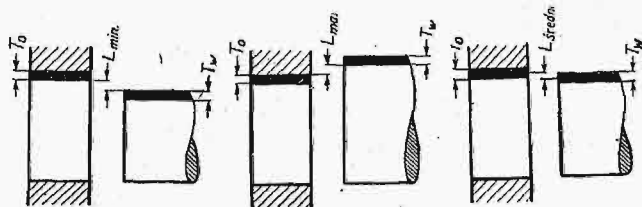
Dalsze wartości stopniowane są tak, że liczba kończy się zawsze zerem.

II. Luzy obliczamy z następujących wzorów:

a) Pasowanie ruchowe. Najmniejszy luz otrzymujemy z wzoru $L_{min} = l_r \sqrt{d}$.

Luz może być + lub 0.

b) Pasowanie spoczynkowe. Luz największy $L_{max} = l_s \sqrt{d}$.



Rys. 6.

Rys. 7.

Rys. 8.

Luz bywa 0 lub —.

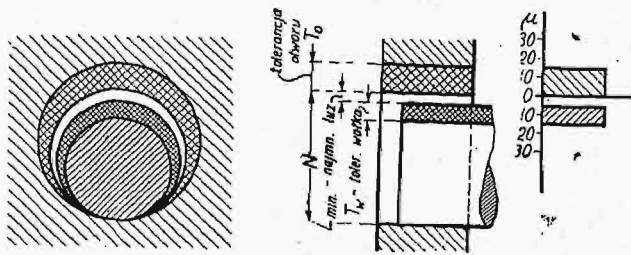
c) Pasowanie mieszane. Luz średni otrzymujemy z wzoru $L_{sr} = l_m \sqrt{d}$

Luz bywa + lub —.

We wzorach powyższych *l*_r, *l*_m, *l*_s są współczynnikami luzu, które bierzemy z tablic pasowań, zaś *d* jest średnicą charakteryzującą pewną grupę średnic dla odstępu *d*₁ → *d*₂, którą to średnicę wyliczamy z wzoru lub bierzemy z tabeli podanej wyżej. (Patrz wzory dla obliczenia tolerancji *T*_w i *T*_o).

Wykresy.

Różne rodzaje pasowań można przedstawić wykresnie, podając rozmieszczenie i wielkość tolerancji.



Rys. 9-a.

Rys. 9-b.

Rys. 9-c.

Rys. 9a przedstawia przekrój tulei, w której spoczywa wał. Rys. 9b — przekrój podłużny tego pasowania, a na rys. 9c pokazane są tylko tolerancje wału i otworu oraz skala w mikronach. Jeżeli narysujemy szereg takich rysunków jak Rys. 9-c dla wszystkich pasowań pewnej klasy i ułożymy te rysunki obok siebie, otrzymamy wykresy tolerancji podobne do podanych na poniższych tablicach (str. 172 i n.).

Podane tytułem przykładu wykresy tolerancji są wykonane dla grupy średnic od 30 do 50 mm. Wytwórniom potrzebne są podobne wykresy, wykonane dla różnych grup średnic, używanych w danym warsztacie, przy czym dla łatwego dobierania dowolnych wałków z dowolnymi otworami tej samej lub innej klasy (pasowania kombinacyjne) najlepiej wykonać wykresy tak, żeby pola tolerancji, dla wszystkich normalnych pasowań danej grupy średnic, były podane w jednokowej podziałce.

Szereg podanych tablic został uzupełniony dwoma tablicami (str. 170 i 171), wykonanymi dla stałego otworu i stałego wału, w których znajdujemy niedomiary sprawdzianów, dla wszystkich klas dokładności.

Wybór pasowań.

Bogaty wybór pasowań nie ma na celu, by poszczególne wytwórnie zaopatrywały się w komplet sprawdzianów tej czy innej klasy pasowań. Muszą one wybrać z tablic te pasowania, które okażą się najodpowiedniejszymi, w myśl posiadanych wskazówek i własnego doświadczenia.

