

B

AKADEMIA TECHNICZNO - ROLNICZA
im. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
w Bydgoszczy

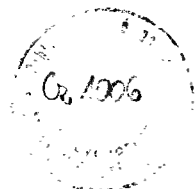


ZESZYTY NAUKOWE
Nr 18

M E C H A N I K A
(9)

BYDGOSZCZ 1975

AKADEMIA TECHNICZNO - ROLNICZA
im. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
w Bydgoszcy



ZESZYTY NAUKOWE
Nr 18

M E C H A N I K A
(9)

BYDGOSZCZ 1975

REDAKTOR NACZELNY
Zbigniew Kikiewicz

REDAKTOR NAUKOWY
Edward Walicki

REDAKTOR TECHNICZNY
Elżbieta Rubaszkiewicz

Wydano za zgodą
Rektora Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

Strona P 12.06.75

**WYDAWNICTWO UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ
W BYDGOSZCZY**

Wydanie I. Nakład 200+25+25 egz. Arkuszy wyd. 8,2. Arkuszy druku 6,0. Papier offse-
towy kl. III 70 g format B-3. Oddano do druku 22 sierpnia 1975 roku. Druk ukończono
w grudniu 1975 roku. Zamówienie nr S/260/75-SC/42. S/5/301. Cena zł 10,-

Wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Poznańskiej
61-821 Poznań, ul. Ogrodowa 11, telefon 554-25

V 134.1-6

SPIS TREŚCI

	Str.
Holka H., Wernerowski K.: Analiza wytrzymałości ramy piłowej traka	5
Łoś W.: Ocena metod wyznaczania średniego oraz całkowitego błędu podziałek łańcucha rolkowego 083-1-110 pz PN-67/M-84168	21
Siołkowski B., Topoliński A.: Stateczność ruchu mieszadła turbinowego w wodzie	29
Szala J.: Wybrane zagadnienia z programowania obciążeń zmiennych na stanowiskach do badań zmęczeniowych.	37
Szala J.: Ocena konstrukcji ramy rowerowej typu 1264 w oparciu o kryterium obciążenia i ciężaru	49
Szymański M.: Nowa metoda określania wydajności sit cylindrycznych z wanną suchą	57
Walicki E.: Nośność krzywoliniowego wzdłużnego łożyska ślizgowego	69
Walicki E.: Magnetohydrodynamiczny pulsujący przepływ cieczy lepkiej w porowatym kanale	81
Wernerowski K.: Osłony dźwiękochłonne przestrzeni roboczej prasy	87

Henryk Holka Krzysztof Wernerowski

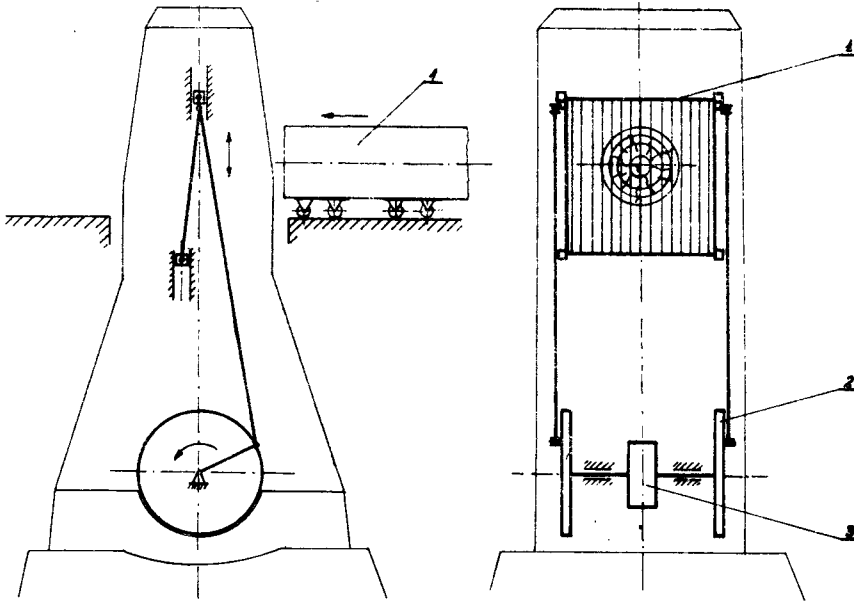
ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCI RAMY PIŁOWEJ TRAKA

Rama piłowa należy do jednego z najbardziej obciążonych zespołów traka. Wstępny naciąg pił, siły tarcia, obciążenia dynamiczne oraz wiele innych, powodują, że obliczenia ramy są bardzo złożone. Przeprowadzono szczegółową analizę sił działających na ramę, a następnie traktując układ jako statycznie niewyznaczalny, zrealizowano obliczenia wytrzymałościowe. W pracy posłużono się maszyną matematyczną Odra 1204.

1. WSTĘP

Podstawowym procesem mechanicznej obróbki drewna jest przecieranie kłód na trakach pionowych. Postęp w budowie obrabiarek do drewna jest stosunkowo wolny i tym samym każda praca przyczyniająca się do rozwoju wymienionej grupy maszyn jest celowa.

Przedmiotem rozważań jest trak DTGA-63 produkowany przez Fabrykę Obrabiarek do Drewna w Bydgoszczy. Jest to prototyp nowej rodziny traków o podwyższonych parametrach obróbczych. Uproszczony schemat takiego traka przedstawiono na rysunku 1. Analizując jego pracę **nietrudno zauważyć**, że zasadniczym członem rzutującym



Rys. 1.

na nierównomierność pracy jest siła bezwładności masy ramy piłowej znajdującej się w ciągłym ruchu posuwisto-zwrotnym. Na wielkość tej siły wpływa przede wszystkim duża masa ramy 500 kg oraz duże przyspieszenia (prędkość obrotowa wału głównego $n = 330$ obr/min). Od wielkości tych sił zależy w poważnym stopniu wydajność traka. Każde minimalne zwiększenie obrotów i mocy odbija się niekorzystnie na jego pracy, wzrasta intensywność drgań, które poprzez fundament przenoszą się na sąsiednie obiekty. Wymienione drgania są też przyczyną szybszego zużycia poszczególnych elementów traka.

Zmniejszenie ciężaru ramy oraz optymalną jej konstrukcję osiągnąć można tylko przez dokładną analizę sił działających na ramę.

Zagadnieniu temu poświęcono zresztą kilka prac. Najwięcej ukazało się ich w Związku Radzieckim [1, 2, 3, 4], gdzie prowadzone są liczne badania nad poszukiwaniem nowych rozwiązań konstrukcyjnych. Na uwagę zasługują też badania tensometryczne [2, 5], dające obraz obciążeń w rzeczywistych warunkach pracy, przy uwzględnieniu tych czynników, których nie da się uwzględnić przy rozważaniach analitycznych.

1. ANALIZA SIŁ DZIAŁAJĄCYCH NA RAMĘ

Rama piłowa w dużym uproszczeniu konstrukcyjnym przedstawiona jest na rysunku 2.

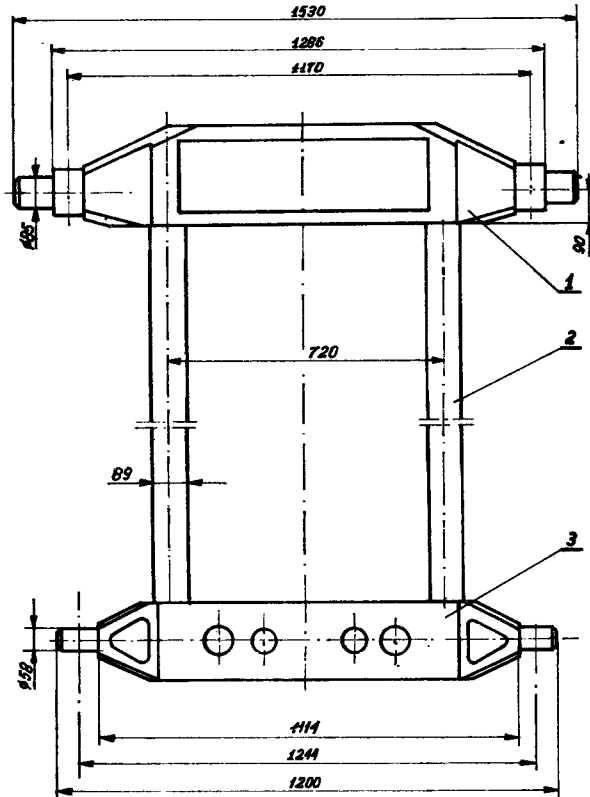
Natomiast rysunek 3 przedstawia model obliczeniowy. Wymiary modelu obliczeniowego przyjęto zgodnie z przebiegiem osi symetrii poszczególnych elementów pracy. Punkty A i B oznaczają miejsca zaczepienia korbowodów. Odcinki GH i G'H' – miejsca zamocowania skrajnych pił. Osie symetrii prowadnic górnych znajdują się w punktach M i N. Zewnętrzne części belki dolnej redukuje się do punktu E i F w postaci siły skupionej i momentu.

Na ramę piłową w czasie jej pracy działają następujące siły:

- a) siła naciągu pił P_n ,
- b) siły ciężkości elementów ramy Q,
- c) siły bezwładności P_d ,
- d) siła skrawania P_s (normalna P_{sn} i styczna P_{st}),
- e) siła zacisku pił pomiędzy słupkami ramy P_z ,
- f) siła tarcia w prowadnicach T,
- g) reakcja korbowodów R_k ,
- h) reakcja napięcia pił od siły odporowej R_r .

Obciążenia ciągłe oznaczono literą q. W celu odróżnienia sił działających na poszczególne elementy belki wprowadza się oznaczenia: 1 – belka górna, 2 – belka dolna, 3 – słupy, 4 – piły.

Zgodnie z doświadczeniami [5] średnie napięcie jednej piły wynosi 44 000 N. Siła ta jest stała i niezależna od położenia ramy piłowej. Dla 14 pił $P_n = 61$ 000 N. Obciąża ona



Rys. 2

belkę górną i dolną w sposób ciągły. Długość obciążenia ciągłego wynika z odległości skrajnych pił i wynosi 365 mm, a stąd jego wartość:

$$q_n = \frac{P_n}{36,5} = 16900 \text{ N/cm} \quad (2.1)$$

Ciężar całej ramy wraz z piłami wynosi dokładnie 4968 N. Ciężar ten rozbity został na poszczególne części ramy, przy czym zewnętrzną część belki dolnej zredukowano do naroża ramy w postaci siły Q_2 i momentu M_2 .

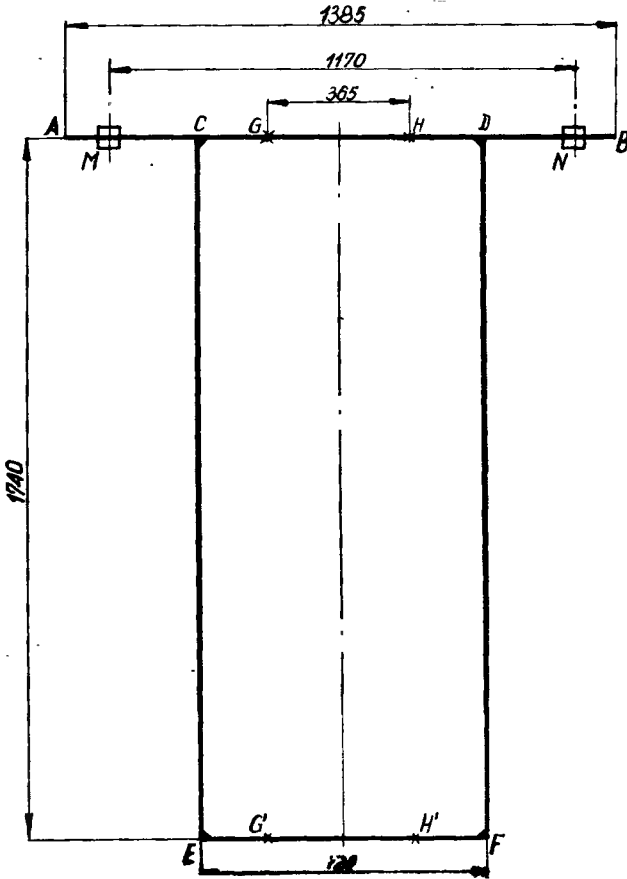
Przyspieszenie pionowe ramy opisane jest wzorem (2.2.).

$$\ddot{x} = R\omega^2 (\cos \varphi + 1 \cos 2\varphi), \quad (2.2.)$$

gdzie:

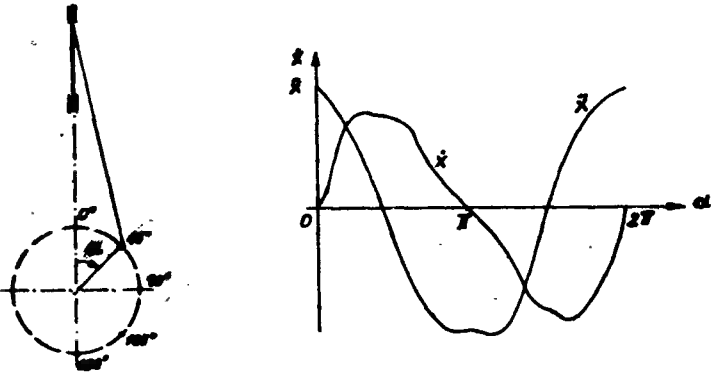
- prędkość kątowna korby $\omega = 34,5 \frac{1}{\text{sek}}$
- promień korby $R = 0,3$
- stosunek długości promienia korby do długości korbowodu

$$l = \frac{R}{L} = \frac{30}{292} = 0,103$$



Rys. 3.

Wartość przyspieszenia w m/sek^2 dla kątów od 0 do 180° podano w tablicy 1, a wykres przyspieszeń na rysunku 4.



Rys. 4.

Tablica 1

lp.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
°	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
χ	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-
X	393	378	328	250	161	60,7	35,7	125	196,5	250	268	314	322

Siły bezwładności równe iloczynowi masy przez przyspieszenie, zostały tak jak poprzednio obliczone dla poszczególnych części składowych ramy.

Na wartości naprężeń w ramie piłowej wpływa również siła skrawania.

Dla obliczeń przyjęto siłę P_{st} (styczną) równą 2400 N, na jedną piłę, a normalne $P_{sn} = 0,35 P_{st}$. Zespół 14 pił wywołuje obciążenie:

$$P_{st} = 14 \cdot 2400 = 33\ 600\ \text{N}$$

Siła ta obciąża belkę dolną w sposób ciągły ($l = 365\ \text{mm}$).

Obciążenie ciągłe $q_s = 920\ \text{N/cm}$.

Siła normalna: $P_{sn} = 11\ 800\ \text{N}$.

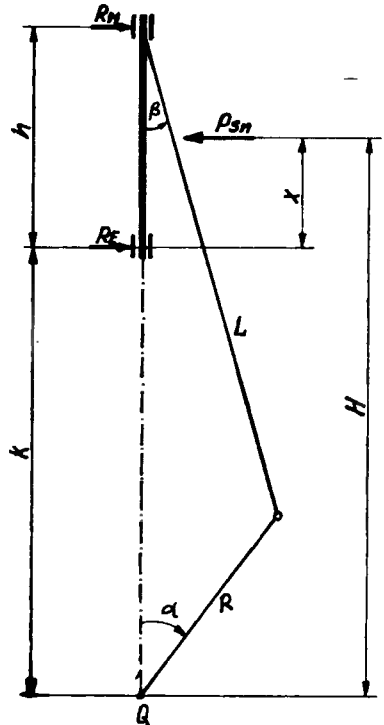
Siła ta wywołuje reakcje normalne w górnej i dolnej belce i rozkłada się proporcjonalnie w zależności od położenia ramy (rys. 5).

Z symetrii układu wynika, że $R_N = R_M$ i $R_E = R_F$;

Uwzględniając pochylenie korby i korbowodu otrzymujemy:

$$R_E = \frac{P_{sn} (H - R \cos \alpha - L \cos \beta)}{2h} \tag{2.3.}$$

$$R_M = \frac{P_{sn} (H - R \cos \alpha - L \cos \beta)}{2h}$$



Rys. 5.

W celu ustalenia pił wkłada się pomiędzy nie specjalne przekładki drewniane dociskane śrubami. Śruby te znajdują się na słupach powodując w efekcie ich rozpięcie. Z warunku równowagi jednej piły wynika:

$$2T_p = P_{dp}$$

gdzie:

- P_{dp} – siła bezwładności przekładek,
- T_p – siła tarcia pomiędzy przekładkami.

Podstawiając $T_p = P_z \cdot f$ otrzymujemy:

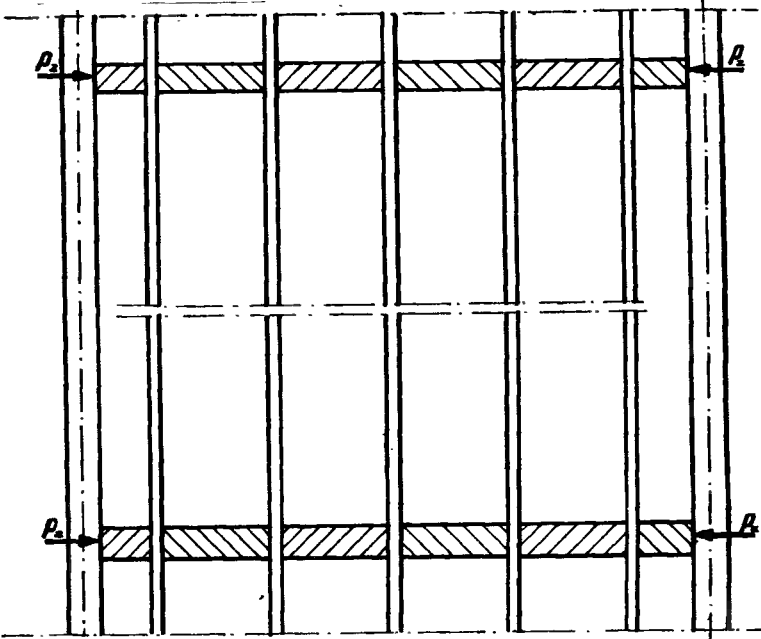
$$P_z = \frac{P_{dp}}{2f} \cdot n \quad (2.4.)$$

Współczynnik tarcia $f = 0,12$, $P_{dp} = 280$ N.

Współczynnik bezpieczeństwa $n = 4$.

Po podstawieniu danych otrzymujemy $P_z = 4700$ N.

Na każdy słup działają dwie takie siły skierowane prostopadle do osi słupa przedstawionego na rysunku 6.



Rys. 6.

Siłę tarcia w prowadnicach ramy obliczamy ze wzoru:

$$T_{1,2} = Q_{1,2} f \quad (2.5.)$$

gdzie:

$Q_{1,2}$ – siła normalna odpowiednio na górnej belce 1 i dolnej belce 2

f – współczynnik tarcia równy 0,1.

W tablicy 2 podano wartości sił T_1 i T_2 dla różnych położeń mechanizmu korbowego.

Tablica 2

°	T_1 N	T_2 N
		460
0°	320	860
45°	460	800
90°	950	650
135°	30	510
180°	630	450

Rozpatrmy układ sił działających na ramę piłową (rys. 7).

Równanie sił:

$$2 R_{kt} = P_d + P_{st} - Q_t + 2 R_{kn} \cdot f + T_p$$

$$R_{kn} = P_{kt} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

tutaj.

R_{knt} – reakcje korbowodów

$$2 P_k (1 - \operatorname{tg} \beta) = P_{dp} + P_{st} - Q_t + T_p$$

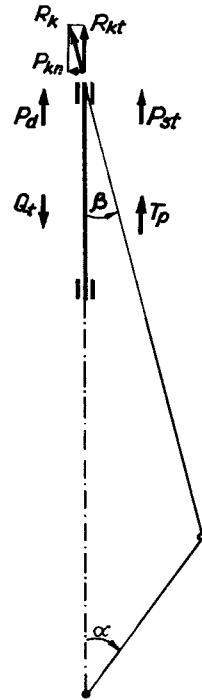
$\operatorname{tg} \beta = 0,103$ jest wielkością małą, stąd ostatecznie:

$$P_{kt} = \frac{1}{2} (P_d + P_{st} - Q_t + T) \quad (2.6.)$$

Największy wpływ na wartość reakcji korbowodów ma siła dynamiczna. Dla przykładu podano w tabelicy 3 otrzymane wyniki dla 5 położenia korby z uwzględnieniem wpływu wszystkich sił w N.

Podczas pracy siła odporowa równa sile normalnej skrawania powoduje dodatkowe napięcie pił. Według danych doświadczalnych siła ta wynosi średnio 10 000 N na 1 piłę i obciąża belkę górną i dolną ramy

$$Q = \frac{14 \cdot 10\,000}{36,5} = 3830 \text{ N/cm}$$

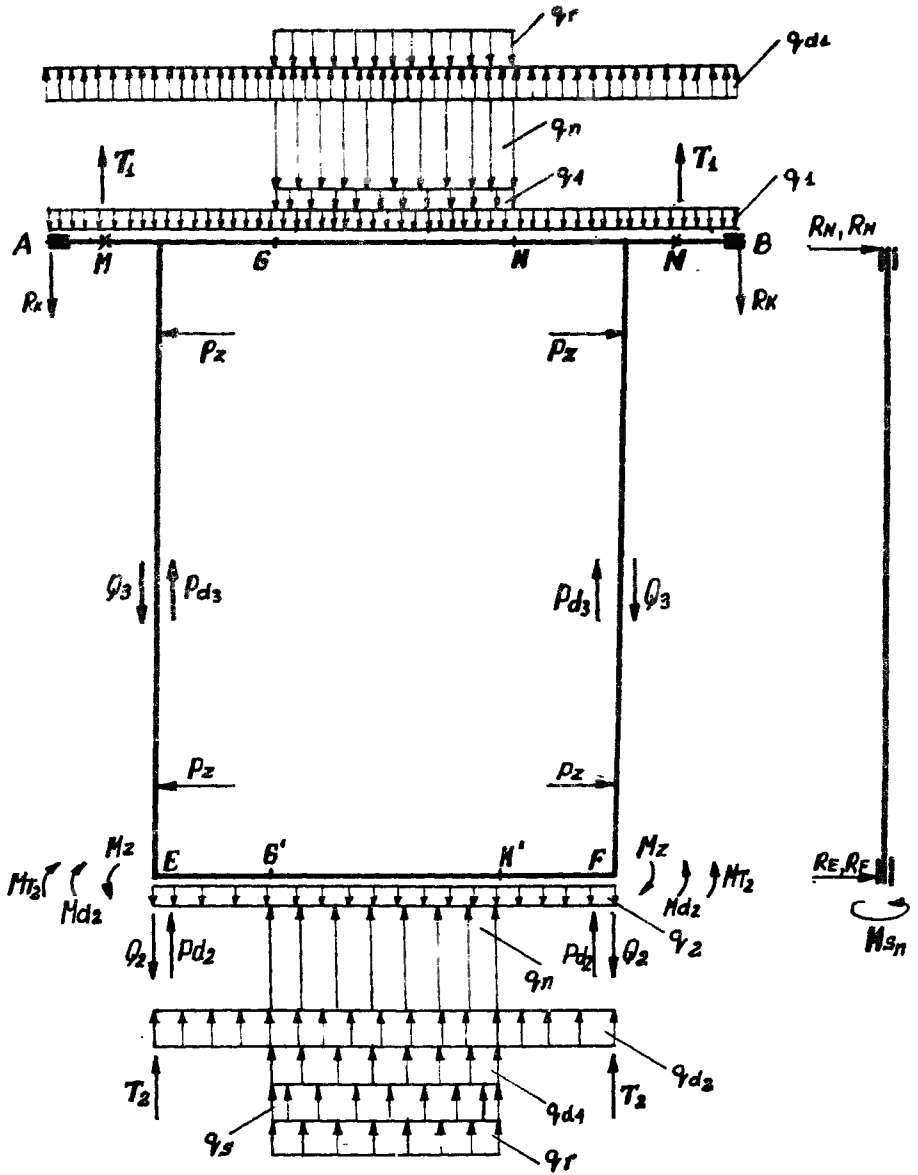


Rys. 7.

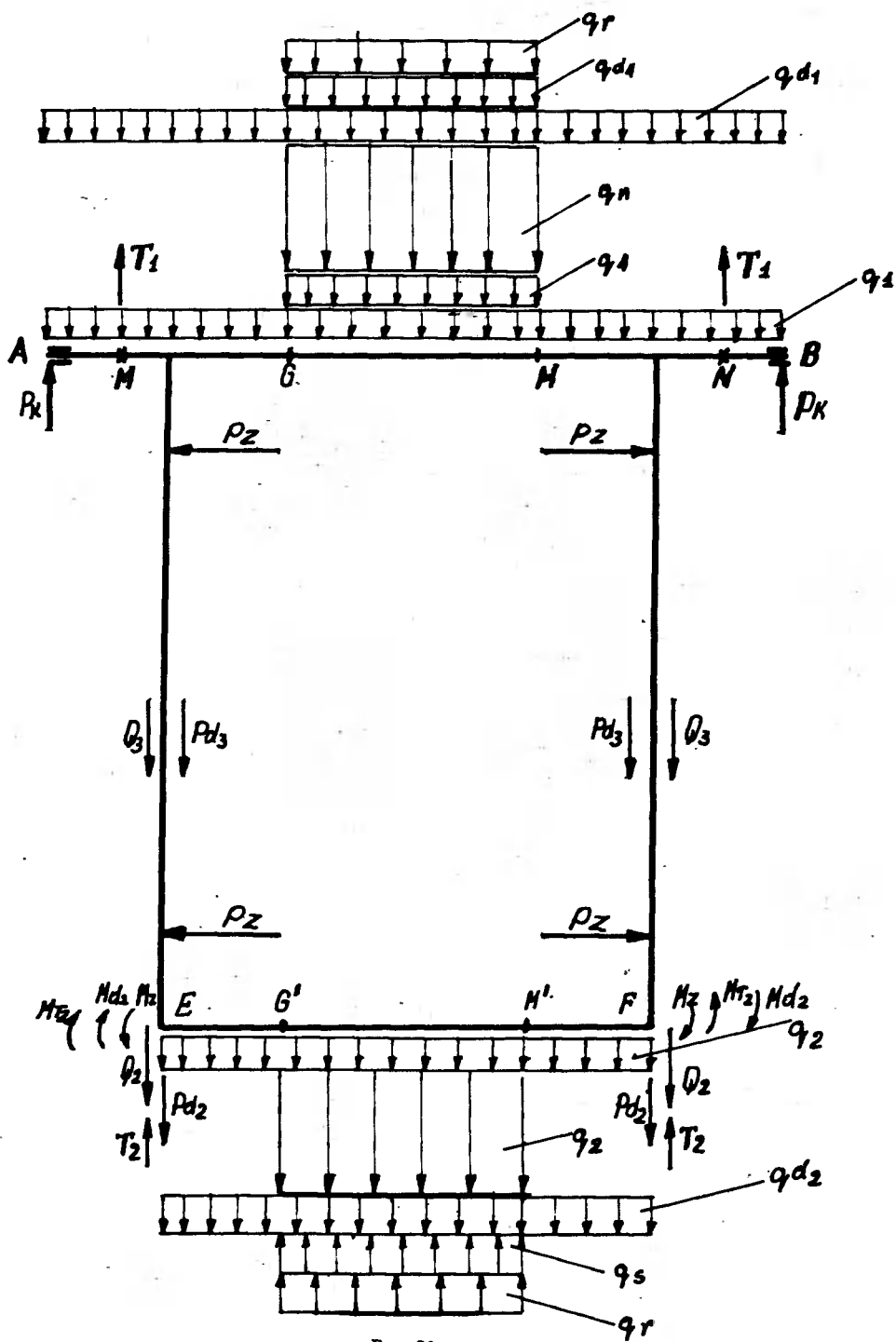
Tabelica 3

φ °	$2(T_1 + T_2)$	P_{dp}	Q_t	P_{st}	$2 R_k$
0°	+ 2300	+ 199 020	- 4968	+ 33 600	+ 230 010
45°	+ 2520	+ 126 600	- 4968	+ 33 600	+ 157 750
90°	+ 3200	- 10 870	- 4968	+ 33 600	+ 20 962
135°	+ 1080	- 126 600	- 4968	+ 33 600	- 96 888
180°	+ 2160	- 163 060	- 4968	+ 33 600	- 134 218

Obliczone wyżej obciążenia zostały naniesione na rysunkach zbiorczych 8 a, b.



Rys. 8 a.

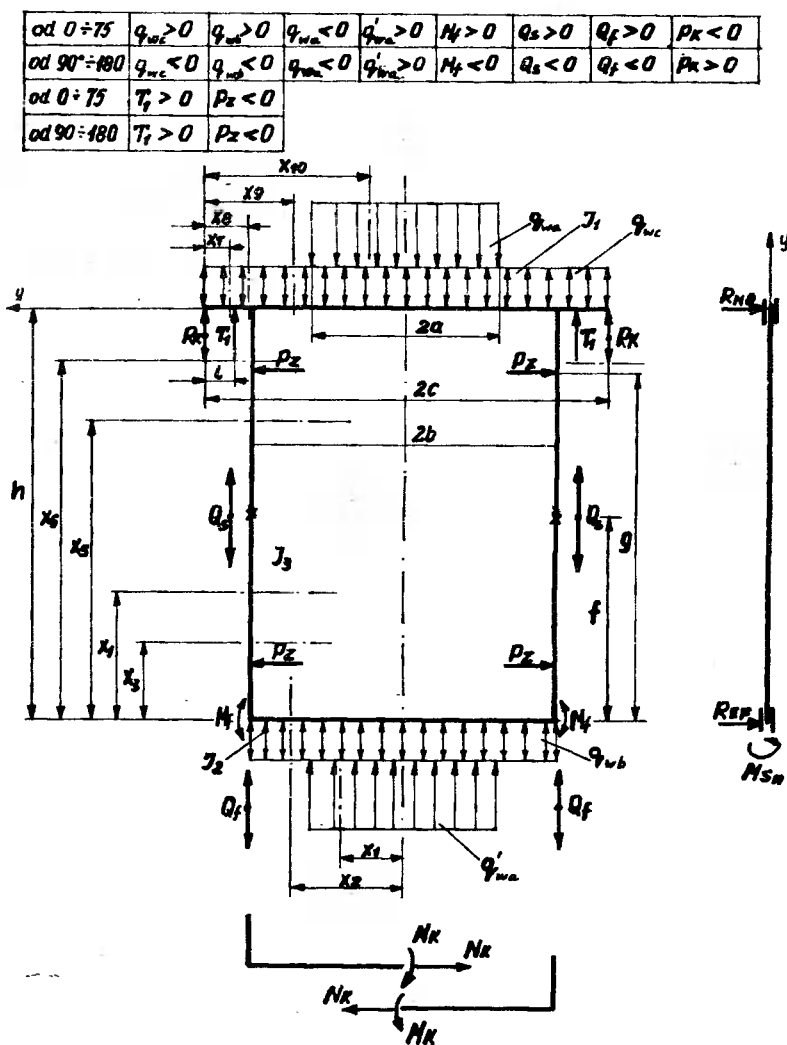


Rys. 8b.

2. PODSTAWOWE ZALEŻNOŚCI I ROZWIĄZANIE

Przedstawiona na rysunku 8 rama należy do grupy ustrojów płaskich, jednoobwodowych o obciążeniu przestrzennym. Ze względu na sposób rozwiązania jest ona układem statycznie niewyznaczalnym.

Śśród kilku metod rozwiązywania ram, wybieramy metodę energetyczną według zasady najmniejszej pracy. Zauważyć należy, że układ jest symetryczny, w związku z czym obliczamy energię tylko połowy ramy, a następnie wynik mnożymy przez dwa. Obliczamy następnie wypadkowe obciążenia ciągłego działające w tych samych przedziałach (rysunek 9).



Rys. 9.

W celu obliczenia sił wewnętrznych przecinamy dolną belkę w osi symetrii. W przekroju zostały uzewnętrznione: moment zginający M_k i siła wzdłużna N_k . Ze względu na symetrię siła poprzeczna w tym przekroju nie występuje. Siły skupione w narożach zredukowano do Q_f i momenty do M_f .

Z twierdzenia Menabrei wynika, że pochodne energii względem wielkości statycznie niewyznaczalnych są równe zeru

$$\frac{1}{2} \frac{\partial V}{\partial N_k} = 0 \text{ i } \frac{1}{2} \frac{\partial V}{\partial M_k} = 0 \quad (3.1)$$

gdzie: energia ramy wynosi

$$\frac{1}{2} V = \sum_{n=1}^k \int_{l_n}^{l_{n+1}} \frac{M_x^2 dx}{2 EI} \quad (3.2)$$

W dalszej kolejności obliczamy momenty dla przyjętych na rysunku dziesięciu przedziałów:

$$M_1 = M_k - \frac{q_{wa} x_1^2}{2} + \frac{q_{wb} x_1^2}{2}$$

$$M_2 = M_k - q_{wa} \cdot a \left(x_2 - \frac{a}{b}\right) \mp \frac{q_{wb} x_2^2}{2}$$

$$M_3 \dots \dots \dots$$

·
·
·

$$M_{10} = \mp R_k \cdot x_{10} \pm \frac{q_{wc} x_{10}^2}{2} + T_1 (x_{10} - 1) + P_z (h-g) \pm Q_s [x_{10} - (c-b)] +$$

$$+ P_z (h-d) + M_f \mp \frac{q_{wb} b^2}{2} - q_{wa} a \left(b - \frac{a}{2}\right) + M_k - N_k \cdot h + Q_f [x_{10} -$$

$$- (e-b)] - \frac{q_{wa} [x_{10} - (c-a)]^2}{2}$$

Granice przedziałów są następujące:

$0 < x_1 < a$	$g < x_6 < h$
$a < x_2 < b$	$0 < x_7 < l$
$0 < y_3 < d$	$l < x_8 < c - b$
$d < y_4 < f$	$c - a < x_9 < c$
$g < y_5 < h$	$c - a < x_{10} < c$

Po obliczeniu pochodnych cząstkowych $\frac{\partial M_k}{\partial M_k} \cdot i + \frac{\partial M_k}{\partial N_k}$

otrzymamy dwa zasadnicze równania:

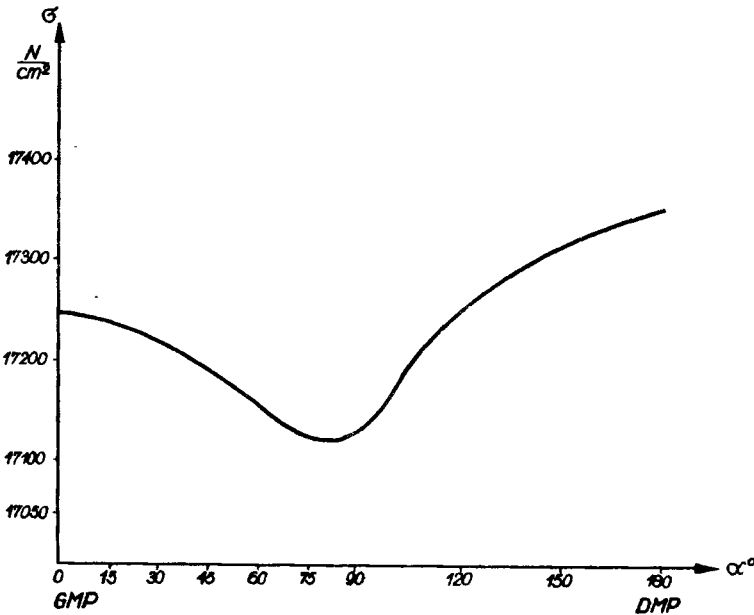
$$\begin{aligned} & \frac{2}{E I_2} \left\{ \int_0^a \left(M_k - \frac{q_{wa} x_1^2}{2} \mp \frac{q_{wb} x_1^2}{2} \right) dx_1 + \int_a^b \left[M_k - q_{wa} a \left(x_1 - \frac{a}{2} \right) - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{q_{wb} x_2^2}{2} \right] dx_2 + \dots \frac{2}{E I_1} \left\{ \int_{c-a}^c \left[+ R_k \cdot x_{10} + \frac{q_{wc} x_{10}^2}{2} + \right. \right. \right. \\ & \left. \left. + T_1 (x_{10} - l) + P_z (h - g) + Q_s (x_{10} - c + b) + P_z (h - d) + M_f + \frac{q_{wb} b^2}{2} - \right. \right. \\ & \left. \left. - q_{wa} a \left(b - \frac{a}{2} \right) + M_k - N_k \cdot h \pm Q_f (x_{10} - c + b) - \frac{q_{wa} (x_{10} - c + a)^2}{2} \right] dx_{10} = 0 \end{aligned}$$

Podobną postać ma drugie równanie dla N_k .

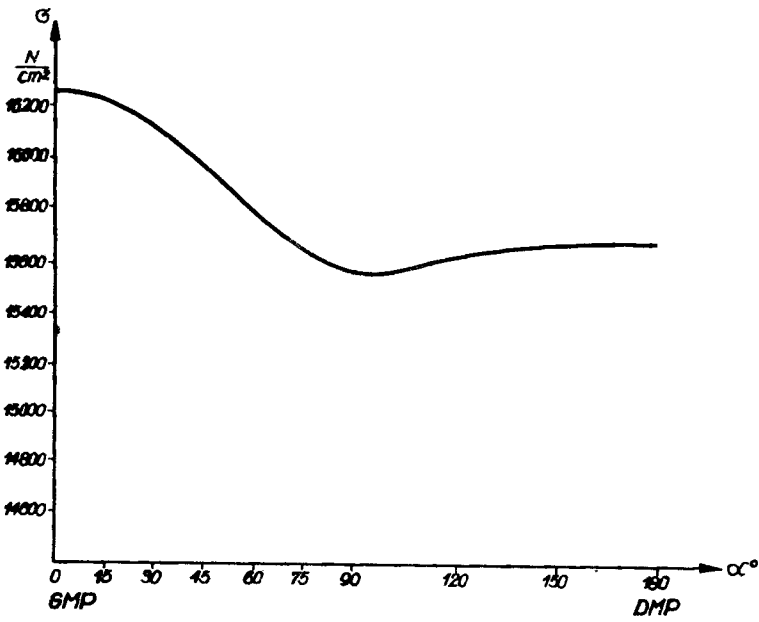
W celu uproszczenia obliczeń całki w poszczególnych przedziałach oznaczono symbolami C_1 do C_8 dla pierwszego równania oraz D_1 – D_6 dla drugiego równania.

Wzory na energię przyjmują więc ostateczną postać:

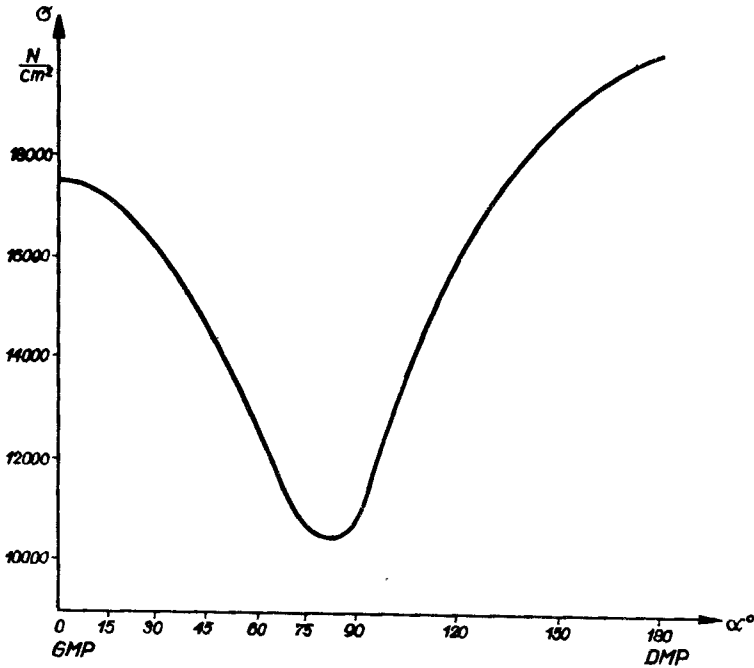
$$\frac{2}{E I_2} (C_1 + C_2) - \frac{2}{E I_3} (C_3 + C_4 + C_5 \mp C_6) + \frac{2}{E I_1} (C_7 + C_8) = 0 \quad (3.4)$$



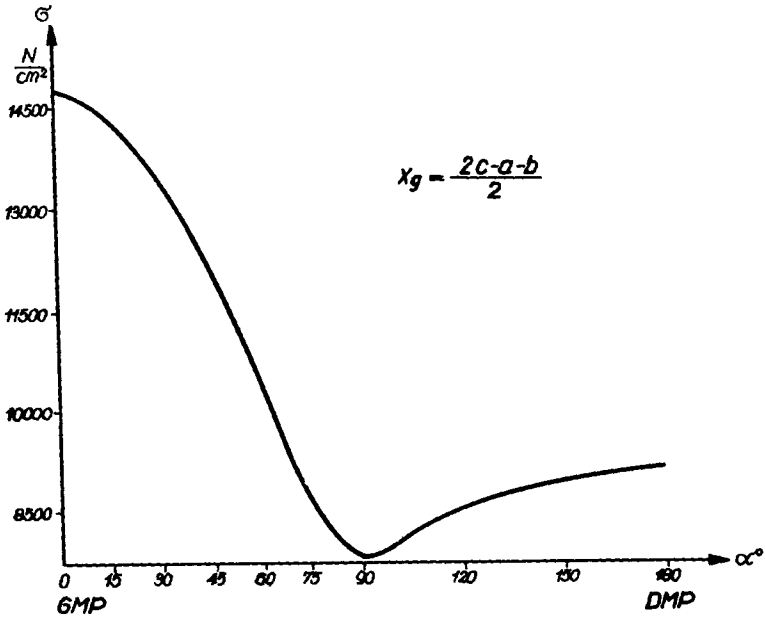
Rys. 10.