Wytwórnia, wprowadzająca sprawdziany różnicowe, wybiera stosownie do charakteru swych wyrobów podziałkę układu, klasę pasowań i oddzielne pasowania, posługując się własnym doświadczeniem warsztatowym, tablicami dawniej stosowanych luzów i t. p. Należy starać się o to, by liczba pasowań była jak najmniejsza.

Zwykle wystarczają dwa pasowania obrotowe i 1 lub 2 spoczynkowe. Różnorodność produkcji wy-

Układ pasowań średnic. Niedomiary sprawdzianów przy stałym wale.

PN
Projekt

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

ŚREDNICA NOMINALNA		od	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	260	360	
		do	3	6	10	18	30	50	80	120	180	260	360	500	
Klasa 1.	Sprawdziany do wałków	h 1	górny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			dolny	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-16	-18	-20	-22	
	Pasowania	Suwliwe	H 1	dolny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			górny	+6	+8	+9	+12	+14	+16	+18	+22	+25	+25	+30	
	Przylgowe	J 1	dolny	-4	-4	-5	-5	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	
			górny	+3	+4	+5	+6	+8	+10	+12	+14	+18	+20	+25	
	Lekko wciskane	K 1	dolny	-6	-7	-8	-10	-12	-14	-16	-18	-20	-22	-25	
			górny	+1	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+3	+4	
	Wciskane	M 1	dolny	-8	-10	-12	-14	-18	-22	-25	-30	-35	-40	-45	
			górny	-1	-2	-2	-3	-4	-6	-8	-9	-12	-14	-16	
Lekko wtfaczone	N 1	dolny	-12	-16	-18	-22	-25	-30	-35	-40	-50	-55	-60		
		górny	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-16	-18	-20	-22		
Klasa 2.	Sprawdziany do wałków	h 2	górny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			dolny	-6	-8	-10	-12	-14	-16	-20	-22	-25	-30	-35	-40
	Obrotowe b. luźne	D 2	dolny	+14	+22	+30	+40	+55	+70	+85	+110	+130	+160	+190	+230
			górny	+35	+50	+60	+80	+100	+120	+150	+180	+220	+260	+300	+350
	Obrotowe luźne	E 2	dolny	+9	+14	+20	+25	+35	+45	+55	+70	+85	+100	+120	+140
			górny	+25	+35	+45	+55	+70	+85	+110	+130	+150	+180	+210	+240
	Obrotowe	F 2	dolny	+5	+8	+12	+14	+20	+25	+30	+40	+50	+60	+70	+80
			górny	+18	+25	+35	+40	+50	+60	+75	+90	+110	+120	+140	+160
	Ciasne obrotowe	G 2	dolny	+2	+3	+4	+5	+7	+9	+12	+14	+18	+22	+25	+30
			górny	+12	+18	+22	+25	+35	+40	+50	+55	+65	+75	+85	+100
	Suwliwe	H 2	dolny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			górny	+9	+12	+16	+18	+22	+25	+30	+35	40	+50	+55	+60
	Przylgowe	J 2	dolny	-5	-7	-8	-9	-10	-12	-12	-14	-14	-14	-14	-14
			górny	+4	+6	+8	+10	+12	+16	+20	+25	+30	+35	+40	+45