Rys. 11.



Rys. 12.



Rys. 13.

Równanie (3.4.) rozwiązano na maszynie matematycznej podstawiając uprzednio wyznaczone sztywności EI oraz wartości obciążeń dla wszystkich 13 połączeń korby. Po uporządkowaniu wyrazów otrzymano trzynaście równań o postaci:

$$a_{1i} M_{ki} + b_{1i} N_{ki} = A_{1i} \quad (3.5 \text{ a})$$

$$a_{2i} M_{ki} + b_{2i} N_{ki} = A_{2i} \quad (3.5 \text{ b})$$

gdzie: $i = 1, \dots, 13$

z których obliczono poszukiwane wartości M_k i N_k .

Na rysunkach 10–13 przedstawiono wykresy naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera w następujących podziałach:

$$x_1 = 0, \quad x_2 = a, \quad y_4 = f \quad \text{ i } \quad x_9 = \frac{2c - a - b}{2}$$

3. WNIOSKI

1. Stwierdzono, że naprężenia w słupach osiągają stosunkowo dużą wartość. Odpowiada to rzeczywistemu współczynnikowi bezpieczeństwa według Serensena $\delta = 1,6$. Dokładne obliczenia pozwoliły stwierdzić możliwości zmian konstrukcyjnych w zakresie wymiarów słupów, które przy obniżeniu ciężaru o około 10% umożliwiają jeszcze bezpieczną wartość $\delta = 1,5$.

2. Wykazano duży wpływ sił poprzecznych P_z na wyiężenie słupów. Należy zastosować zmiany konstrukcyjne w zakresie ustalenia pił w belkach i tym samym zaistnieje możliwość wyeliminowania omawianych sił.

LITERATURA

1. Badania tensometryczne traka DTPA- 71. Politechnika Gdańska. Gdańsk 1961.
2. Bałagarow N.N.: Rascziet popiereczin pilnych ramok na procznost. Dierewoobrabatywajuszczaja promysziennost 69/9.
3. Borobikow E.M.: Włjanie rzestkosti podaczi na izmienenije sił rezanija i otrzima na liesopilnych ramach. Dierewoobraboty – wajuszczaja promysziennost 3/70.
4. Ciszewskij M.P.: K rascziety popiereczin pilnych ramok. Dierewoobrabatywajuszczaja promysziennost 69/9.
5. Filkiewicz W.: Dinamika liesopilnych ram. Liesnaja promysziennost. Moskwa 1968.

ANALYSIS OF STRENGTH OF GANG SAW FRAME

Summary

The sawing frame belongs to one of the most loaded saw gang sets. The preliminary saw tension, the friction strengths, the dynamical loading and many others cause the calculations of frame being very complex ones. A thorough analysis of strength acting on the frame has been carried out and then the system being treated as statically indeterminable, durability calculations were realized. In the work the computer Odra 1204 has been used.

АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ ПИЛЬНОЙ РАМЫ ЛЕСОПИЛКИ

Р е з ю м е

Пильная рама принадлежит к одним из наиболее нагруженных узлов лесопильной рамы. Предварительное натяжение пил, сила трения, динамическая нагрузка и много других факторов вызывают то, что расчеты рамы весьма сложные. Произведен подробный анализ действующих сил на раму, а после этого, считая систему статически неопределимой, проведены вычисления сопротивления. В работе была использована математическая машина ОДРА-1204.

Witold Łoś

OCENA METOD WYZNACZANIA ŚREDNIEGO ORAZ CAŁKOWITEGO BŁĘDU PODZIAŁEK ŁAŃCUCHA ROLKOWEGO 083-1-110 pz PN-67/M-84168

W artykule przedstawiono ocenę metod wyznaczania średniego oraz całkowitego błędu podziałek łańcucha rolkowego 083-1-110 pz PN-67/M-84168. Wartości błędów określono na podstawie wyników otrzymanych z pomiarów nowych łańcuchów rolkowych Zakładów Rowerowych w Poznaniu.

1. WSTĘP

Rzeczywiste podziałki ogniów łańcucha rolkowego mogą być nieco większe lub mniejsze od podziałki koła łańcuchowego. Jeżeli podziałka ogniwa łańcucha jest mniejsza lub równa podziałce koła łańcuchowego, to w takim ogniwie wystąpią w czasie zazębienia dodatkowe naprężenia. Naprężenia te wspomagając naprężenia robocze dają w efekcie znaczny przyrost podziałki łańcucha w okresie docierania, skutkiem pojawienia się odkształceń trwałych elementów.

Średni błąd podziałek łańcucha oznacza rzeczywistą średnią odchyłkę podziałki łańcucha od wymiaru nominalnego podziałki [5]. Średni błąd podziałek łańcucha powinien być tylko dodatni, wymaga tego warunek prawidłowej współpracy łańcucha z kołem łańcuchowym, szczególnie dla przekładni szybkobieżnych i nie powinien przekraczać +0,15% długości nominalnej podziałki [6].

Znaczny wpływ na pogorszenie pracy przekładni łańcuchowej (zwiększenie nierównomierności ruchu) ma całkowity błąd podziałki, który jest różnicą między największym dodatnim i ujemnym sumarycznym błędem podziałek. Sumaryczny błąd podziałek jest sumą algebraiczną błędów n poszczególnych podziałek, zsumowanych kolejno, począwszy od ogniwa pierwszego do n -tego [3].

2. OKREŚLENIE ŚREDNIEGO ORAZ CAŁKOWITEGO BŁĘDU PODZIAŁEK ŁAŃCUCHA ROLKOWEGO

Średni błąd podziałek łańcucha rolkowego określić można metodą podaną w PN-67/M-84160 lub metodą pomiaru poszczególnych podziałek [4]. Średni błąd podziałek łańcucha według PN określa się z zależności:

$$t = \frac{l}{n} - t_n \text{ mm}$$

gdzie: t – średni błąd podziałek łańcucha w mm

l – rzeczywista długość łańcucha nowego pod obciążeniem pomiarowym w mm

n – ilość ogniw w odcinku pomiarowym

t_n – podziałka nominalna łańcucha w mm.

Średni błąd podziałek łańcucha według metody pomiaru poszczególnych podziałek określa się z zależności:

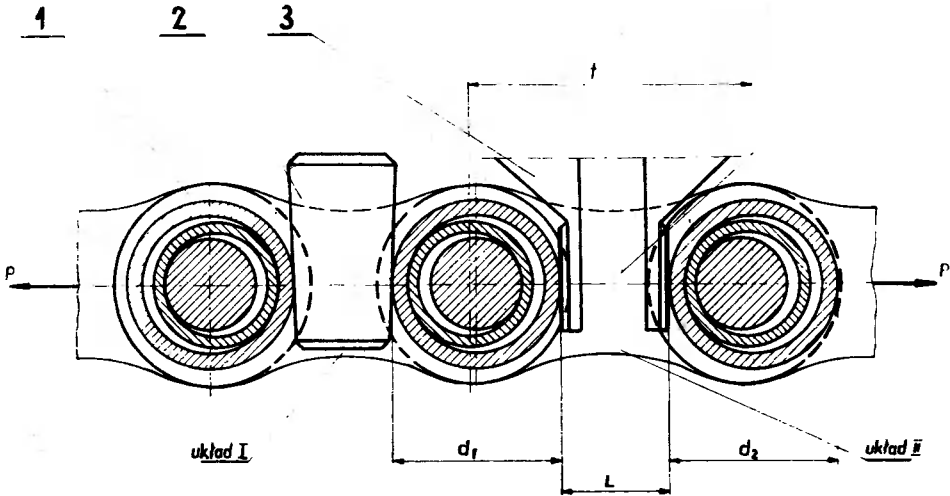
$$t = \frac{\sum t}{n} - t_n \text{ mm}$$

gdzie: t – podziałka pomiarowa łańcucha nowego w mm.

Sposób pomiaru podziałek łańcucha rolkowego przedstawiony jest na rysunku 1. Pomiaru podziałki dokonuje się na łańcuchu obciążonym obciążnikiem pomiarowym P, pośrednio poprzez pomiar wielkości L oraz średnic rolek d_1 i d_2 .

Wartość podziałki łańcucha określa się z zależności:

$$t = L - \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ mm}$$



Rys. 1. Schemat pomiaru podziałki ogniwa łańcucha rolkowego, 1—ogniwo wewnętrzne, 2—klin, 3—narzędzia pomiarowe, 4—ogniwo zewnętrzne

Na podstawie wyników pomiarów opracowano wykres błędów poszczególnych podziałek łańcucha (rys. 2), stanowiących odchyłki od średniej podziałki pomiarowej. Wykres błędów poszczególnych podziałek jest podstawą sporządzenia wykresu sumarycznych błędów podziałek pomiarowych. Utworzona linia sumarycznych błędów podziałek (rys. 3) jest linią falistą wykazującą największy błąd dodatni w punkcie A i ujemny w punkcie B. Największy sumaryczny błąd podziałek między dwoma ogniwami w punktach A i B jest całkowitym błędem podziałek [3].

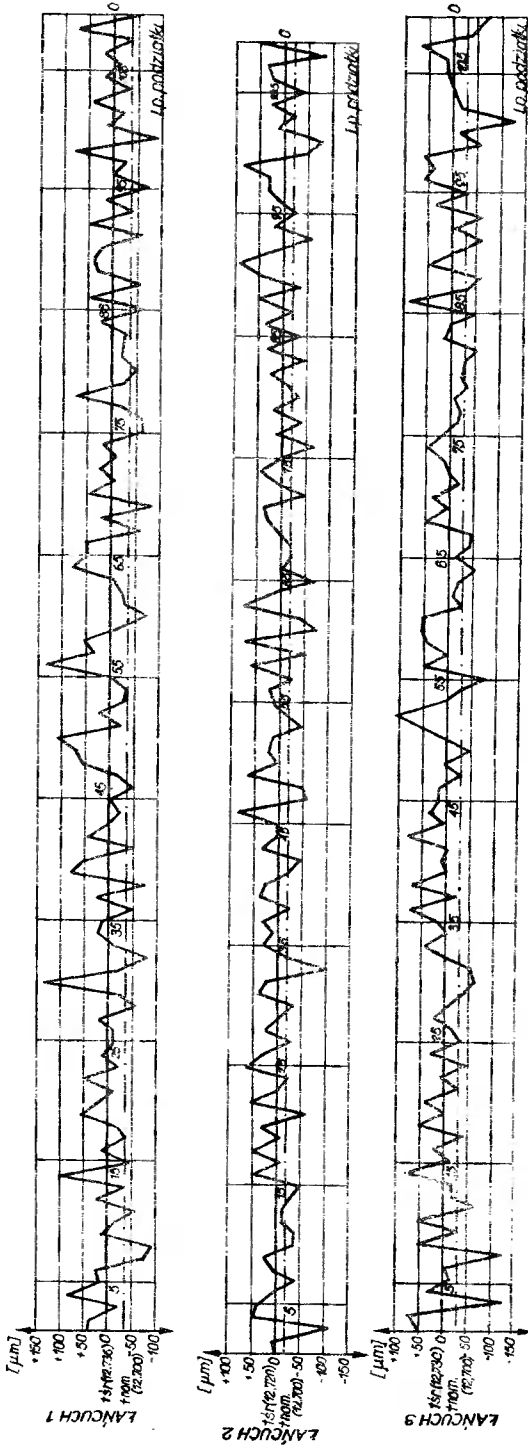
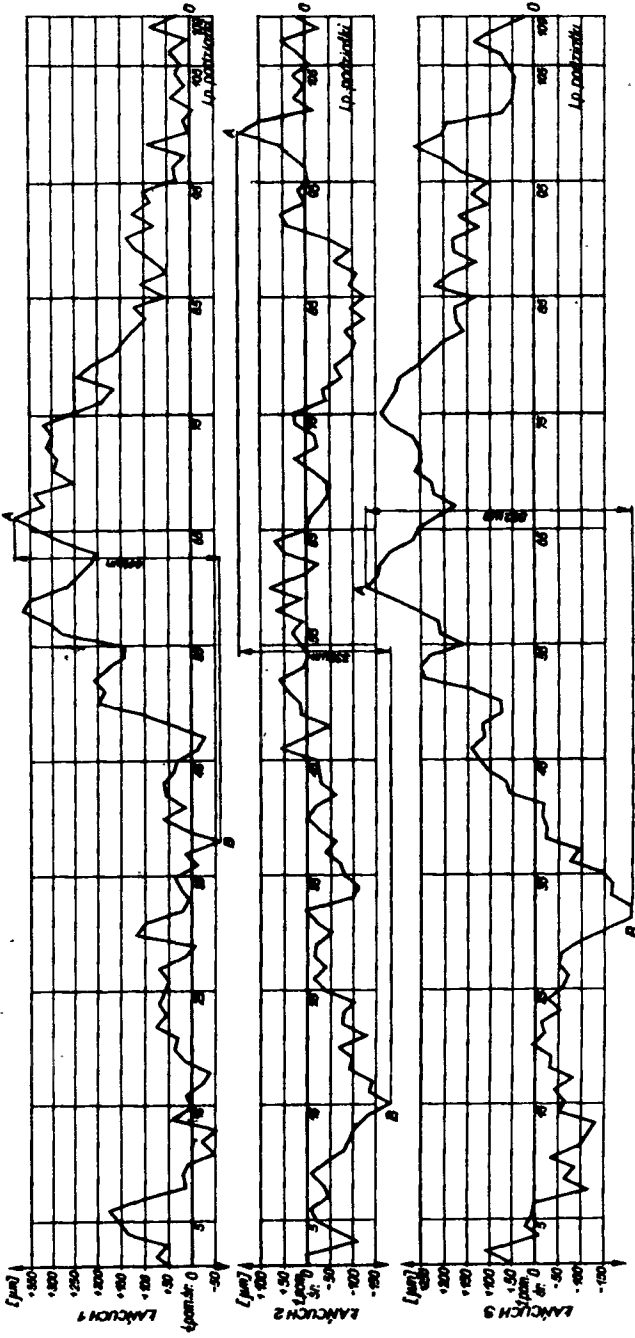


Fig. 2. Wykresy błędów poszczególnych podziatków badanych łańcuchów



Rys. 3. Wykresy sumarycznych błędów podziątek badanych łarcuchów

3. WYZNACZENIE ŚREDNIEGO ORAZ CAŁKOWITEGO BŁĘDU PODZIAŁEK ŁAŃCUCHA ROLKOWEGO 083-1-110 pz PN-67/M-84168

3.1. Metodyka badań

Z populacji generalnej pobrano losowo próbkę $n = 30$ nowych łańcuchów rolkowych wykonanych z tych samych materiałów i w tych samych warunkach technologicznych. Dla określenia średniego błędu podziałek łańcucha wg PN dokonano pomiarów rzeczywistej długości wszystkich łańcuchów, specjalnie do tego celu wykonanym przyrządem z dokładnością do 0,05 mm. Odcinek pomiarowy składał się z 109 ogniwo o podziałce nominalnej $t_n = 12,7$ mm, a więc nie przekraczał dopuszczalnego maksymalnego odcinka pomiarowego 1524 mm [5]. Dla określenia średniego błędu podziałek łańcucha metodą pomiaru poszczególnych podziałek dokonano pomiarów pięciu łańcuchów wg schematu podanego na rysunku 1.

Pomiaru średnic zewnętrznych rolek dokonano w dwóch wzajemnie prostopadłych płaszczyznach mikrometrem zewnętrznym o zwężonych kowadełkach, z dokładnością do 0,01 mm. Pomiaru wielkości L dokonano mikrometrem wewnętrznym z dokładnością do 0,01 mm. W celu likwidacji luzów wynikających z tolerancji wykonawczych, między rolką i tulejką wbijano klin – układ I. Luz w układzie II likwidowano narzędziem pomiarowym. W czasie pomiarów łańcuchy były w stanie czystym (suche, nie nasmarowane) oraz obciążone obciążeniem pomiarowym wynoszącym 13 kG.

3.2. Średni błąd podziałek łańcucha rolkowego

Zakłada się, że średni błąd podziałek łańcucha jest zmienną losową o rozkładzie normalnym $N(m, \sigma)$. Na podstawie danych z pomiarów obliczono średnią arytmetyczną, wartość średniego kwadratowego odchylenia oraz przyjmując współczynnik ufności

$$1 - \alpha = 0,95$$

określono przedział ufności dla średniego błędu podziałek w oparciu o rozkład t Studenta 1.

Wyniki obliczeń przedstawione są w tablicy 1.

Tablica 1

Wyszczególnienie	Metoda wg PN	Metoda pomiaru poszczególnych podziałek
Średnia arytmetyczna X	0,013 mm	0,030 mm
Średnie kwadratowe odchylenia s	$5,64 \cdot 10^{-3}$ mm	$7,06 \cdot 10^{-3}$ mm
Przedział ufności dla $1 - \alpha = 0,95$	$0,011 \text{ mm} < m < 0,015 \text{ mm}$	$0,02 \text{ mm} < m < 0,04 \text{ mm}$

Zatem przedział liczbowy o końcach 0,011 mm i 0,015 mm z prawdopodobieństwem 95% pokrywa nieznaną średnią błędów podziałek łańcucha określony metodą według PN, oraz o końcach 0,02 mm i 0,04 mm w przypadku określenia błędów podziałek według metody pomiaru poszczególnych podziałek.

Chcąc sprawdzić w jakim stopniu założenia, że średni błąd podziałek łańcucha jest zmienną losową o rozkładzie normalnym jest słuszne, dokonano weryfikacji hipotezy przy pomocy testu zgodności A. Kołmogorowa, a więc testu $\lambda[1]$. Uzyskano dla obu metod pomiaru $\lambda < \lambda_\alpha$.

3.3. Całkowity błąd podziałek łańcucha

Na podstawie wyników uzyskanych z pomiarów poszczególnych podziałek łańcucha wykonano wykresy błędów poszczególnych podziałek (rys. 2). Wykresy te były podstawą do opracowania wykresów sumarycznych błędów podziałek badanych łańcuchów (rys. 3).

Całkowity błąd podziałek odczytano z wykresu na rysunku 3 jako największy sumaryczny błąd podziałek między dwoma ogniwnami w punktach A i B. Przy założeniu, że całkowity błąd podziałek łańcucha jest zmienną losową o rozkładzie normalnym $N(m, \sigma)$, tezę tę zweryfikowano przy pomocy testu zgodności A. Kołmogorowa otrzymując:

$$\lambda < \lambda_\alpha [1].$$

Określono średnią arytmetyczną:

$$\bar{X} = 0,429 \text{ mm}$$

i wartość średniego kwadratowego odchylenia:

$$s = 0,0847 \text{ mm}$$

Przyjmując współczynnik ufności $1-\alpha = 0,95$ określono przedział ufności dla średniego całkowitego błędu podziałek w oparciu o rozkład t Studenta

$$0,311 \text{ mm} < m < 0,547 \text{ mm}$$

4. WNIOSKI

Z przeprowadzonych pomiarów podziałek łańcuchów rolkowych i analizy błędów wynikają następujące wnioski:

- a) średni błąd podziałek określony metodą pomiaru poszczególnych podziałek przekracza wartość dopuszczalną +0,15%,
- b) metoda określenia średniego błędu podziałek poprzez pomiar poszczególnych podziałek jest bardziej dokładna niż metoda wg PN, ponieważ:
 - uwzględnia wpływ luzów między rolką i tulejką na podziałkę
 - pozwala na określenie rozrzutu i ilości podziałek mniejszych od nominalnych i większych od dopuszczalnych
 - pozwala wyznaczyć sumaryczny oraz całkowity błąd podziałek na odcinku pomiarowym
- c) około 25% ogniw badanych łańcuchów posiada podziałki mniejsze od nominalnej, co jest przyczyną ponadnormalnego zużycia łańcucha w okresie docierania [2].

LITERATURA

1. Greń J.: Model i zadania statystyki matematycznej PWN, Warszawa 1968 r.
2. Łoś W., Zawisłak K.: Trwałość oraz przebieg zużycia łańcucha rolkowego 083-1-110 pz PN-67/M-84168 WSI. – Bydgoszcz. Zeszyty Naukowe Nr 9 Mechanika – Eksploatacja 5.
3. Ochęduszek K.: Koła zębate t.3. Sprawdzanie WNT, Warszawa 1970 r.
4. Worobiew N.W.: Przekładnie łańcuchowe „Maszgiz” – 1951 r.
5. PN-67/M-84160 Łańcuchy napędowe tulejkowe i rolkowe precyzyjne. Ogólne wymagania i badania.
6. PN-67/M-84168 Łańcuchy napędowe rolkowe precyzyjne.

EVALUATION OF THE METHODS OF DETERMINATION OF THE AVERAGE AND TOTAL ERROR OF GRADUATION OF THE ROLLER CHAIN 083-1-110 pz PN-67/M-84168

Summary

The author has introduced in this work an evaluation of the methods of determination of the average and total error of graduation of the roller chain 083-1-110 pz PN-67/M-84168.

The value of the errors has been determined on the basis of the results received from measurements of new roller chains manufactured by the Zakłady Rowerowe in Poznań.

ОЦЕНКА МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРЕДНЕЙ И ОБЩЕЙ НЕТОЧНОСТИ ШАГА РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ 083 - I ИЮ pz PN - 67/M-84168

Р е з ю м е

Статья содержит оценку метода определения средней и общей неточности шага роликовой цепи 083 - I ИЮ pz PN-67/M-84168. Неточности определены на основании результатов измерений новых роликовых цепей производимых Велосипедным Заводом и Познани.

Bronisław Siołkowski

Andrzej Topoliński

531133:621.04

STATECZNOŚĆ RUCHU MIESZADŁA TURBINOWEGO W WODZIE

W przedstawionej pracy podano wyniki badań doświadczalnych nad statecznością mieszadła turbinowego o łopatkach prostych, wirujących w wodzie. Badania wykazały, że zakończenie strefy statecznej pracy wału giętkiego jest równoznaczne z przejściem z ruchu precesyjnego prostego synchronicznego w asynchroniczny.

1. WSTĘP

Pojęcie stateczności układu mechanicznego jest związane z jego zachowaniem się w czasie ruchu. Badanie stateczności przeprowadzone w ramach analizy teoretycznej układów nastęrcza niekiedy duże trudności ze względu na złożoność zagadnienia.

Zagadnieniu stateczności ruchu wałów z mieszadłami cieczy poświęcono wprawdzie uwagę w pracach [1], [2], [4] i [5], ale wobec złożoności problemu istnieje jeszcze szereg niejasności. Z przytoczonych prac wynika, że stanami krytycznymi wałów z mieszadłami są stany rezonansów drgań poprzecznych (giętych). Wały sztywne pracują statecznie, natomiast mieszadła z wałami giętkimi statecznie mogą pracować w ograniczonym paśmie częstości, tylko za częstością podstawową. Szerokość pasma statecznej pracy zależy od własności mieszanej cieczy, energii cyrkulacji strumienia oraz od typu i wymiarów mieszadła i zbiornika. Wpływ mieszanej cieczy jest bardzo istotny i znaczenie jego rośnie ze wzrostem intensywności mieszania. Z punktu widzenia teorii stateczności można go po części traktować jako stochastyczne zaburzenia stale działające [2], których określenie jest bardzo trudne, częściowo zaś jako obciążenia zdeterminowane, także niełatwe do określenia [6]. Z tego względu prowadzenie prac doświadczalnych badawczych wydaje się celowe.

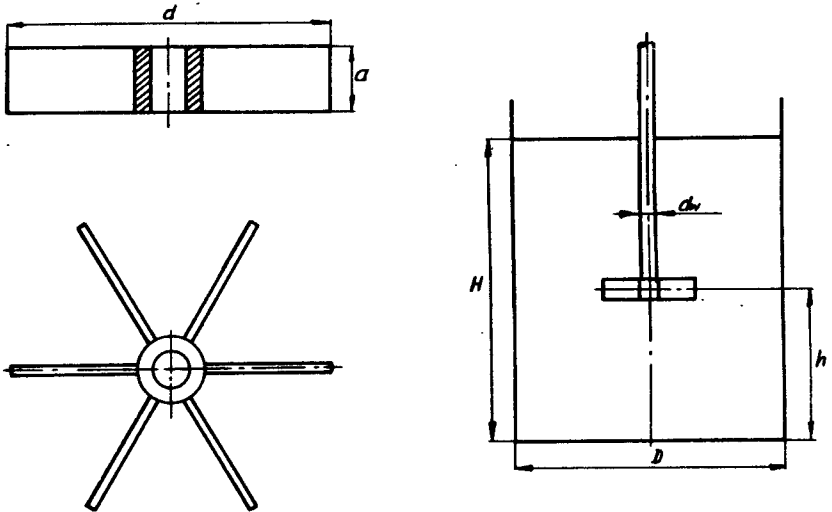
W pracy niniejszej przedstawione są wyniki badań doświadczalnych stateczności ruchu mieszadła turbinowego z łopatkami prostymi (rys. 1). Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym opisanym w pracy [5]. Wał stanowiska badawczego o średnicy $d_w = 17$ mm i długości $l = 1800$ mm podparty był w dwóch łożyskach rozstawionych na długości $l_1 = 360$ mm. Dla wału tego w pracy [4] określone są charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe drgań poprzecznych, z których w niniejszej pracy skorzystano przy określaniu częstości własnych drgań w powietrzu. Wymiary i masy zastosowanych do badań mieszadeł podane są w tabelicy 1.

Wymiary przytoczonych w tabelicy 1 mieszadeł pracujących w zbiorniku o średnicy $D = 525$ mm umożliwiły przeprowadzenie badań dla układów mieszalniczych o stosunkach $\frac{d}{D} = \frac{1}{5,25}, \frac{1}{3,75}, \frac{1}{3}, \frac{1}{2,625}$. Ze stosunków tych wynika, że mieszadło nr 1 dla

danego zbiornika było mieszadłem mniejszym od standardowych ($\frac{1}{4} + \frac{1}{3}$), mieszadła nr 2 i 3 były mieszadłami standardowymi, a mieszadło nr 4 większe od standardowych. Zbiornik był zaopatrzony w cztery typowe przegrody łatwo usuwalne. Wysokość napełnienia zbiornika wodą wynosiła $H = 460$ mm, a mieszadło znajdowało się centrycznie w środku wysokości napełnienia ($h = \frac{H}{2}$). Przedstawione warunki badań są analogiczne do warunków zachowywanych przy badaniach opisanych w pracy [5], dotyczącej mieszadeł turbinowych dyskowych. Z tego względu wyniki badań są porównywalne.

Tablica 1

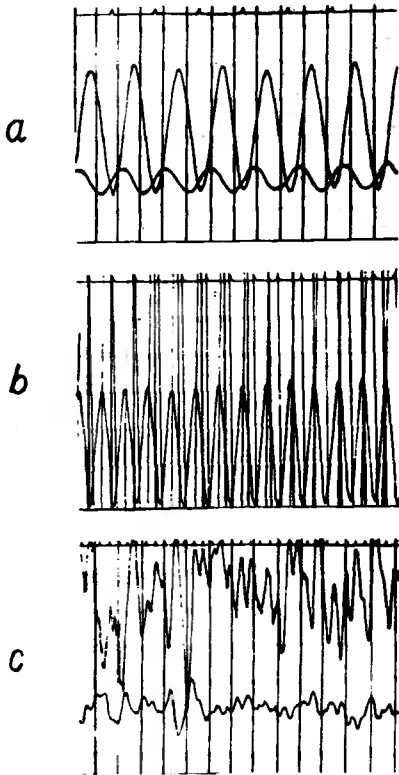
Nr mieszadła	Wymiary w (mm)			Masa (kg)
	d	b	g	
1	100	20	1	0,075
2	140	28	1	0,125
3	175	35	1,5	0,240
4	200	40	1,5	0,450



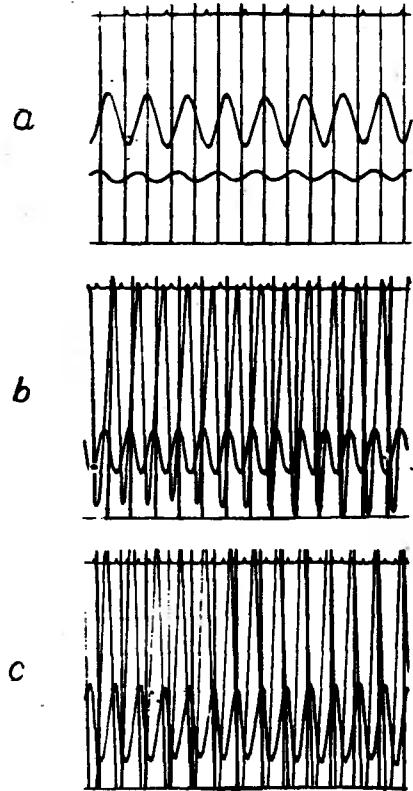
Rys. 1.

2. BADANIA DOŚWIADCZALNE STATECZNOŚCI

Badania wykonane zostały w warunkach pracy mieszadeł w zbiorniku bez przegród oraz z przegradami. Do pomiarów przemieszczeń poprzecznych wału użyto tensometrów



Rys. 2.



Rys. 3.

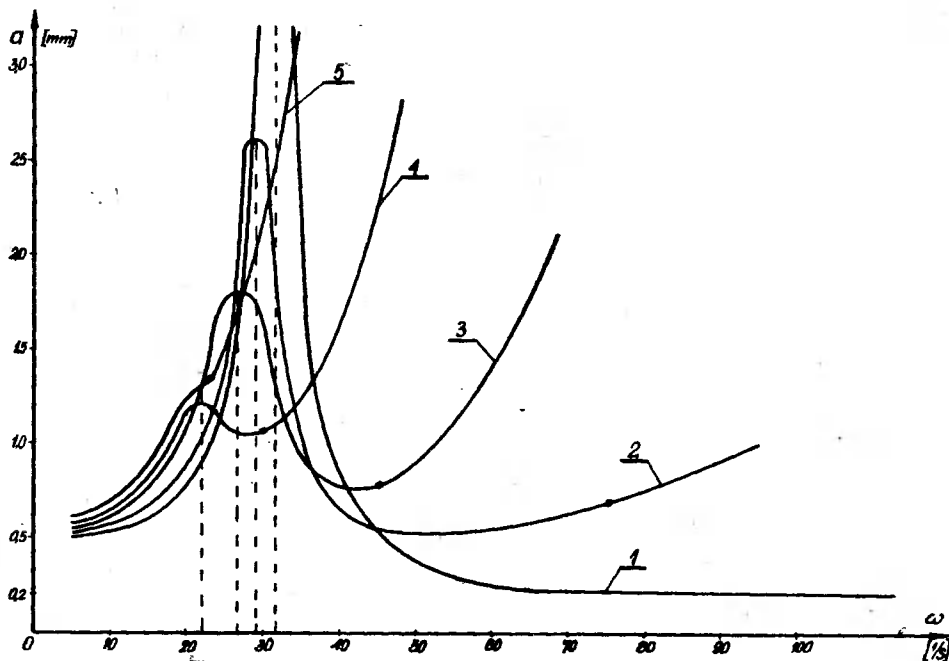
oporowych. Czujniki naklejone były na dwóch elastycznych, wzajemnie prostopadłych beleczkach stykających się z wirującym wałem. Z tensometrami oporowymi pracowały mostki oraz rejestrator pętlicowy. Czujnik indukcyjny z mostkiem indukcyjnym i wspomnianym już oscylografem pętlicowym zapewniał dokładną rejestrację obrotów wału mieszadła. Zastosowanie papieru rejestracyjnego czułego na promienie nadfioletowe pozwoliło na bezpośrednią i ciągłą kontrolę rejestrowanych przebiegów.

Rysunek 2 (od a do c) przedstawia oscylogramy drgań wału z mieszadłem nr 1 wirującym z prędkościami 158, 287 oraz 720 obr./min w zbiorniku z przegrodami. Oscylogram „a” przedstawia ruch podkrytyczny wału, „b” ruch obrotowy o obszarze tłumionej częstości podstawowej, natomiast oscylogram „c” przedstawia wejście wału z mieszadłem w obszar pracy niestatecznej.

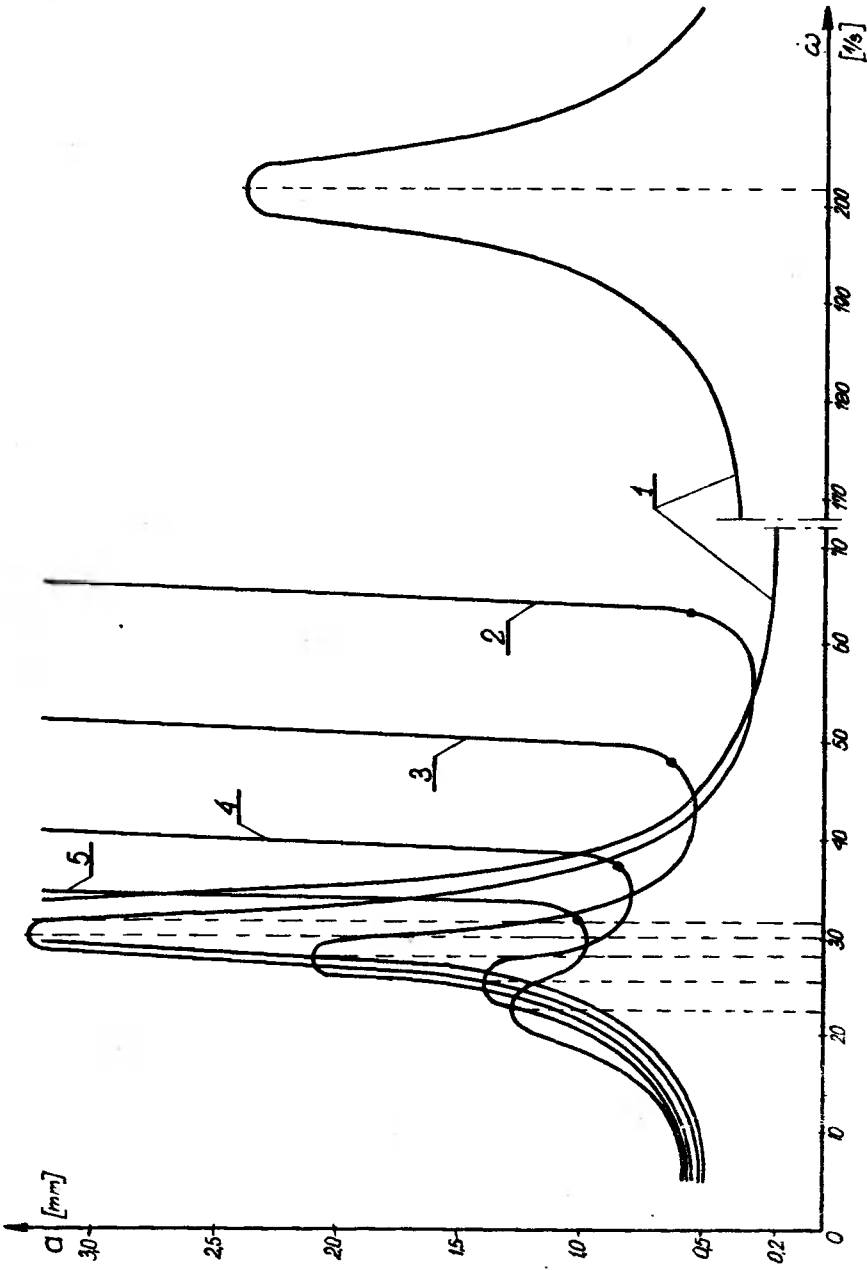
W obszarze pracy statecznej (a) zwracają uwagę regularne, niemal sinusoidalne wykresy przemieszczeń wału w funkcji czasu. Ten regularny, harmoniczny przebieg charakterystyczny jest dla precesji prostej, która istotnie ma tutaj miejsce. W przypadku zastosowania przegród nie obserwuje się w zbiorniku powstawania leja centralnego. W obszarze podkrytycznym, w obszarze częstości podstawowej oraz części obszaru

nadkrytycznego zauważa się synchroniczność częstości drgań z obrotami wału. Częstokowe strumienie powstające w zbiorniku z przegrodami odbijają się od zakłócających cyrkulację obwodową listew i trafiają na łopatki pracującego mieszadła. Strumienie te powodują wymuszenia stochastyczne o kierunku przeciwnym do obrotów. Moment ten widoczny jest na oscylogramie „c”. Widoczne jest zanikanie i wypadanie co drugiego przemieszczenia wału w stosunku do jego obrotów. Konsekwencją opisanych zjawisk jest zanikanie precesji prostej oraz pojawianie się wraz ze wzrostem obrotów wału, nieregularnych drgań poprzecznych o stale wzrastającej amplitudzie.

Na rysunku 3 (od a do c) przedstawione są oscylogramy drgań wału z mieszadłem nr 2 wirującym z prędkościami 178, 286 oraz 647 obr/min. Proces mieszania tym razem odbywał się bez przegród. Oscylogram „a” przedstawia ruch podkrytyczny, a więc ruch wału sztywnego, oscylogram „b” ruch w obszarze rezonansu podstawowego, a oscylogram „c” – w obszarze nadkrytycznym, czyli ruch wału giętkiego. Zwracają tu uwagę regularne, harmoniczne przebiegi drgań, typowe dla precesji prostej, która do pewnego momentu w obszarze nadkrytycznym jest precesją synchroniczną. W miarę wzrostu prędkości obrotowej wału powiększa się stale powstały tutaj lej centralny, aż do momentu, kiedy jego głębokość sięga poza piastę obracającego się mieszadła. Następuje wówczas gwałtowne przejście w precesję asynchroniczną i stałe zwiększanie się amplitud drgań wału.



Rys. 4. Zbiornik z przegrodami 1—wał bez mieszadeł, 2—wał z mieszadłem nr 1, 3—wał z mieszadłem nr 2, 4—wał z mieszadłem nr 3, 5—wał z mieszadłem nr 4



Rys. 5. Zbiornik z przegrodami 1 - wał bez mieszadeł, 2 - wał z mieszadłem nr 1, 3 - wał z mieszadłem nr 2, 4 - wał z mieszadłem nr 3, 5 - wał z mieszadłem nr 4

Opracowane statycznie odcinki oscylogramów drgań wału z poszczególnymi mieszadłami wirującymi, z różnymi prędkościami w zbiorniku bez przegród i z przegrodami, posłużyły do sporządzenia charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych przedstawionych na rysunkach 4 i 5.

3. WNIOSKI KOŃCOWE

Z charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych można zaobserwować zmniejszenie amplitudy częstości rezonansowej oraz ograniczenie od góry obszaru statecznej pracy wału giętkiego, wywołane wpływem mieszanej cieczy. Ze wzrostem wymiarów mieszadła wzrasta tłumiące działanie mieszanej cieczy i zawęża się obszar statecznej pracy. Na wykresach amplitud w funkcji częstości zaznaczonymi punktami zaznaczono częstości, przy których następowało zanikanie precesji synchronicznej. Ze względów wytrzymałości zmęczeniowej wału ruch precesyjny asynchroniczny jest niepożądany, a oprócz tego od tego punktu amplituda wzrasta, dlatego też można przyjmować punkt ten jako koniec obszaru statecznej pracy wału giętkiego. Biorąc ze sporządzonych charakterystyk częstości rezonansowe drgań w wodzie i dzieląc je przez częstości rezonansowe drgań w powietrzu, zaczerpnięte z pracy [4], można określić wielkość tłumienia częstości rezonansowej, wywołanego wpływem mieszanej cieczy. Dla poszczególnych mieszadeł pracujących w zbiorniku bez przegród i z przegrodami wartości tłumienia zestawione są w tablicy 2.

Tablica 2

Wał z mieszadłem nr	$\frac{\omega_N}{\omega_p} = \frac{\text{częstość rezonansowa drgań w wodzie}}{\text{częstość rezonansowa drgań w powietrzu}}$	
	w zbiorniku bez przegród	w zbiorniku z przegrodami
wał bez mieszadła	0,97 (0,97)	0,97 (0,97)
1	0,96 (0,92)	0,94 (0,90)
2	0,95 (0,90)	0,90 (0,85)
3	0,93 (0,88)	0,81 (0,77)
4	0,90 (0,85)	— (0,64)

W nawiasach w tablicy 2 podane są stosunki częstości wyrażające ich tłumienie dla mieszadeł turbinowych dyskowych o tej samej średnicy d.

W tablicy 3 zestawione zostały częstości wału giętkiego, przy których ruch precesyjny prosty synchroniczny przechodził w asynchroniczny. Liczby w nawiasach są odpowiednimi częstościami dla mieszadeł turbinowych dyskowych.

Tablica 3

Wał z mieszadłem nr	Częstość przy której precesja synchroniczna przechodzi w precesję asynchroniczną	
	zbiornik bez przegród	zbiornik z przegrodami
1	63 (70)	75 (75)
2	48 (42)	45 (45)
3	37 (35)	30 (30)
4	32 (30)	23 (23)

Ze względu na stateczność ruchu, mieszadła turbinowe o łopatkach prostych (rys. 1) zachowują się podobnie jak mieszadła turbinowe dyskowe o łopatkach prostych. Tłumiące działanie tych ostatnich jest większe, a obszary statecznej pracy w zbiornikach bez przegród nieco mniejsze.

LITERATURA

1. Afonin O.D., Milczenko A.J., Michaliew F.M.: K raszczotu wałow bystrochodnych mieszatek. Chimiczeskoe i nieftianoje maszynostrojenie. Nr 12/1971.
2. Bogusz W.: Stateczność techniczna, IPPT PAN, Warszawa 1972 r.
3. Milczenko A.J., Taganow N.J., Kiriłtow B.M., Michaliew M.F.: Opredielienije kriticzeskich skorostiej wałow mieszatek w wiazkach sredach. Chimiczeskoje i nieftianoje maszynostrojenije. Nr 10/1965.
4. Siołkowski B.: Wpływ parametrów mechanicznych na stany krytyczne mieszadła cieczy. Praca doktorska. AGH Kraków 1972 r.
5. Siołkowski B.: Stateczność ruchu mieszadła cieczy. Zeszyty Naukowe WSI w Bydgoszczy, Mechanika – Konstrukcje 7 – 1974 r.
6. Stręk F.: Mieszanie i mieszalniki. WNT Warszawa 1971 r.