	Lekko wciskane	K 2	dolny	-8	-10	-12	-16	-18	-22	-25	-30	-35	-40	-45	-50
			górny	+2	+2	+3	+4	+4	+5	+6	+7	+8	+9	+10	+12
	Wciskane	M 2	dolny	-10	-14	-16	-20	-25	-30	-40	-45	-50	-60	-70	-80
			górny	-0	-1	-1	-2	-3	-4	-6	-8	-10	-14	-16	-20
Lekko wtfaczone	N 2	dolny	-16	-20	-25	-30	-35	-45	-50	-60	-70	-80	-90	-100	
		górny	-6	-8	-10	-12	-14	-16	-20	-22	-25	-30	-35	-40	
Wtfaczone	P 2	dolny	-22	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-130	-150	-170	-200	
		górny	-12	-18	-22	-30	-35	-45	-55	-65	-80	-95	-110	-130	
Mocno wtfaczone	R 2	dolny	-30	-40	-55	-70	-85	-110	-130	-160	-190	-220	-260	-300	
		górny	-18	-25	-35	-45	-55	-70	-90	-110	-130	-160	-190	-220	
Klasa 3.	Sprawdziany do wałków	h 4	górny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			dolny	-14	-20	-25	-30	-35	-40	-50	-55	-65	-70	-80	-90
	Obrotowe b. luźne	D 3	dolny	+12	+20	+30	+35	+50	+60	+80	+100	+120	+150	+170	+210
			górny	+40	+55	+70	+90	+110	+140	+170	+200	+240	+280	+320	+370
	Obrotowe luźne	E 3	dolny	+8	+12	+16	+22	+30	+35	+45	+60	+75	+90	+100	+120
			górny	+25	+40	+50	+60	+75	+90	+110	+130	+160	+180	+210	+240
	Sprawdziany do wałków	h 3	górny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			dolny	-9	-12	-16	-18	-22	-25	-30	-35	-40	-50	-55	-60
	Obrotowe	F 3	dolny	+4	+6	+8	+10	+14	+18	+25	+30	+35	+45	+50	+60
			górny	+22	+30	+40	+50	+60	+70	+85	+100	+120	+140	+160	+180
	Ciasne obrotowe	G 3	dolny	+1	+2	+2	+3	+4	+5	+6	+8	+10	+12	+14	+16
			górny	+16	+22	+30	+35	+40	+50	+60	+70	+80	+90	+100	+110
	Suwliwn	H 3	dolny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			górny	+14	+20	+25	+30	+35	+40	+50	+55	+65	+70	+80	+90
	Przylgowe	J 3	dolny	-9	-10	-12	-14	-16	-18	-20	-22	-22	-22	-25	-25
			górny	+6	+8	+10	+14	+18	+22	+30	+35	+40	+50	+55	+65
	Lekko wciskane	K 3	dolny	-12	-16	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-55	-60	-65	-75
			górny	+2	+3	+4	+5	+6	+7	+8	+9	+10	+12	+14	+16
Wciskane	M 3	dolny	-14	-20	-25	-30	-40	-45	-55	-65	-75	-90	-100	-120	
		górny	-0	-1	-2	-3	-4	-6	-8	-10	-14	-18	-25	-25	
Lekko wtfaczone	N 3	dolny	-22	-30	-40	-45	-55	-65	-80	-90	-110	-120	-130	-150	
		górny	-9	-12	-16	-18	-22	-25	-30	-35	-40	-50	-55	-60	
Wtfaczone	P 3	dolny	-30	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-130	-150	-180	-200	-230	
		górny	-14	-20	-25	-30	-40	-50	-60	-70	-85	-100	-110	-130	
Mocno wtfaczone	R 3	dolny	-35	-50	-65	-80	-100	-120	-150	-180	-210	-250	-290	-330	
		górny	-20	-30	-40	-50	-60	-75	-95	-120	-140	-170	-190	-220	