STABILITY OF TURBINE MIXER MOTION IN WATER

Summary

In this article there have been presented results of experimental tests concerning the stability of turbine mixer spinning in water with straight spades.

The tests have shown, that the end of stable work zone of flexible shaft amounts to the transition from single synchronous precession into a asynchronous motion.

УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ТУРБИНЫХ МЕШАЛОК В ВОДЕ

Р е з ю м е

В статье представлены результаты исследования устойчивости турбинной мешалки открытого типа работающей в воде. Исследования показали, что начало зоны неустойчивого вращения гибкого вала равнозначен переходу из прямой синхронной прецессии в асинхронную прецессию.

Józef Szala

WYBRANE ZAGADNIENIA Z PROGRAMOWANIA OBCIĄŻEŃ ZMIENNYCH NA STANOWISKACH DO BADAŃ ZMĘCZENIOWYCH

W artykule omówiono aproksymację – w aspekcie trwałości zmęczeniowej – eksploatacyjnego przebiegu obciążenia będącego realizacją procesu losowego, przy pomocy zastępczych widm obciążeń lub naprężeń. Ponadto podano metodę opracowania zastępczego widma opartego o harmoniczny cykl zmian obciążenia. Cykl ten wynika z rozkładu przebiegu obciążeń eksploatacyjnych na gałęzie, zawarte między lokalnymi ekstremami.

Rozważania ogólne zilustrowano przykładem opracowania zastępczego widma i programu obciążeń dla układu nośnego roweru.

1. WSTĘP

Zasadniczym problemem w programowych badaniach zmęczeniowych jest możliwie wierne odtworzenie obciążeń eksploatacyjnych na stanowisku badawczym.

W przypadku badań trwałości zmęczeniowej układów nośnych pojazdów, kadłubów samolotów itp. poddanych w warunkach eksploatacji obciążeniom zmiennym losowo, podstawą do opracowania programu obciążeń jest zapis zmian naprężeń w miejscu ich koncentracji, utrwalonych na taśmie oscylografu lub taśmie magnetycznej.

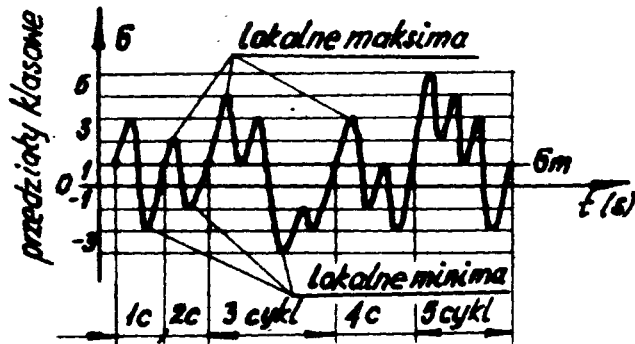
W artykule podjęto próbę opracowania blokowego programu obciążeń, możliwego do zastosowania w badaniach trwałości zmęczeniowej konstrukcji, której obciążanie w warunkach eksploatacji jest procesem stochastycznym. W dalszych partiach artykułu ciągły przebieg obciążenia w czasie eksploatacji nazywany będzie rzeczywistym widmem obciążeń.

2. CYKL UMOWNY OBCIĄŻENIA LOSOWEGO

Większość metod obliczeniowych dotyczących trwałości zmęczeniowej i programowania obciążeń oparta jest o cykl obciążenia harmonicznego. Konieczne jest zatem określenie cyklu przy obciążeniu losowym, który powinien charakteryzować się podobnymi parametrami w porównaniu z cyklem obciążenia harmonicznego. Znane są następujące metody aproksymacji przebiegu losowego przebiegiem harmonicznym.

1.1. Cyklem umownym wg W.W. Bołotina [1] jest odcinek realizacji procesu losowego ograniczony sąsiednimi przecięciami poziomu obciążenia średniego mającymi dodatnią pochodną.

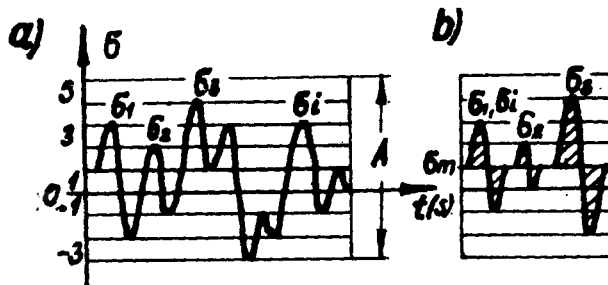
Na rys. 1 przedstawiono odcinek realizacji z podziałem na 6 umownych cykli. Cykl uważa się za prosty, jeśli zawiera jedno maksimum i jedno minimum. Cykl jest złożony,



Rys. 1.

jeżeli zawiera więcej niż dwa ekstrema. Z uwagi na dużą ilość różnorodnych cykli praktyczne wykorzystanie tego podziału jest ograniczone.

2.2. W metodyce opracowania zastępczych widm obciążeń zaproponowanej przez E. Gassnera [4], [5], [7] za cykl umowny przyjęto cykl harmoniczny o maksimum równym lokalnemu maksimum σ_{max_i} ; procesu losowego i wartości średniej równej wartości średniej $\sigma_{mj} = \sigma_m$ rozpatrywanego procesu losowego (rys. 2). Założeniem tej metody jest równa liczba lokalnych ekstremów ponad i pod linią odpowiadającą wartości średniej obciążenia losowego.



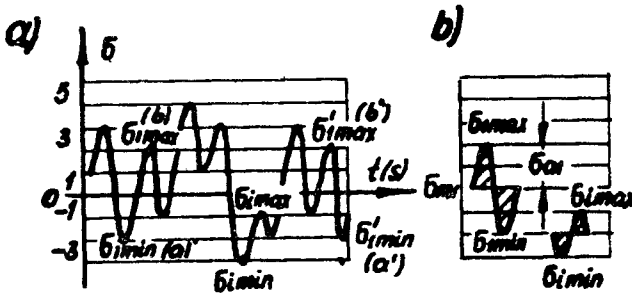
Rys. 2.

Opracowanie zapisu zmian naprężeń sprowadza się do zliczania lokalnych ekstremów (maksimów i minimów lokalnych) w poszczególnych przedziałach klasowych lub tylko maksimów lokalnych w przypadku, gdy znana jest wartość naprężenia średniego rozpatrywanego odcinka procesu losowego.

Metodę opracowania zastępczego widma obciążeń i programu obciążeń wg E. Gassnera na stanowisku badawczym podano w artykule [5].

1.3. Według A.S. Isajewa [6] każdy proces obciążenia składa się z gałęzi zawartych między lokalnymi ekstremami (rys. 3).

Gałąź rosnąca zawarta jest między lokalnym minimum punkt a) a maksimum punkt b), gałąź opadająca między lokalnym maksimum punkt b') a minimum punkt a').



Rys. 3.

Przyjmuje się, że dla wybranej rosnącej gałęzi a b, przy dostatecznym czasie trwania rozpatrywanego procesu, znajduje się gałąź opadająca b'a' z lokalnymi ekstremami leżącymi na tych samych poziomach naprężeń. Gałęzie te tworzą umowny cykl, w którym naprężenie wzrasta od σ_{min_i} do σ_{max_i} , następnie malejąc do $\sigma_{min_{i+1}}$.

Cykl ten, podobnie jak harmoniczny, opisuje się dwoma parametrami, naprężeniem minimalnym σ_{min_i} i maksymalnym σ_{max_i} lub naprężeniem średnim σ_{mj} i amplitudą cyklu naprężenia σ_{aj} (rys. 3).

Opracowanie zapisu zmian naprężeń polega na zliczaniu rozpiętości poszczególnych gałęzi rosnących [10].

W artykule [6] A.S. Isajew wykorzystał tak przyjęty umowny cykl w obliczeniowej metodzie wyznaczenia trwałości zmęczeniowej konstrukcji.

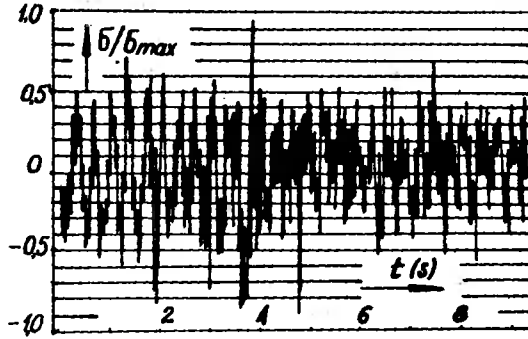
W niniejszym artykule przedstawiono sposób opracowania programu obciążeń na stanowisku do badań trwałości zmęczeniowej konstrukcji w oparciu o omawiany wyżej cykl umowny.

2. OPRACOWANIE STATYSTYCZNE ODCINKA REALIZACJI ZMIAN NAPRĘŻEŃ – ZASTĘPCZE WIDMO NAPRĘŻEŃ (OBCIĄŻEŃ)

Pod pojęciem zastępczego widma naprężeń rozumie się uporządkowany zbiór danych dotyczących liczby cykli harmonicznych dla poszczególnych kombinacji parametrów: naprężenia średniego σ_{mj} i amplitudy zmian naprężeń σ_{aj} , zastępujących rzeczywiste widmo naprężeń – będące realizacją procesu losowego – w aspekcie trwałości zmęczeniowej. Informacje te mogą być podane w formie tabeli lub wykresu.

Rzeczywiste widmo naprężeń zarejestrowane na taśmie oscylografu przedstawiono na rys. 4.

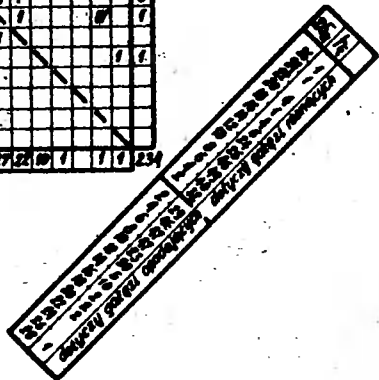
Celem opracowania zapisu zmian naprężeń, zakres między naprężeniem minimalnym σ_{min} , a naprężeniem maksymalnym σ_{max} dla całego rozpatrywanego odcinka pomiarowego, dzielimy na równe klasy. Następnie określamy kolejno dla każdej gałęzi rosnącej rozpiętości od klasy niższej, w której leży lokalne minimum, do klasy wyższej, w której leży lokalne maksimum. Wyniki opracowania odcinka rzeczywistego widma obciążeń



Rys. 4.

Tablica 1

Nr klasy	$\frac{\delta_{min}}{\delta_{max}}$																				h
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
18+20	1																				1
16+18	2							1													1
14+16	3																				1
12+14	4																				1
10+12	5																				1
8+10	6																				1
6+8	7																				1
4+6	8																				1
2+4	9																				1
0+2	10																				1
0+-2	11																				1
-2+-4	12																				1
-4+-6	13																				1
-6+-8	14																				1
-8+-10	15																				1
-10+-12	16																				1
-12+-14	17																				1
-14+-16	18																				1
-16+-18	19																				1
-18+-20	20																				1
h																					234

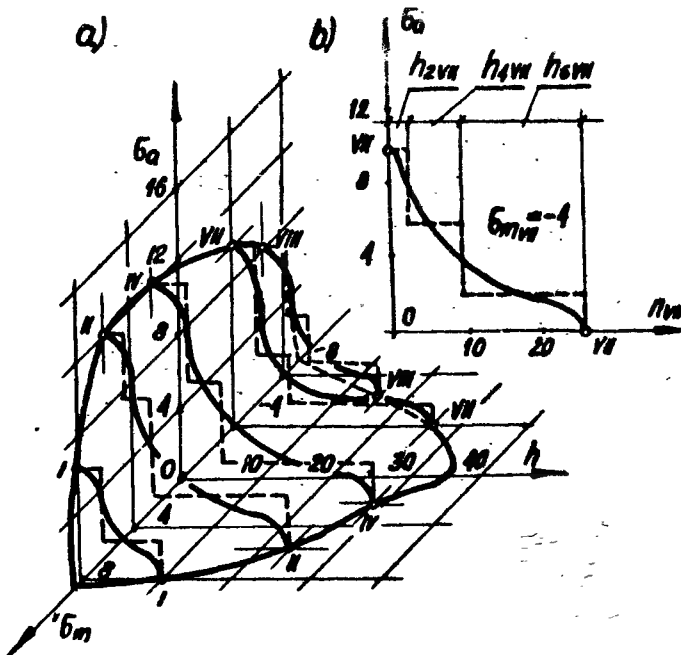


z rys. 4 podano w tablicy 1; ujmując one wszystkie możliwe wartości parametrów umownych: cykli (σ_{min} , σ_{max} , σ_{mj} , σ_{ai}). Wykorzystanie tego rodzaju tablic w analizie naprężeń zmiennych losowo omówione zostało w pracy S.W. Serensena i innych [9]. Celem dokonania analizy obciążenia dokonano podziału zakresu zmian naprężeń rozpatrywanego odcinka widma na 20 równych klas, ponadto zliczono zarówno gałęzie rosnące (górna część tablicy), jak i opadające (dolna część tablicy); liczności ekstremów w poszczególnych klasach dla gałęzi opadających oznaczono znakiem ' (prim).

Tablicę uzupełniono dwiema osiami, na pierwszej podano wartości naprężeń średnich cykli umownych σ_{mj} i odpowiadające ilości cykli h_j dla gałęzi rosnących i h_j dla gałęzi opadających, na drugiej podano wartości amplitudy zmian naprężeń σ_{ai} i odpowiadające im ilości cykli h_i ; dla gałęzi rosnących i h_i dla gałęzi opadających.

Z porównania ilości cykli h_j , h_i i odpowiednio h_j i h_i dla tych samych poziomów naprężenia średniego σ_{mj} i amplitudy zmian naprężeń σ_{ai} widać wyraźnie dużą zgodność założenia, że ilość gałęzi rosnących i opadających charakteryzujących się tymi samymi parametrami cyklu umownego (σ_m i σ_{ai}) są sobie równe. Zgodność ta jest tym większa, im dłuższy odcinek rzeczywistego widma obciążeń, będącego procesem losowym, zostanie wzięty do opracowania.

Dalsze rozważania będą zatem dotyczyć tylko tej części tablicy, która odpowiada gałęziom rosnącym (górna część tablicy). Omawiana tablica umożliwia dalszą analizę obciążenia. Pole tablicy można podzielić na pewną liczbę części, charakteryzujących się różnorodnym stopniem asymetrii cykli.



Rys. 5.

W tablicy 1 część I odpowiada cyklom od pulsujących w kierunku jednostronnie zmiennych rozciągających, część II – cyklom od wahadłowego do pulsującego rozciągającego, część III – cyklom od wahadłowego do pulsującego ściskającego i część IV – cyklom od pulsujących w kierunku jednostronnie zmiennych ściskających.

W części I zachodzi około 31% cykli, w II i III części około 51% i w części IV około 18%.

Rysunek 5 przedstawia przykład wybranej formy wykresu, ilustrującego wartości podane w tablicy 1, przyjmując stopniowanie naprężeń średnich i amplitudy zmian naprężeń co 2000 N/cm². Ponadto celem ułatwienia wykonania wykresu sporządzono na podstawie tablicy 1 pomocniczą tablicę 2.

Dla poszczególnych wartości naprężenia średniego σ_{mj} , podano na wykresie ilości cykli harmonicznnych o odpowiednich amplitudach σ_{ai} zmieniających się skokowo (linia stopniowa kreskowana). Linie stopniowe można w przybliżeniu zastąpić liniami ciągłymi powstałymi z połączenia środków stopni, względnie dokładniej, na podstawie opracowania statycznego wyników. Liczba cykli naprężenia w zastępczym widmie jest równa:

$$h_c = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^P h_{ij} \quad (1)$$

j (I, II, . . . P); i (1, 2 . . . k)

gdzie:

- h_c – liczba cykli w zastępczym widmie naprężeń odpowiadająca odcinkowi rzeczywistego widma naprężeń przyjętego do opracowania,
- h_{ij} – liczba cykli dla i-tego stopnia amplitudy naprężenia na tym poziomie naprężenia średniego,
- P – liczba rozpatrywanych poziomów naprężenia średniego,
- k – liczba stopni amplitudy naprężenia na rozważanym poziomie naprężenia średniego.

Dla przykładu na rys. 5b podano sposób opracowania poziomu naprężenia średniego $\sigma_m = 4000$ N/cm² – oznaczonego na rysunku 5 cyfrą VII. Liczba stopni amplitudy zmian naprężeń $k = 3$. Liczba cykli zmian naprężeń dla omawianego poziomu h_{VII} wynosi:

$$h_{VII} = h_{1VII} + h_{2VII} + h_{3VII} = 1 + 8 + 17 = 26 \text{ cykli}$$

Całkowita liczba cykli w widmie naprężeń odpowiadająca odcinkowi przyjętemu do opracowania h_c , równa się:

$$h_c = h_I + h_{II} + \dots + h_{VII} = 231 \text{ cykli}$$

Podana liczba cykli wynika z tablicy 2.

Tablica 2

σ_{mj}	σ_{ai}						h_s
	I	II	III	IV	V	VI	
8	1				3	14	17
6	1	1		1	21		23
4	1	2		14		29	45
2	1	1	2	25			28
0	1	3	12	24			39
-2	1		4	22			26
-4	1	1	8	17			25
-6	1			15			15
-8	1						10
-10	1		1	1			2
h_o		2	6	8	57	84	231

Zastępcze widmo naprężeń (obciążeń) może być ekstrapolowane na podstawie wyników otrzymanych z odcinka pomiarowego, na dowolnie długi czas lub drogę np.:

- przebieg do założonej naprawy (w km),
- czas założonej trwałości (w godz.) rozważanego elementu wynikającego z cyklu naprawczego itp.

W tej sytuacji liczba cykli zastępczego widma obciążeń h_c , z opracowania odcinka rzeczywistego widma obciążeń, reprezentacyjnego dla całego okresu eksploatacji, uzyskanego w czasie pomiarów, mnożymy przez współczynnik określony z wzoru:

$$\alpha = \frac{T}{t} \quad \text{lub} \quad \alpha = \frac{L}{l} \quad (2)$$

gdzie:

- T – założony okres eksploatacji (w godz.)
- t – odcinek rzeczywistego widma obciążeń przyjętego (w godz.) do opracowania,
- L – przebieg wynikający z założonej trwałości (w km),
- l – odcinka pomiarowego wziętego do opracowania zastępczego widma obciążeń (w km).

Wobec tego liczbę cykli dla tak przyjętego widma odpowiadającego okresowi trwałości zmęczeniowej, obliczamy z następującego związku

$$n_c = h_c \alpha. \quad (3)$$

Zastępcze widmo obciążeń opracowane według omówionej metody jest punktem wyjścia do wyznaczenia trwałości zmęczeniowej.

W badaniach trwałości zmęczeniowej na stanowiskach badawczych należy w oparciu o przedstawione widmo obciążeń opracować program obciążeń.

Obliczając liczbę otrzymanych cykli z określonymi parametrami w stosunku do ogólnej liczby cykli w zastępczym widmie naprężeń, wyznaczamy częstość pojawienia się cyklu z określonymi parametrami.

Przy wzroście czasu trwania rozpatrywanego odcinka i przy wzroście liczby klas, częstość zbliża się do prawdopodobieństwa. Licząc prawdopodobieństwa wszystkich możliwych skojarzeń wartości średniej σ_{mj} i amplitudy zmian naprężeń σ_{aj} , bądź wartości minimalnych σ_{min_i} i maksymalnych naprężeń σ_{max_i} w zastępczym widmie naprężeń, otrzymujemy funkcję gęstości rozkładu cykli. Wobec tego do opracowania zastępczych widm obciążeń mogą być stosowane metody rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej.

3. OPRAWOWANIE PROGRAMU OBCIĄŻEŃ

Celem opracowania programu obciążeń zmiennych należy dokonać analizy szeregu czynników. Najważniejsze z nich to:

- następstwo wartości amplitud,
- liczba stopni programu,
- liczba okresów realizowanych w programie,

- przerwy w obciążeniach,
- przeciążenia i niedociążenia,
- częstotliwość zmian obciążenia,
- wpływ naprężeń niższych od granicy zmęczenia.

Zastępcze widma obciążeń odpowiadające trwałości zmęczeniowej konstrukcji, dzieli się na pewną liczbę okresów λ .

Potrzeba ta wynika z konieczności zmniejszenia ilości cykli o stałej amplitudzie zmian naprężeń w poszczególnych stopniach, co zbliża obciążenie zastępcze do eksploatacyjnego, w którym następstwo amplitud o różnych wartościach zachodzi przypadkowo.