Układ pasowań średnic

Niedomiary sprawdzianów przy stałym otworze.

PN
Projekt

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

ŚREDNICA NOMINALNA		od		1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	260	360		
		do		3	6	10	18	30	50	80	120	180	260	360	500		
Klasa 1.	Sprawdziany do otworów	H1	dolny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		H1	górny	+6	+8	+9	+12	+14	+16	+18	+22	+25	+25	+30			
	Sprawdziany do wałków	Pasowania	Suwliwe	h1	górny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				h1	dolny	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-16	-18	-20	-22	
		Przylgowe	j1	górny	+4	+4	+5	+5	+6	+6	+6	+6	+6	+6	+6	+6	+6
			j1	dolny	-1	-2	-2	-3	-4	-6	-8	-9	-12	-14	-16		
			k1	górny	+6	+7	+8	+10	+12	+14	+16	+18	+20	+22	+25		
	Wciskane	m1	dolny	+1	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+3	+4			
		m1	górny	+8	+10	+12	+14	+18	+22	+25	+30	+35	+40	+45			
	Lekko wciągane	n1	dolny	+3	+4	+5	+6	+8	+10	+12	+14	+18	+20	+25			
n1		górny	+12	+16	+18	+22	+25	+30	+35	+40	+50	+55	+60				
			dolny	+6	+8	+9	+12	+14	+16	+18	+22	+25	+30				
Klasa 2.	Sprawdziany do otworów	H2	dolny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		H2	górny	+9	+12	+16	+18	+22	+25	+30	+35	+40	+50	+55	+60		
	Sprawdziany do wałków	Pasowania	Obrotowe b. luźne	d2	górny	-14	-22	-30	-40	-55	-70	-85	-110	-130	-160	-190	-230
				d2	dolny	-30	-45	-55	-70	-90	-110	-140	-170	-200	-240	-280	-320
		Obrotowe luźne	e2	górny	-9	-14	-20	-25	-35	-45	-55	-70	-85	-100	-120	-140	
			e2	dolny	-20	-30	-40	-50	-60	-75	-95	-110	-140	-160	-190	-220	
		Obrotowe	f2	górny	-5	-8	-12	-14	-20	-25	-30	-40	-50	-60	-70	-80	
			f2	dolny	-14	-20	-25	-30	-40	-50	-65	-75	-90	-110	-120	-140	
		Ciasne obrotowe	g2	górny	-2	-3	-4	-5	-7	-9	-12	-14	-18	-22	-25	-30	
			g2	dolny	-9	-12	-16	-20	-25	-30	-35	-40	-50	-60	-65	-75	
		Suwliwe	h2	górny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			h2	dolny	-6	-8	-10	-12	-14	-16	-20	-22	-25	-30	-35	-40	
		Przylgowe	j2	górny	+5	+7	+8	+9	+10	+12	+12	+14	+14	+14	+14	+14	
			j2	dolny	0	-1	-2	-3	-4	-5	-7	-10	-12	-16	-20	-25	
		Lekko wciskane	k2	górny	+8	+10	+12	+16	+18	+22	+25	+30	+35	+40	+45	+50	
k2	dolny		+2	+2	+3	+4	+4	+5	+6	+7	+8	+9	+10	+12			
Wciskane	m2	górny	+10	+14	+16	+20	+25	+30	+40	+45	+50	+60	+70	+80			
	m2	dolny	+4	+5	+7	+9	+12	+14	+18	+22	+25	+30	+35	+40			
Lekko wciągane	n2	górny	+16	+20	+25	+30	+35	+45	+50	+60	+70	+80	+90	+100			
	n2	dolny	+9	+12	+16	+18	+22	+25	+30	+35	+40	+50	+55	+60			
Wciągane	p2	górny	+22	+30	+40	+50	+60	+75	+90	+110	+130	+150	+170	+200			
	p2	dolny	+16	+22	+30	+35	+45	+55	+65	+80	+95	+110	+130	+150			
Mocno wciągane	r2	górny	+30	+40	+55	+70	+85	+110	+130	+160	+190	+220	+260	+300			
	r2	dolny	+20	+30	+40	+50	+65	+80	+100	+130	+150	+180	+210	+240			
Klasa 3.	Sprawdziany do otworów	H3	dolny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		H3	górny	+14	+20	+25	+30	+35	+40	+50	+55	+65	+70	+80	+90		
	Obrotowe b. luźne	d3	górny	-12	-20	-30	-35	-50	-60	-80	-100	-120	-150	-170	-210		
		d3	dolny	-40	-55	-70	-90	-110	-140	-170	-200	-240	-280	+320	-370		
	Obrotowe luźne	e3	górny	-8	-12	-16	-22	-30	-35	-45	-60	-75	-90	-100	-120		
		e3	dolny	-25	-40	-50	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-180	-210	-240		
	Obrotowe	f3	górny	-4	-6	-8	-10	-14	-18	-25	-30	-35	-45	-50	-60		
		f3	dolny	-18	-25	-30	-40	-50	-60	-70	-85	-100	-120	-130	-150		
	Ciasne obrotowe	g3	górny	-1	-2	-2	-3	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-16		
		g3	dolny	-12	-16	-20	-25	-30	-35	-40	-50	-55	-65	-75	-85		
	Suwliwe	h3	górny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		h3	dolny	-9	-12	-16	-18	-22	-25	-30	-35	-40	-50	-55	-60		
	Przylgowe	j3	górny	+9	+10	+12	+14	+16	+18	+20	+22	+22	+22	+25	+25		
		j3	dolny	-1	-2	-3	-4	-6	-9	-12	-16	-20	-25	-30	-35		
	Lekko wciskane	k3	górny	+12	+16	+20	+25	+30	+35	+40	+45	+55	+60	+65	+75		
k3		dolny	+2	+3	+4	+5	+6	+7	+8	+9	+10	+12	+14	+16			
Wciskane	m3	górny	+14	+20	+25	+30	+40	+45	+55	+65	+75	+90	+100	+120			
	m3	dolny	+5	+7	+9	+12	+16	+20	+25	+30	+35	+40	+50	+55			
Lekko wciągane	n3	górny	+22	+30	+40	+45	+55	+65	+80	+90	+110	+120	+130	+150			
	n3	dolny	+14	+20	+25	+30	+35	+40	+50	+55	+65	+70	+80	+90			
Wciągane	p3	górny	+30	+40	+50	+60	+75	+90	+110	+130	+150	+180	+200	+230			
	p3	dolny	+18	+25	+35	+40	+50	+60	+75	+90	+110	+120	+140	+160			
Mocno wciągane	r3	górny	+35	+50	+65	+80	+100	+120	+150	+180	+210	+250	+290	+330			
	r3	dolny	+25	+35	+45	+55	+70	+90	+110	+130	+160	+190	+220	+250			

Układ pasowań średnic. Zasada stałego otworu. Klasa 1 (Projekt).



magą, naodwrot, wielu pasowań, należących niejednokrotnie do różnych klas, jak również wprowadzenia obu podziałów.

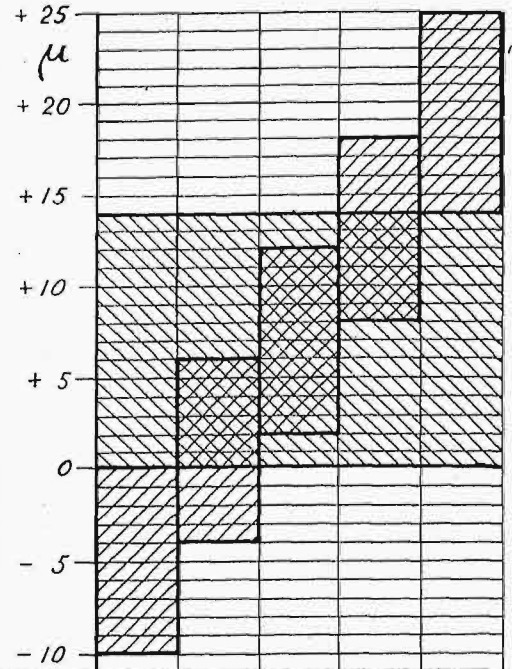
Zasadę „stałego otworu” stosuje się przeważnie w obrabiarkach, budowie samochodów i w ogólnej budowie maszyn.

Zasadę „stałego wału”, stosuje się przeważnie w pędniach, maszynach tkackich, maszynach rolniczych itp., zwłaszcza w tych wypadkach, gdy mamy do czynienia z kalibrowanymi wałami ciągnionymi.

Wykres tolerancyj dla grupy średnic od 30 do 50 mm.