W okresie programu unika się ponadto stopniowania wartości amplitud od największej do najmniejszej lub odwrotnie, wymagane jest odpowiednie ukształtowanie programu [4].

Okres programu obciążeń powstaje zatem przez podzielenie zastępczego widma obciążeń na pewną liczbę części i odpowiednie ich ukształtowanie. Wynika to z dążenia do obniżenia wpływu czynników podanych na początku omawianego punktu, które mogłyby spowodować znaczne różnice trwałości zmęczeniowej konstrukcji, uzyskanej w badaniach stanowiskowych w stosunku do trwałości zmęczeniowej eksploatacyjnej.

Duża liczba stopni zbliża program blokowy do ciągłej zmiany obciążenia co jednak komplikuje techniczną realizację programu.

W pracach [2], [3], [4] podano, że wpływ ilości ponad 8 stopni programu na trwałość zmęczeniową konstrukcji jest niewielki. Liczba okresów w programie obciążeń decyduje o pojemności boków obciążenia (liczba cykli na tym samym poziomie naprężeń) co w powiązaniu z kolejno następującymi przeciążeniami lub niedociążeniami powtarzającymi się wiele razy (około 10^5), może spowodować dość znaczne umocnienie lub osłabienie materiału, a w następstwie podwyższyć lub obniżyć wytrzymałość zmęczeniową konstrukcji [3], [8].

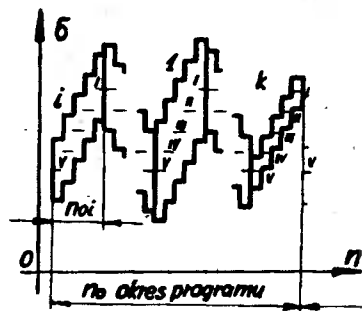
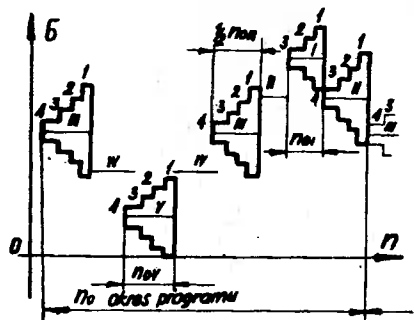
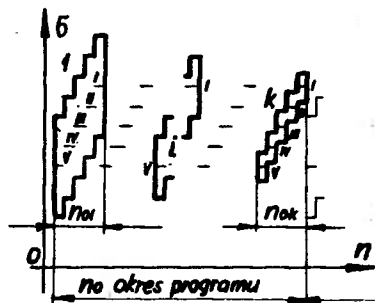
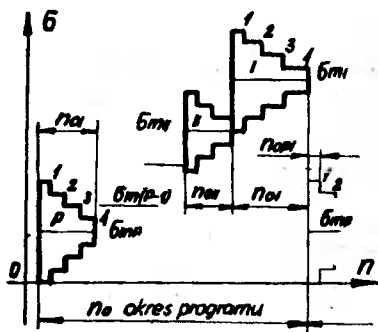
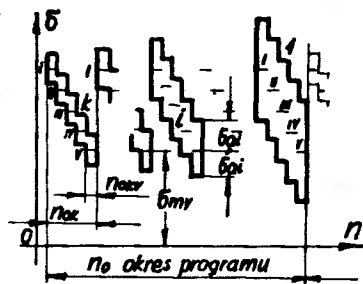
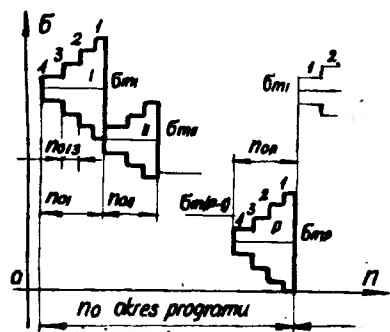
Przyjmując program obciążeń składający się z $10 \div 20$ okresów [2], [3], [4] omawiany wpływ można pominąć.

Na podstawie informacji zawartych w literaturze [3], [8] stwierdzić można, że wpływ przerw w obciążeniach i częstotliwości zmian naprężeń w przedziale 20–2000 Hz jest nieznaczny (około 15%) i w programowaniu obciążeń może być pominięty. Opublikowane badania [9], [10] wykazały, że naprężenia niższe od granicy zmęczenia mają wpływ na trwałość zmęczeniową w przypadku, gdy w obciążeniu konstrukcji występują wartości naprężeń przekraczające tę granicę.

Wpływ ten zachodzi w zakresie naprężeń powyżej 0,5 granicy zmęczenia (wartość tę podają autorzy w różnych zakresach naprężeń, 0,5 stanowi wartość zbliżoną do dolnej granicy podawanych wyników).

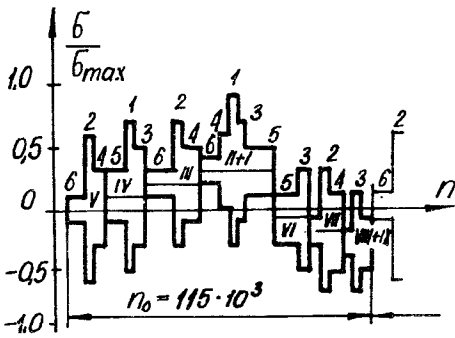
Sposoby kształtowania programów obciążeń dla ogólnego przypadku przedstawiono na rysunkach 6 i 7.

Rysunek 6 przedstawia programy ukształtowane z zachowaniem częściowej stałości naprężenia średniego, rysunek 7 – programowy z zachowaniem częściowej stałości amplitudy.

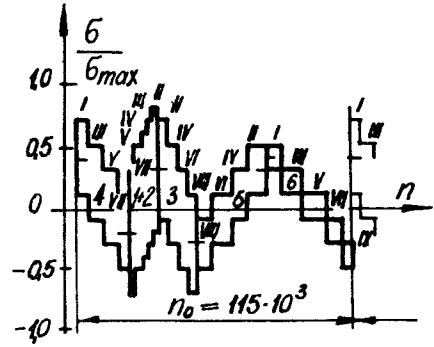


Rys. 6.

Rys. 7.



Rys. 8.



Rys. 9.

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono programy obciążeń zmiennych na stanowisku badawczym ram rowerowych, opracowane na podstawie rzeczywistego widma obciążeń podanego na rysunku 4.

Ukształtowanie ww. programów wynika z analizy omawianych czynników. W obu programach przyjęto, że okres naprężeń zaczyna się od średnich wartości naprężenia średniego i amplitudy zmian naprężeń, co wyklucza znaczne przeciążenia (początek – maksymalne obciążenia) lub niedociążenia (początek – minimalne obciążenia), które w pierwszej fazie powodowałyby osłabienie lub umocnienie materiału. Okres programu odpowiada 420 km drogi przebytej w czasie pomiarów.

4. PODSUMOWANIE

Przedstawiona praca ma na celu omówienie sposobu programowania obciążeń w oparciu o cykl umowny podany przez A.S. Isajewa [6] i zilustrowanie powyższego przykładem opracowania zastępczego widma i programu obciążeń. Programowanie obciążeń na stanowisku badawczym według tej metody daje zadowalające wyniki w modelowaniu losowych przebiegów naprężeń lub obciążeń, które z punktu widzenia matematycznej teorii procesów losowych są realizacjami procesów losowych stacjonarnych o wąskim widmie.

LITERATURA

1. Bołotin W.W.: „Ob ocenjkje resursa konstrukcji pri djeystwi sluczajnych nagruzok”, Sb – Rasczety na procznost, Maszgiz, Wyp. 9, Moskwa 1963 r.
2. Buch A.: Zagadnienia wytrzymałości zmęczeniowej PWN, Warszawa 1964 r.
3. Garf M.E., Bugłow E.G., Pawłowski W.E.: Ob osobjennostjach nakopljenija ustałostnogo powrzedjenija pri spektrach niestacionarnoj naprijażennosti, rasprostranajuszczichsja nižje ischodnogo prjedjela ustałosti. Wjestnik Maszinostrojienija nr 6, 1964 r.
4. Gassner E.: Betriebsfestigkeit. Eine Bemessungsgrundlage für Konstruktionsteile mit statistisch wechselnden Betriebsbeanspruchungen. Konstruktion 6, 1954 r.
5. Hertel H.: Ermüdungsfestigkeit der Konstruktionen Springer – Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1969 r.

6. Isajew A.S.: K opriedeljeniju wjerogatnosti ustałostnogo razruszenija pri sluczajnom stacionarnom nagruženii. Trudy Instituta, Wyp. 61, Izdatelstwo „Maszinostrujenije”, Moskwa 1964 r.
7. Łapiński Z.: Programowe badania zmęczeniowe. Wybrane materiały Krajowej Konferencji Wytrzymałościowej SIMP – WAT 1961 r.
8. Rekowjec N.F.: Wlijanije naprjaženiji nižje prjedjela ustałosti na dołgowiecznost djetaljej, rabotajuszczich pri pjerjemjennych nagruzkach. Wjestnik Maszinostrojenija nr 6, 1964 r.
9. Serensen S.W., Bucharin N.A., Bugłow E.G., Snytin M.E.: K ustanowljeniju rjezimow pjerjemjennoj naprjažennosti dlja rasczjeta na ustałost. Wjestnik Maszinostrojenija 1/1961.
10. Szala J.: Trwałość zmęczeniowa konstrukcji – wybrane zagadnienia, Referat na Seminarium Trwałości i Niezawodności WSI – Bydgoszcz Marzec 1971 r. Zeszyty Naukowe WSI w Bydgoszczy „Mechanika – Eksploatacja” 1973 r.

SOME PROBLEMS OF PROGRAMMING THE CHANGING LOADS ON THE FATIGUE TEST STANDS

Summary

In the paper the approximation of the load operational course, being the realization of a random process, by means of substitutional load or stress spectra is considered in the aspect of the fatigue life. The method of the substitutional spectrum elaboration is based on the harmonic cycle of load changes, resulted from the operational load distribution into the pathes located between the local extremes.

General consideration was followed up with an exemplary elaboration of a substitutional spectrum and load programme.

ИЗБРАННЫЕ ВОПРОСЫ ПРОГРАММИРОВАНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗОК НА УСТАНОВКАХ ДЛЯ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Р е з ю м е

Статья содержит аппроксимацию эксплуатационного пробега нагрузки при помощи замещающих спектров нагрузок или напряжений. Кроме того предложен метод разработки замещающего спектра с гармоническим циклом изменения нагрузки.

Общие рассуждения содержат пример обработки замещающего спектра и программы нагрузок для велосипеда.

7

Józef Szala

OCENA KONSTRUKCJI RAMY ROWEROWEJ TYPU-1264 W OPARCIU O KRYTERIUM OBCIĄŻENIA I CIĘŻARU

W przedstawionym artykule przeprowadzono analizę obciążeń statycznych i dynamicznych ram rowerowych. Na podstawie tej analizy oraz możliwości zastąpienia przekroju kołowego prętów ramy, przekrojem prostokątnym, wskazano możliwości ewentualnych zmian konstrukcyjnych ramy, które w efekcie dałyby zmniejszenie ciężaru ramy przy zachowaniu dostatecznej trwałości.

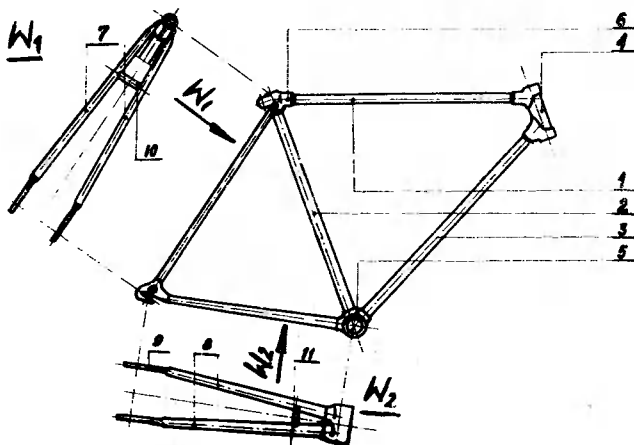
1. WSTĘP

Konstrukcja ramy rowerowej przetrwała w swej obecnej postaci, nie zmieniona w sposób istotny, w ciągu kilkudziesięciu lat. Postęp techniczny, szczególnie w badaniach eksploatacyjnych (pomiaru obciążeń i naprężeń w ruchu) oraz w technikach wytwarzania jest zasadniczą przyczyną zainteresowania się doskonaleniem konstrukcji ramy rowerowej w świetle kryterium obciążenia i ciężaru.

Celem artykułu jest wskazanie możliwości ewentualnych zmian konstrukcyjnych ramy, które w efekcie dałyby zmniejszenie ciężaru ramy (względy funkcjonalne oraz ekonomiczne) przy zachowaniu dostatecznej trwałości.

2. CECHY GEOMETRYCZNE RAMY TYPU 1264

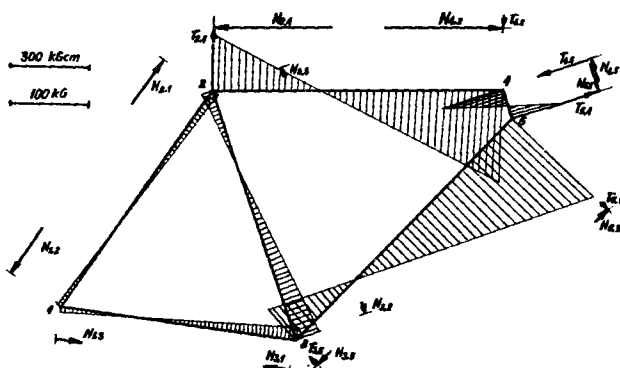
Rama rowerowa (rys. 1) stanowi konstrukcję rurową składającą się z dwóch części: trapezu ramy i tylnego rozwidlenia. Część trapezowa zbudowana jest z trzech rur



Rys. 1. Rama rowerowa typu 1264

Na rysunku 2 przedstawiono ogólny układ obciążeń zewnętrznych, działających na ramę w czasie eksploatacji. Siły A, C, D, E, G, wynikają z obciążenia ramy w warunkach eksploatacji, składowe poziome oznaczono indeksem V, pionowe indeksem h. Układ sił D_x , D_y i E_x wynika ze sposobu łożyskowania widelca w ramie. Cyframi od 1 do 5 oznaczono węzły ramy rowerowej, natomiast liczbami trzycyfrowymi oznaczono odpowiednie długości prętów. Wartości sił i ich zwroty w czasie eksploatacji ulegają ciągłej zmianie w zależności od ukształtowania nawierzchni drogi, oddziaływania użytkownika na układ (obciążenie układu korbowego, przyspieszanie i hamowanie).

Rozkład momentów sił wzdłużnych N i poprzecznych T, wynikający z obliczeń statycznych na podstawie ww. założeń zilustrowano na rysunku 3. Z analizy rozkładu obciążeń można wnioskować, że osiągają one wartości maksymalne w prętach 1 i 3 (oznaczenia na rys. 2, 1), w okolicy łącznika (4), natomiast obciążenia pozostałych prętów są niewielkie.



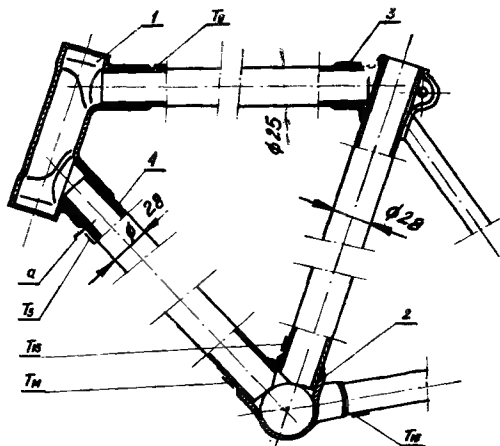
Rys. 3. Wykres momentów gnących, sił poprzecznych (T) i podłużnych (N)

3.2. Obciążenia dynamiczne

Najdokładniejsze dane, o obciążeniu ramy rowerowej, otrzymuje się z pomiarów przeprowadzonych w warunkach eksploatacji. W miejscach, w których (jak wynika z obliczeń statycznych) obciążenia osiągają wartości maksymalne, naklejono tensometry oporowe (rys. 4).

Tablica 1

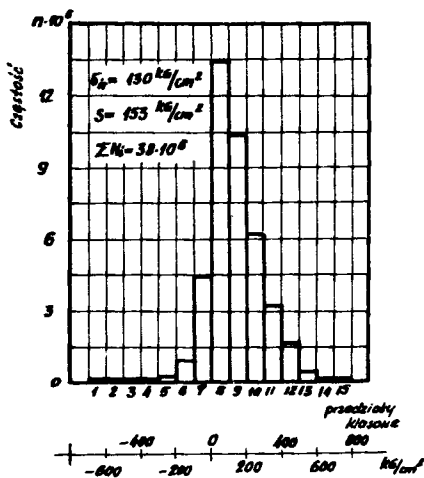
Napężenia kg/cm^2	Punkt pomiarowy				
	T ₅	T ₉	T ₁₄	T ₁₅	T ₁₆
średnie σ_m	130	-100	80	-36	-70
maksymalne amplitudy σ_a	800	800	280	182	170
maksymalne rozciągające σ_{\max}	930	700	360	146	100



Rys. 4. Rama rowerowa typu 1264 – miejsca oklejenia tensometrów 1 – łącznik zespolony, 2 – łącznik główny, 3 – łącznik podsiodłowy, 4 – wzmocnienie rury dolnej, T_1 – tensometry, a – miejsce spiętrzenia naprężeń

W tabelicy 1 podano wartości naprężeń średnich σ_m , maksymalnych amplitud σ_a oraz maksymalnych naprężeń rozciągających σ_{max} . Najbardziej obciążonym miejscem ramy,

jak to wynika z przedstawionej tabelicy 1, jest miejsce naklejenia czujnika tensometrycznego T_5 .



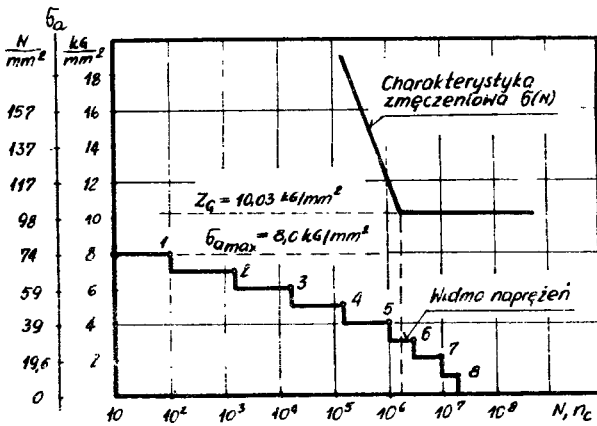
Rys. 5. Histogram rozkładu częstości występowania lokalnych ekstremów losowego przebiegu naprężeń w poszczególnych przedziałach klasowych: σ_m – wartość średnia naprężeń; s – średnie odchylenie standardowe; N/c – sumaryczna liczba lokalnych ekstremów w opracowanym odcinku losowych zmian naprężeń

Analiza zapisu losowych zmian naprężeń na taśmie oscylografu dla punktu T_5 , stanowiącego słabe trwałościowo ogniwo układu, stanowić może podstawę do obliczeń trwałości zmęczeniowej ramy oraz do opracowania programu obciążeń na stanowisku badawczym. Metodę pomiarów i sposób statystycznego opracowania zapisów losowych zmian naprężeń, podano w pracy [2]. Histogram rozkładu częstości występowania szczytowych wartości naprężeń (lokalnych ekstremów) w poszczególnych przedziałach klasowych, przedstawiono na rysunku 5.

Do obliczeń trwałości zmęczeniowej ramy rowerowej poddanej działaniu obciążeń zmiennych losowo należy znać:

- widmo obciążeń lub naprężeń,
- charakterystykę zmęczeniową $\sigma(N)$ (Krzywą Wöhlera) dla ramy,
- hipotezę kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych.

Dokładniejsze dane dotyczące sposobu obliczeń trwałości zmęczeniowej ram, oraz omówienie niektórych hipotez kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych, zawarte jest w pracy [3].



Rys. 6. Widmo naprężeń σ_{\max} (n_c) na tle charakterystyki zmęczeniowej (N)

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie widma opracowanego na podstawie pomiarów tensometrycznych przeprowadzonych w warunkach eksploatacji z charakterystyką zmęczeniową $\sigma(N)$, wyznaczoną w stanowiskowych badaniach zmęczeniowych [3]. Średnia wartość nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej charakterystyki zmęczeniowej $\sigma(N)$, wynosi $Z_G = 10,03 \text{ kG/mm}^2$. Widmo naprężeń $\sigma_{\max} - n_c$, opracowane na podstawie badań tensometrycznych roweru typu 1264 w warunkach eksploatacji, podane zostało w pracy [4]. Maksymalna wartość naprężenia w widmie $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_{a_{\max}} = 130 + 800 = 930 \text{ kG/mm}^2$.