Oznaczenia:

tolerancje dla otworów 
 " " " wałków 



SPROSTOWANIE:

W projekcie normy G. 470 („Przegl. Techn.”, 1926, Nr. 37—38) w tablicy, w rubryce średnicy 2 mm należy dodać jeszcze długość 26 i 18.

W projekcie normy o — 501 („Przegl. Techn.”, 1926, Nr. 46) w górnej tablicy formatów papierów, w rubryce A₀ podany jest wymiar papieru 860 × 1230. powinno być: 880 × 1250.

W tejże tablicy, w rubryce A₅ podany jest wymiar 165 × 340. powinno być 165 × 240.

W projekcie normy o — 503 („Przegl. Techn.”, 1926, Nr. 47) brak litery *n* i *N*.

W projekcie normy o — 505 („Przegl. Techn.”, 1926, Nr. 47) tytuł 2 podany jest „Rodzaje linii stosunek ich grubości”

powinno być: Rodzaj linii i stosunek ich grubości.

W projekcie normy o — 509 („Przegl. Techn.”, 1926, Nr. 48) na rysunku 5 pionowy wymiar kwadratu jest 20,

winno być 28.

W 2-gim wierszu od dołu zamiast wyrazu „poza” winno być przed.

W rysunku 8 na skrajnym prawym prostokącie winny być narysowane przekątne, zaś przed wymiarem 12 tego prostokąta winno być □, a nie ∅.

Oznaczenie otworów i sprawdzianów dla otworów				HI					
Niedomiary otworów	Średnica nominal.			Niedomiary wałków					
	HI		od	do	w mikronach (μ)				
dolny	górnny			górnny					
—	—	1	3	górnny	—	—	—	—	—
				dolny					
0	+ 6	3	6	górnny	0	+ 4	+ 6	+ 8	+ 12
				dolny	- 5	- 1	+ 1	+ 3	+ 6
0	+ 8	6	10	górnny	0	+ 4	+ 7	+ 10	+ 16
				dolny	- 6	- 2	+ 1	+ 4	+ 8
0	+ 9	10	18	górnny	0	+ 5	+ 8	+ 12	+ 18
				dolny	- 7	- 2	+ 1	+ 5	+ 9
0	+ 12	18	30	górnny	0	+ 5	+ 10	+ 14	+ 22
				dolny	- 9	- 3	+ 1	+ 6	+ 12
0	+ 14	30	50	górnny	0	+ 6	+ 12	+ 18	+ 25
				dolny	- 10	- 4	+ 2	+ 8	+ 14
0	+ 16	50	80	górnny	0	+ 6	+ 14	+ 22	+ 30
				dolny	- 12	- 6	+ 2	+ 10	+ 16
0	+ 18	80	120	górnny	0	+ 6	+ 16	+ 25	+ 35
				dolny	- 14	- 8	+ 2	+ 12	+ 18
0	+ 22	120	180	górnny	0	+ 6	+ 18	+ 30	+ 40
				dolny	- 16	- 9	+ 3	+ 14	+ 22
0	+ 25	180	260	górnny	0	+ 6	+ 20	+ 35	+ 50
				dolny	- 18	- 12	+ 3	+ 18	+ 25
0	+ 25	260	360	górnny	0	+ 6	+ 22	+ 40	+ 55
				dolny	- 20	- 14	+ 3	+ 20	+ 25
0	+ 30	360	500	górnny	0	+ 6	+ 25	+ 45	+ 60
				dolny	- 22	- 16	+ 4	+ 25	+ 30
$t_0 = 4$		State		$l_r, l_m, l_s =$	0	+ 1	0	- 1	0
				$t_w =$	3	3	3	3	4
Pasowania					Suwliwe	Przylgowe	Lekko wciśkane	Wciśkane	Lekko wttaczane
					hl	jl	kl	ml	nl
Oznaczenie wałków i sprawdzianów dla wałków					hl	jl	kl	ml	nl