Prawdopodobieństwo wystąpienia wartości σ_{\max} jest bardzo małe i wynosi około 0,000005. Maksymalne naprężenia w czasie eksploatacji nie przekraczają wartości wytrzymałości zmęczeniowej Z_G . Z porównania tego wyniku, że trwałość ramy uwarunkowana wytrzymałością w punkcie T_5 , jest wystarczająca.

W badaniach eksploatacyjnych zaobserwowano jednak uszkodzenia ram, w okolicy łącznika zespolonego (4). Uszkodzenia te były spowodowane wadami w wykonaniu łączników lutowanych, bądź wadami w spoinach łącznika. Ze względu na zmienne obciążenia, niekorzystnie na nośność układu wpływa duża zmiana przekroju w miejscu przejścia rury w łącznik. Występuje tu zjawisko działania korbu. Spawanie łączników oraz lutowanie rur w łącznikach powoduje zmiany strukturalne i wprowadza naprężenia własne w układzie. Są to dalsze czynniki obniżające trwałość zmęczeniową ram. Dokładne dane dotyczące trwałości zmęczeniowej ram otrzymuje się jedynie poprzez przeprowadzenie przyspieszonych, stanowiskowych badań zmęczeniowych z programowanym obciążeniem. Badania takie umożliwiają szybką ocenę nowych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych i są warunkiem optymalizacji ram w aspekcie trwałości zmęczeniowej.

4. OCENA KONSTRUKCJI RAMY W ŚWIETLE PRZYJĘTYCH KRYTERIÓW

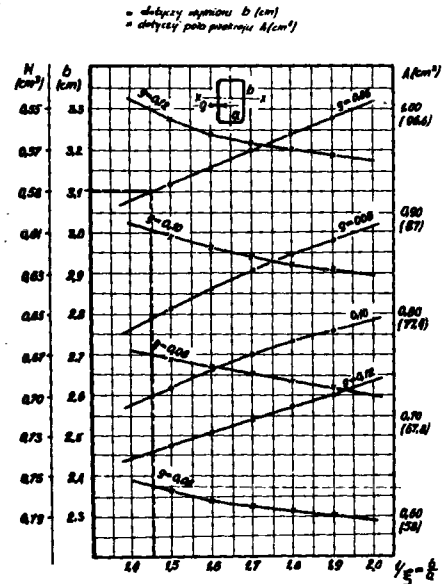
4.1. Kryterium nośności

Na podstawie analizy obciążeń można stwierdzić, że rura górna 1 i dolna 3 (rys. 1), wykorzystane są tylko w okolicy łącznika zespolonego (4). Rura tylna 2, która w dotychczasowej konstrukcji ramy jest rurą o największym przekroju, obciążona jest nieznacznie. Pręty rozwidlenia tylnego 7 i 8 z rurą tylną 2 tworzą sztywny trójczołn, w którym momenty gnące oraz siły poprzeczne (T) osiągają niewielkie wartości. Z rysunku wynika bardzo niekorzystne obciążenie rury 3 w okolicy węzła 5. Aby zapobiec powstawaniu naprężeń o dużych wartościach i pękaniu ramy w tym miejscu, dokonano wzmocnienia rury wkładką z blachy stalowej (rys. 4). Miejsce pękania ramy niewzmocnionej oznaczono na rysunku 4 literą a.

4.2. Kryterium ciężaru

Jednym z istotnych kryteriów oceny wytworu z punktu widzenia użytkownika oraz względów ekonomicznych, jest kryterium ciężaru. Po dokładnej analizie obciążeń ramy stwierdzić można, że stosując w ramie pręty o stałym przekroju nie wykorzystuje się całkowicie tworzywa. Należałoby również zastanowić się, czy stosowanie prętów o przekrojach kołowych jest najkorzystniejsze ze względu na ich ciężar w stosunku do wytrzymałości.

Jak wynika ze stanu obciążeń, pręty ramy obciążone są przede wszystkim momentami gnącymi. Z tego względu, punktem wyjścia do analizy wytrzymałości pręta i doboru optymalnego przekroju powinna być jego wytrzymałość na zginanie. Analizując proporcje wymiarowe przekroju prostokątnego o różnym stosunku wymiarów boków a, b i grubości blachy g, przy założeniu stałego momentu bezwładności $I = 0,9073 \text{ cm}^4$ i przekroju $A = 1,034 \text{ cm}^2$, odpowiadających odpowiednim wielkościom przekroju pręta okrągłego o średnicy $\phi 28 \text{ mm}$ i grubości ścianki $g = 1,2 \text{ mm}$, łatwo przewidzieć, że korzystniejszym przekrojem jest przekrój prostokątny. Zagadnienie to zilustrowano na rysunku 7, na którym w zależności od zmieniających się proporcji boków b/a przekroju prostokątnego i grubości blachy g, można znaleźć długość boku b, wskaźnik wytrzymałości W oraz pole przekroju A. Punkty wyznaczone znakiem (o) dotyczą wykresów służących do wyznaczenia długości boku b przy założonym stosunku b/a, natomiast punkty wyznaczone znakiem (x) dotyczą wykresów słu-



Rys. 7. Wpływ przekroju pręta ramy na jego ciężar

jących do wyznaczania pola przekroju prostokątnego pręta. Zarówno wyznaczenie długości boku b , jak i pola przekroju prostokątnego pręta dotyczy założenia, że moment bezwładności przekroju rury prostokątnej oraz moment bezwładności rury o przekroju $\phi 28 \times 1,2$ są sobie równe. Na osi rzędnych dotyczącej przekroju A , podano w nawiasach udział procentowy przekroju prostokątnego w stosunku do przekroju odniesienia rury $A = 1,034 \text{ cm}^4$ (przekrój rury ramy rowerowej $\phi 28 \times 1,2$ (o przekroju kołowym)). Pozwala to na orientacyjną ocenę zmniejszenia ciężaru, który jest wprost proporcjonalny do przekroju prętów ramy. Porównując przykładowo pręty o stałym przekroju, można określić, że dla wymiarów przekroju $20 \times 31 \times 0,6$, otrzymuje się – w stosunku do pręta w postaci rury $\phi 28 \times 1,2$ – zmniejszenie ciężaru o około 40%, przy zachowaniu tej samej wytrzymałości na zginanie. Wykres ten mimo charakteru czysto porównawczego daje możliwość oceny zmniejszania wagi ramy w zależności od przyjętych przekrojów i ich wymiarów. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że taka analiza może dotyczyć jedynie prętów w płaskim układzie obciążenia, względnie przy znacznie mniejszych obciążeniach w płaszczyźnie prostopadłej w stosunku do płaszczyzny głównej roweru. Dalszym ograniczeniem jest sztywność ścianki rury o przekroju prostokątnym (mała grubość ścianki g w stosunku do długości b boku przekroju prostokątnego).

Jak wynika z przytoczonej analizy obciążeń, rura tylna 2 (rys. 1) trapezu ramy jest w małym stopniu wykorzystana, w istniejącej zaś konstrukcji jest rurą o największym przekroju, co zdecydowanie wpływa na ciężar ramy.

5. WNIOSKI

- a) przy zachowaniu obecnej postaci konstrukcyjnej ramy wydaje się możliwe zmniejszenie przekrojów rur, szczególnie rury 3 (rys. 1). Dałoby to w efekcie obniżenie ciężaru ramy, decyzja ta wymaga jednak dokładnych stanowiskowych badań zmęczeniowych,
- b) z analizy obciążeń wynika celowość zmian konstrukcyjnych łącznika 4 (rys. 1) w kierunku powiększenia wskaźnika wytrzymałości przekroju prętów 1 i 3 w okolicy węzłów,
- c) w układzie o zróżnicowanym w szerokich granicach obciążeniu, niekorzystne jest stosowanie prętów o niezmiennym przekroju na ich długości,
- d) korzystniejszym z punktu widzenia kryterium ciężaru ramy jest przekrój prostokątny prętów,
- e) zastąpienie ramy obecnej konstrukcji, ramą wykonaną np. przez tłoczenie z blach cienkich, zgrzewanych z zastosowaniem prętów o zmiennych przekrojach i równej wytrzymałości, może dać dalsze możliwości zmniejszenia jej ciężaru.
- f) wydaje się celowym w świetle dokonanej analizy, poszukiwanie nowej konstrukcji ramy, dającej możliwości wprowadzenia nowoczesnych technik wytwarzania oraz wykorzystania w najbliższej przyszłości nowych tworzyw konstrukcyjnych.

LITERATURA

1. Gierszewski M.: Ramy – obliczenia statyczne. Budownictwo i Architektura – 1961 r.
2. Jazdon A., Szala J.: Badania niezawodności i trwałości motorowerów i rowerów w warunkach eksploatacji. Zeszyty Naukowe WSI w Bydgoszczy. Mechanika Nr 1 1972 r.
3. Szala J.: Obliczenia trwałości zmęczeniowej układów w oparciu o wybrane hipotezy kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych i ich doświadczalna weryfikacja. Zeszyty Naukowe WSI w Bydgoszczy, Mechanika – Eksploatacja Nr 5 1974 r.
4. Szala J.: Trwałość zmęczeniowa konstrukcji – Wybrane zagadnienia. Zeszyty Naukowe WSI w Bydgoszczy, Mechanika – Eksploatacja Nr 3 1973 r.

THE ESTIMATE OF BICYCLE FRAME CONSTRUCTION TYPE 1264 ACCORDING
TO THE CRITERIA OF LOAD AND BURDEN

Summary

The analysis of dynamic and static loads on bicycle frames has been made in the article. On the basis of the analysis and taking into consideration the possibility of replacing circular rods by rectangular ones, the possibilities of conceivable changes of frame construction have been discussed. As a result, the weight of the frame would be reduced, whereas sufficient durability preserved.

ОЦЕНКА КОНСТРУКЦИИ ВЕЛОСИПЕДНОЙ РАМЫ ТИПА - 1264
НА ОСНОВАНИИ КРИТЕРИЯ ВЕСА И НАГРУЗОК

Р е з ю м е

Статья содержит анализ статических и динамических нагрузок велосипедных рам. На основе этого анализа, а также возможности замены круглого сечения материала рамы сечением прямоугольным указаны возможности конструктивных изменений рамы, дающих в результате уменьшение веса рамы с сохранением достаточной долговечности.

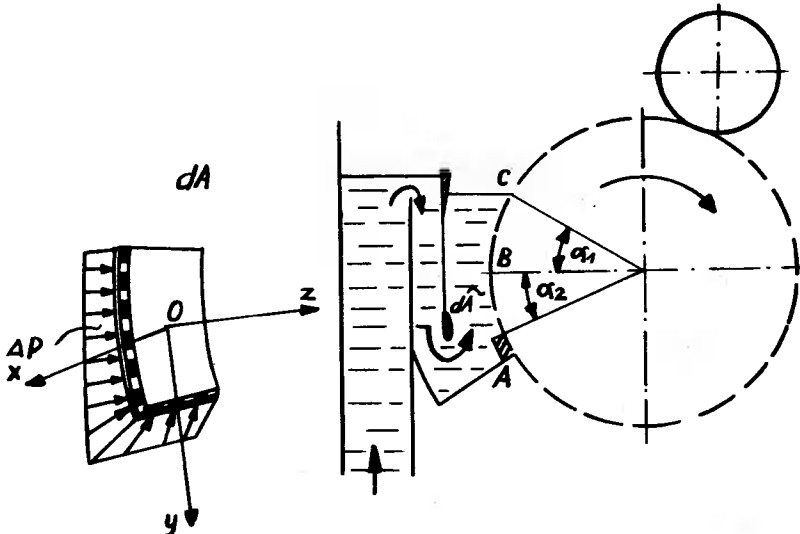
Marian Szymański

NOWA METODA OKREŚLANIA WYDAJNOŚCI SIT CYLINDRYCZNYCH Z WANNA SUCHĄ

Opracowano teoretyczny model procesu formowania wstęgi włóknistej na sicie cylindrycznym z wanną suchą. Przedstawiono wyniki badań nad wpływem obwodowej prędkości cylindra i stężenia zawiesiny włóknistej we wlewie na wydajność sita. W oparciu o teoretyczny model procesu formowania i wykonane badania wyprowadzono wzór na obliczanie sita cylindrycznego z wanną suchą umożliwiającą określenie wydajności z dokładnością $\pm 5\%$.

1. WSTĘP

Sita cylindryczne są stosowane w przemyśle papierniczym do wytwarzania wielowarstwowych papierów i kartonów, papierów banknotowych oraz dokumentowych. Sito cylindryczne jest zbudowane z cylindra sitowego obciążonego na obwodzie metalową tkaniną sita roboczego oraz wanny, z podłączonym do niej urządzeniem wlewowym. Wstęga włóknista powstaje na powierzchni cylindra sitowego, który wiruje wewnątrz wanny wypełnionej doprowadzaną z wlewu zawiesiną włóknistą. Zawiesina ta składa się z rozproszonych w wodzie włókien masy celulozowej i drobnych cząstek wypełniaczy oraz barwników. Udział w zawieszynie dwu ostatnich składników jest nieznaczny w porównaniu z udziałem włókien masy celulozowej. Warstwa włóknista utworzona na



Rys. 1. Schemat budowy sita cylindrycznego z wanną suchą

powierzchni cylindra jest zdejmowana przez filc odbierający, dociskany do cylindra walcem wyżymakowym. Konwencjonalna wanna w sicie cylindrycznym obejmuje około 2/3 obwodu cylindra sitowego. Zawieszona przepływająca w wannie tego sita tworzy wiry oraz cyrkulacyjne przepływy, które wpływają ujemnie na przebieg procesu formowania warstwy włóknistej [1], [2], [3]. Występowanie tych zjawisk można ograniczyć przez skrócenie strefy formowania. Sito ze skróconą strefą formowania nazwano sitem z wanną suchą. Budowę jego przedstawiono schematycznie na rysunku 1.

Uszczelnienie, ograniczające u dołu strefę formowania jest wykonane z grubej taśmy gumowej, która przylega do powierzchni cylindra sitowego.

2. OBLICZENIE WYDAJNOŚCI SITA CYLINDRYCZNEGO Z WANNĄ SUCHĄ

Wstęga włóknista na sicie cylindrycznym formuje się w innych warunkach niż na sicie płaskim; tworzy się ona na powierzchni cylindrycznej poruszającej się w zawieszinie włókien oddziałującej na powierzchnię sita [2].

Formowanie wstęgi włóknistej na sicie cylindrycznym rozpatrywać należy w połączeniu z towarzyszącym mu zjawiskiem filtracji. Przez warstwę filtracyjną, utworzoną z tkaniny sita i zatrzymanych na niej stałych części zawiesziny, przepływają do wnętrza cylindra: woda, drobne części stałe oraz znajdujące się w wodzie powietrze. Udział dwu ostatnich składników w przepływającym medium jest nieznaczny. Można więc przyjąć, że w rozpatrywanym procesie filtracji zachodzi przepływ jednofazowy, a czynnikiem przepływającym jest woda. Przepływ odbywa się w stałej temperaturze. Przepływająca ciecz jest nieściśliwa i ma stałą gęstość i lepkość. Ruch jej można więc opisać równaniem Naviera-Stockesa oraz równaniem ciągłości przepływu, których zapis w postaci geometrycznej przedstawiono niżej [2]:

$$\rho \cdot g - \text{grad } p = \rho \cdot \frac{d\bar{u}}{d\tau} + \rho \cdot \bar{u}(\nabla \bar{u}) - \eta \cdot \nabla^2 \cdot \bar{u} \quad (1)$$

$$\text{gdzie:} \quad \text{div } \bar{u} = 0 \quad (2)$$

\bar{g} – przyspieszenie ziemskie

p – ciśnienie

\bar{u} – prędkość

τ – czas

η – lepkość dynamiczna

ρ – masa właściwa

W celu rozpatrzenia przepływu wody przez powierzchnię filtracyjną wyodrębniono w dowolnym miejscu strefy formowania A, B, C element o powierzchni dA (rys. 1). Na powierzchnię elementu działa ciśnienie Δp , które uwarunkowuje filtrację wody. Przez element dA poprowadzono prostokątny układ osi współrzędnych (rys. 1) w ten sposób, że oś z skierowano wzdłuż promienia cylindra, a oś x wzdłuż tworzącej.

Zawieszina włóknista na zewnątrz cylindra i woda przefiltrowana do jego wnętrza tworzą po obu stronach przegrody filtracyjnej warstwy przysienne. Przyjęto, że cząstki cieczy

w obu warstwach przyściennych, ze względu na małą grubość warstwy filtracyjnej, poruszają się z jednakową prędkością w kierunku ruchu powierzchni cylindra. Składowa prędkości przepływu cieczy przez warstwę filtracyjną na kierunek osi y będzie więc równa 0. Filtracja wody przez powierzchnię dA , jest procesem ciągłym. Przefiltrowana woda przepływa z zawiesiny do wnętrza cylindra. Rozpatrując więc przepływ wody przez powierzchnię dA , można przyjąć, że przy dużej ilości przepływających cząstek cieczy, średnia ich prędkość w kierunku osi x jest równa 0. Przepływ wody odbywa się więc zgodnie z kierunkiem osi z , z prędkością u_z . Przyjęcie tego założenia umożliwia opisanie ruchu przepływającej cieczy jednym równaniem, napisanym dla przepływu w kierunku osi z [2]:

$$\rho \cdot g_z - \frac{\partial p}{\partial z} = \rho \cdot \frac{\partial u_z}{\partial \tau} + \rho \cdot u_z \cdot \frac{\partial u_z}{\partial z} - \eta \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

Wymiary poprzeczne kanalików, którymi przepływa ciecz są małe, dlatego też w dalszych rozważaniach przyjęto, że woda przepływa przez nie ruchem, przy którym siły lepkości są dużo większe od sił bezwładnościowych, a więc ruchem laminarnym przy stałej prędkości. Zatem pochodna lokalna w równaniu (3) jest równa 0. Przy tym rodzaju ruchu cieczy, siły lepkości są dużo większe niż siły masowe. Można więc pominąć w równaniu (3) wyrażenie przedstawiające wartości sił masowych. W celu dalszego uproszczenia równania ruchu cieczy przyjęto, że warstwa filtracyjna jest nieściśliwa. Po uwzględnieniu powyższych założeń napisano równanie (3) w postaci:

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} = - \frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \quad (4)$$

gdzie:

- Δp – ciśnienie filtracji
- l – grubość warstwy filtracyjnej

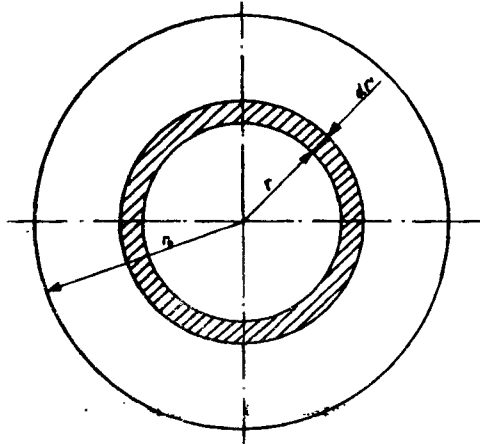
Aby uprościć zagadnienie założono, że poprzeczne przekroje kanalików, którymi przepływa ciecz w warstwie filtracyjnej są kołowe. Przyjmując warunki brzegowe, że przy ściankach kanalików prędkość przepływu jest równa 0, a w ich osiach ma wartość maksymalną, wyznaczono z równania (4) prędkość przepływu u_z w dowolnym miejscu kanalika. Rozkład prędkości przepływu cieczy w poprzecznym przekroju kanalików jest wyrażony wzorem:

$$u_z = \frac{\Delta p}{4 \cdot \eta \cdot l} \cdot (r_0^2 - x^2 - y^2) \quad (5)$$

gdzie:

- r_0 – promień kanalika
- x, y – współrzędne mierzone od osi kanalika.

W oparciu o wzór (5) można określić natężenie przepływu cieczy przez pojedynczy kanalik w warstwie filtracyjnej. Jest ono równe iloczynowi pola poprzecznego przekroju kanalika i prędkości przepływu. W polu poprzecznego przekroju kanalika wydzielono pierścień o promieniu r i szerokości dr (rys. 2).



Rys. 2. Przekrój poprzeczny kanalika w warstwie filtracyjnej

Objętość cieczy przepływającej przez powierzchnię elementarnego pierścienia w jednostce czasu jest równa:

$$dU' = 2 \cdot \pi \cdot u_z \cdot r \cdot dr \quad (6)$$

Po podstawieniu do wzoru (6) wartości u_z określonej wzorem (5) i dokonaniu całkowania w granicach od 0 do r_0 otrzymano zależność na obliczanie natężenia przepływu U cieczy przez kanalik w warstwie filtracyjnej:

$$U' = \frac{\pi \cdot \Delta p \cdot r_0^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \quad (7)$$

Prędkość średnią u przepływu przez kanalik obliczono dzieląc wartość U' przez powierzchnię przekroju poprzecznego kanalika. Prędkość ta jest równa:

$$u = \frac{\Delta p \cdot r_0^2}{8 \cdot \eta \cdot l} \quad (8)$$

gdzie:

l – długość kanalika.

W przeprowadzonych rozważaniach przyjęto, że kanaliki w warstwie filtracyjnej mają poprzeczny przekrój kołowy. Kształty rzeczywistych kanalików są różne i odbiegają od założonych. Aby uwzględnić rzeczywisty kształt kanalików zastąpiono we wzorze (8) współczynnik $\frac{1}{8}$ odnoszący się do kształtu kołowego współczynnikiem $\frac{1}{k}$ a promień r_0 promieniem hydraulicznym r_h . Wartość promienia hydraulicznego jest bardzo trudna do określenia z powodu zróżnicowanych kształtów i wymiarów kapilar zależnych od kształtów i wymiarów włókien. Warstwę filtracyjną tworzącą się na powierzchni cylindra sitowego można scharakteryzować współczynnikiem porowatości ϵ , który y jest określony wzorem [1]:

$$\epsilon = \frac{V_p}{V_c} \quad (9)$$

gdzie:

- V_p – objętość kapilarna w warstwie filtracyjnej
 V_c – objętość całkowita warstwy filtracyjnej.

Wykorzystując pojęcie współczynnika porowatości wprowadzono do wzoru (8) poprawkę Kozeny polegającą na zastąpieniu promienia hydraulicznego odnoszącego się do pojedynczej kapilary, stosunkiem objętości kapilar do ich powierzchni. Określony w ten sposób promień hydrauliczny jest równy:

$$r_h = \frac{\epsilon}{S(1-\epsilon)} \quad (10)$$

gdzie:

- S – powierzchnia właściwa części stałych w warstwie filtracyjnej równa się stosunkowi powierzchni całkowitej części stałych do ich objętości.

Rozpatrywany element dA powierzchni cylindra sitowego został wybrany dowolnie, dlatego wyżej przeprowadzone dla niego rozważania są słuszne dla całej powierzchni formowania. Na ich podstawie można napisać wzór na natężenie przepływu cieczy przez warstwę włóknistą o powierzchni A :

$$\frac{dU}{d\tau} = \frac{A \cdot \Delta p \cdot \epsilon^3}{k \cdot \eta \cdot l \cdot S^2 (1-\epsilon)^2} \quad (11)$$

Powierzchnia właściwa S zależy od rodzaju masy celulozowej i obróbki, której poddane zostały włókna masy. Rodzaj włókien i ich stan wywierają również duży wpływ na inne, istotne dla procesu filtracji właściwości warstwy włóknistej. Jedną z nich jest ściśliwość. Polega ona na zmianie porowatości warstwy w zależności od oddziałującego na nią ciśnienia. Zjawisko to powoduje zmianę oporu przepływu jaki stawia warstwa przepływającej cieczy. Grubość L warstwy filtracyjnej zmienia się również wraz z osiadaniem na jej powierzchni włókien z zawiesiny [2].

Zjawiska te powodują zmienność oporu właściwego filtracji wzdłuż strefy formowania oraz na grubości wstęgi. Zależność współczynnika porowatości ϵ od wartości ciśnienia filtracji można wyrazić empirycznym wzorem [2]:

$$\frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} \quad (12)$$

gdzie:

- b – wielkość stała
 s – współczynnik ściśliwości

Wartość współczynnika ściśliwości warstwy filtracyjnej zawiera się w granicach $0 < s < 1$. Dla warstw nieściśliwych s jest równy 0. Po uwzględnieniu w równaniu (11) zależności (12) oraz wprowadzeniu wartości oporu właściwego r_m filtracji wyrażonej wzorem [2]:

$$r_m = \Delta p^s \cdot k \cdot b \cdot S^2 \cdot \frac{1-s}{\rho (1-\epsilon)} \quad (13)$$

otrzymano równanie:

$$\frac{dU}{d\tau} = \frac{A^2 \cdot \Delta p}{\eta \cdot r_m \cdot C \cdot U} \quad (14)$$

gdzie:

- C – masa włókien zatrzymanych na powierzchni cylindra sitowego przy przefiltrowaniu 1 m^3 wody,
 U – objętość przefiltrowanej wody.

Aby uwzględnić opór filtracji tkaniny sita wprowadzono do równania (14) w miejsce oporu r_m wielkość $r_{m,s}$, która jest sumą oporów właściwych sita i warstwy włóknistej. Opór filtracji sita jest dużo mniejszy niż opór warstwy włóknistej i można go w mniej dokładnych obliczeniach pominąć. Ciśnienie filtracji Δp w rozpatrywanym sicie cylindrycznym jest sumą następujących składników:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 - \Delta p_3 \quad (15)$$

gdzie:

- Δp_1 – ciśnienie hydrostatyczne
 Δp_2 – ciśnienie filtracji wytwarzane oddziaływaniem elementów konstrukcyjnych cylindra sitowego
 Δp_3 – ciśnienie wytwarzane oddziaływaniem siły odśrodkowej.

Wartość ciśnienia hydrostatycznego zmienia się wzdłuż strefy formowania zgodnie z zależnością [2]:

$$\Delta p_1 = \rho \cdot g \cdot R [\sin \alpha_1 - \sin (\alpha_1 - \alpha)] \quad (16)$$

gdzie:

$$0 \leq \alpha \leq \alpha_1 + \alpha_2$$

Ciśnienie hydrostatyczne osiąga (jak przedstawia rys. 1) maksymalną wartość w punkcie C. Jest ona równa wysokości słupa zawiesiny w strefie formowania. Ciśnienie wytwarzane oddziaływaniem elementów konstrukcyjnych cylindra zależy od konstrukcji szkieletu nośnego. Ciśnienie filtracji od siły odśrodkowej można obliczyć ze wzoru [2]:

$$\Delta p_3 = q_w \cdot \omega^2 \cdot R \quad (17)$$

gdzie:

- Q_w – masa wody unoszonej przez sito przypadająca na jednostkę powierzchni formowanej wstęgi
 ω – prędkość kątowa cylindra sitowego.

Wartość ciśnienia od siły odśrodkowej zmienia się wzdłuż łuku formowania. Zależy ona od masy i wilgotności formowanej wstęgi. Ciśnienie filtracji od siły odśrodkowej jest dużo mniejsze niż ciśnienie hydrostatyczne i w mniej dokładnych obliczeniach można pominąć jego wartość.

Wartość ciśnienia filtracji Δp przedstawiono jako sumę ciśnienia o wartości stałej Δp_c i zmiennego wzdłuż łuku formowania ciśnienia hydrostatycznego:

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_1 \quad (18)$$

Ze względu na stosunkowo małą wartość ciśnienia od siły odśrodkowej przyjęto, że jest ono stałe. Ciśnienie filtracji p_c jest więc równe:

$$\Delta p_c = \Delta p_2 - \Delta p_3 \quad (19)$$

Wartość oporu właściwego filtracji r_{ms} wyznaczyć należy doświadczalnie.

Aby obliczyć masę m zatrzymanych na sicie włókien przyjęto, że jest ona wprost proporcjonalna do ilości przefiltrowanej wody. Wprowadzając do równania (14) niżej poćane zależności:

$$U = \frac{m}{C} \quad dU = \frac{dm}{C} \quad (20)$$

$$\tau = \frac{\alpha}{\omega} \quad d\tau = \frac{d\alpha}{\omega} \quad (21)$$

otrzymano wzór:

$$m \cdot dm = \frac{A^2 \cdot \Delta p \cdot C}{\eta \cdot r_{ms} \cdot \omega} d\alpha \quad (22)$$

Ze wzoru (22), po przyjęciu odpowiednich warunków brzegowych, można określić masę m włókien. Zakładając, że dla $\alpha = 0$ $m = 0$ obliczono masę włókien m w końcowym punkcie strefy formowania określonym współrzędną $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot C \cdot A^2}{\eta \cdot r_{ms} \cdot \omega} \left\{ \Delta p_c (\alpha_1 + \alpha_2) + \rho \cdot g \cdot R [(\alpha_1 + \alpha_2) \cdot \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2] \right\}}$$

Powierzchnia formowania A jest równa:

$$A = (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot R \cdot B \quad (24)$$

gdzie:

B – robocza szerokość cylindra sitowego.

Czas, w którym cylinder sitowy wykonuje obrót o kąt $\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_2$ oznaczono przez τ_0 . Wprowadzając powyższe zależności do wzoru (23) obliczono teoretyczną wydajność P_t sita o roboczej szerokości B wyrażoną w kg/s [1]

$$P_t = B \cdot \sqrt{\frac{2CRv}{\eta \cdot r_{ms}} \Delta p_c (\alpha_1 + \alpha_2) + \rho \cdot g \cdot R [(\alpha_1 + \alpha_2) \cdot \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2]} \quad (25)$$

gdzie:

v – prędkość obwodowa cylindra sitowego m/s

Wielkość C można obliczyć z zależności:

$$C = \frac{1}{100} \cdot \rho \cdot (c_1 - c_2) \quad (26)$$

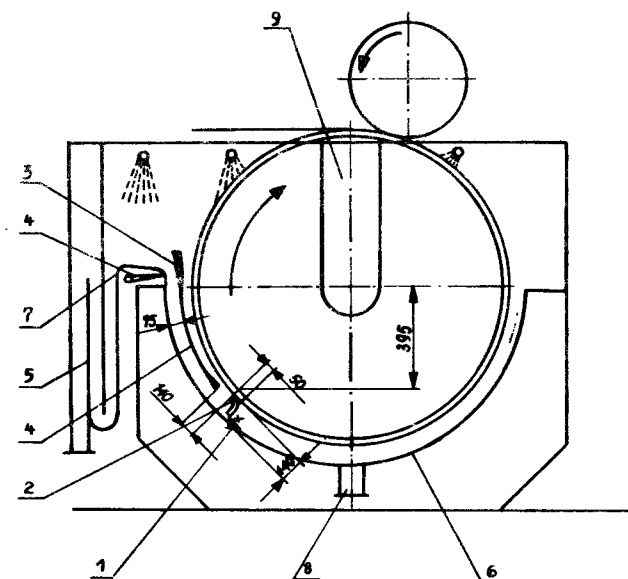
gdzie:

c_1 – stężenie zawiesiny włóknistej we wlewie w %

c_2 – stężenie włókien w filtracie w %

Wzór (25) został wyprowadzony dla teoretycznego modelu procesu formowania. Zakłada on, że masa zatrzymanych na sicie włókien jest proporcjonalna do ilości

przefiltrowanej wody. Rzeczywisty proces tworzenia się wstęgi odbiega znacznie od przyjętego teoretycznego modelu. Formowanie wstęgi włóknistej przebiega zgodnie z przyjętym założeniem tylko na pewnym odcinku powierzchni formowania. Wskutek wzrostu oporu filtracji oraz oddziaływania sił tnących na powierzchnię formowanej warstwy, masa zatrzymanych włókien jest mniejsza niż obliczona teoretycznie. Różnica ta rośnie wraz ze wzrostem roboczej prędkości sita. Aby uwzględnić w obliczeniach rzeczywistych przebieg procesu formowania dokonano analizy wpływu parametrów pracy sita na jego wydajność. W tym celu przeprowadzono badania pracy sita cylindrycznego z wanną suchą. Wykonano je na specjalnie zbudowanym modelu sita o średnicy cylindra 1,25 m i szerokości roboczej 0,4 m. Konstrukcja modelu umożliwiała pracę sita zarówno w układzie współprądowym jak i przeciwpądowym tzn. przy doprowadzeniu zawiesiny do strefy formowania zgodnie lub przeciwnie do kierunku ruchu cylindra sitowego. Budowę modelu sita przedstawiono na schemacie zamieszczonym na rysunku 3, [2].

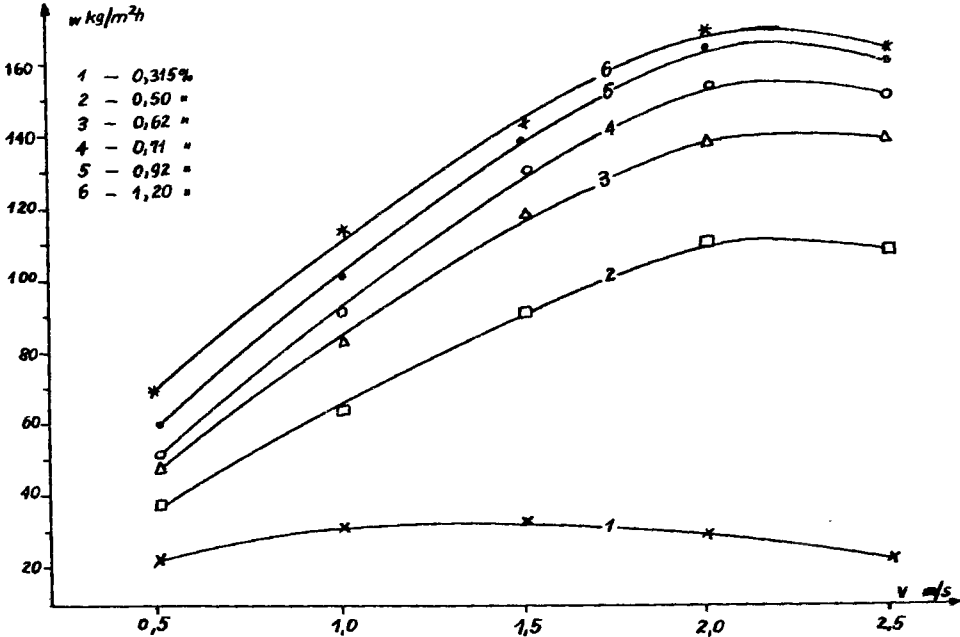


Rys. 3. Budowa modelu sita cylindrycznego z wanną suchą

Strefę formowania ogranicza uszczelnienie dolne 1. Uszczelka 2 jest wykonana z miękkiej taśmy gumowej o grubości 0,01 m. We wlewie sita zamontowano kierownicę 3 zabezpieczającą przed bezpośrednim napływem zawiesiny włóknistej na wynurzającą się powierzchnię cylindra sitowego. Do kierownicy 3 jest przymocowana przegroda 4, która służy do kierowania strumienia zawiesiny do dołu strefy formowania przy badaniu pracy sita w układzie współprądowym. Zmianę układu zasilania ze współprądowego na przeciwpądowy uzyskiwano wymontowując przegrodę 4. Skrzynia wlewu 5 jest połączona z wanną 6 sita gumowym fartuchem 7.

Woda przefiltrowana do wnętrza cylindra przepływa przez jego powierzchnię poza dolnym uszczelnieniem do wnętrza wanny, z którego jest odprowadzana przez króciec 8

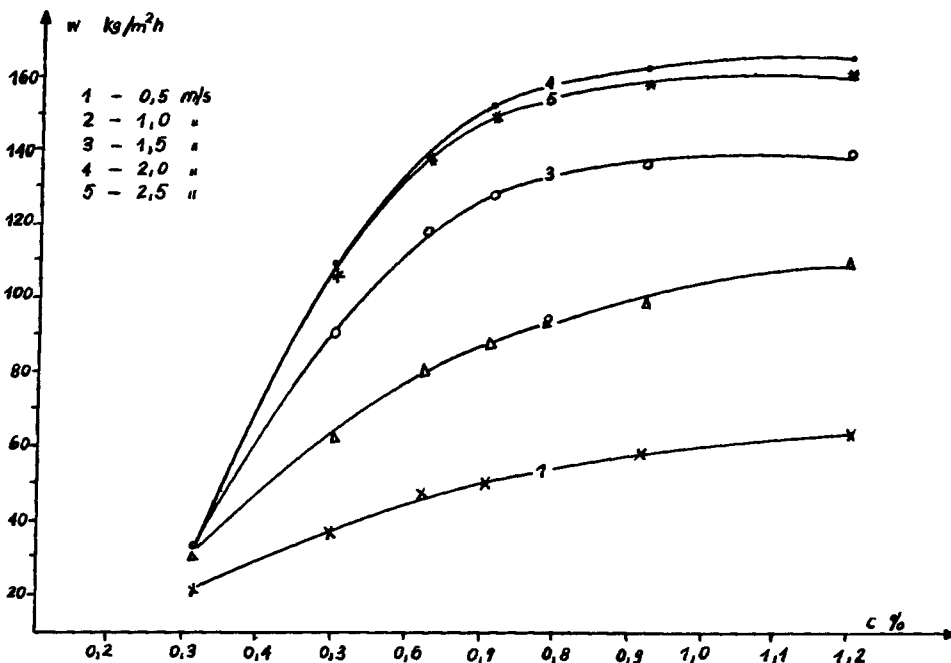
do kanału ściekowego. W bocznej ścianie wanny znajdował się wziernik 9 umożliwiający bezpośrednią obserwację wnętrza cylindra sitowego. Wstęgę uformowaną na powierzchni cylindra sitowego, odbiera w sposób ciągły, filc odbierający dociskany do cylindra walcem wyżymakowym. Na wykresach zamieszczonych na rys. 4 i 5 przedstawiono graficznie, stwierdzone na podstawie przeprowadzonych badań zależności między wydajnością a prędkością roboczą i stężeniem zawiesiny włóknistej we wlewie dla sita współprądowego z wanną suchą [1, 2].



Rys. 4. Zależność wskaźnika wydajności do prędkości obwodowej cylindra sitowego dla sita współprądowego z wanną suchą

Wydajność sita została scharakteryzowana wskaźnikiem wydajności określającym masę włókien zatrzymanych w ciągu 1 godziny na 1 m^2 powierzchni roboczej cylindra sitowego. Pracę sita badano w zakresie prędkości roboczych 0,5–2,5 m/s i stężeniach zawiesiny we wlewie zawartych w granicach 0,3–1,2 %.

Wykres na rys. 4 przedstawia przebieg zależności wskaźnika wydajności od prędkości obwodowej cylindra sitowego dla sita współprądowego z wanną suchą. Linie przebiegu zależności zostały wykreślone dla różnych wartości stężenia zawiesiny doprowadzonej do wlewu. Przy stężeniu 0,315% uzyskano maksymalną wartość wskaźnika wydajności dla prędkości 1,5 m/s . Przy stężeniach zawiesiny zawartych w granicach 0,5–1,2% otrzymano maksymalne wartości wskaźnika dla prędkości obwodowej cylindra równej 2,0–2,3 m/s . Przy prędkości 2,5 m/s występował dla tego zakresu stężeń nieznaczny spadek wskaźnika wydajności. Na rys. 5 został przedstawiony wykres zależności wskaźnika wydajności od stężenia zawiesiny we wlewie. Linie obrazujące tę zależność



Rys. 5. Zależność wskaźnika wydajności od stężenia zawiesiny włóknistej we wlewie dla sita współprądowego z wanną suchą

zostały narysowane dla różnych wartości prędkości obwodowych cylindra. Przebieg linii na wykresie wskazuje, że wskaźnik wydajności sita wzrasta szybko przy zwiększeniu stężenia zawiesiny we wlewie do wartości 0,7%. Dalszy wzrost wskaźnika wydajności przy zwiększaniu stężenia jest znacznie wolniejszy.

Badania przeprowadzone dla sita przeciwprądowego z wanną suchą wykazały, że przebieg zależności wydajności od prędkości i stężenia jest zbliżony dla tego typu sita do opisanego wyżej. W oparciu o wyniki badań wprowadzono do wzoru (25) współczynniki poprawkowe uwzględniające rzeczywisty przebieg procesu formowania wstęgi. Wprowadzono je na podstawie analitycznego zapisu przedstawionych graficznie przebiegów zależności wydajności od prędkości obwodowej cylindra i stężenia zawiesiny we wlewie. Otrzymano uogólniony wzór na obliczanie wydajności sit cylindrycznych z wanną konwencjonalną lub suchą, pracujących zarówno w układzie współprądowym jak i przeciwprądowym. Wzór ten ma postać [2]:

$$P = a \cdot C^{\theta} \cdot e^{C\kappa} \cdot v^{\lambda} \cdot e^{\nu\mu} \cdot B \sqrt{\frac{2 \cdot C \cdot R}{\eta \cdot r_{ms}} [\Delta p_c \alpha_0 + \rho \cdot g \cdot R \cdot (\alpha_0 \cdot \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)]} \quad (27)$$

gdzie:

a — współczynnik bezwymiarowy,

e — podstawa logarytmów naturalnych,
 α_1 i α_2 — kąty wg oznaczeń na rys. 1.

$$\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_2$$

$\mu\lambda\theta\kappa$ — wykładniki potęgi

Niżej podano przykładowo wartości liczbowe współczynnika a oraz wykładników potęgi $\mu\lambda\theta$ i κ dla sita współprądowego z wanną suchą, wyznaczone dla zakresu prędkości roboczej 0,5–2,5 m/s oraz stężeń we wlewie zawiesiny włókien masy celulozowej siarczynowej 0,5–1,2%

$$a = 0,295 \quad \lambda = 0,9 \quad \kappa = -0,1271$$

$$\mu = -0,1905 \quad \theta = 0,527$$

Na wartość współczynnika a oraz wykładników potęgi ma wpływ metoda wyznaczania oporu właściwego filtracji. W przeprowadzonych badaniach opór właściwy filtracji wyznaczono przy użyciu specjalnie w tym celu skonstruowanego aparatu z nieruchomym sitem. Proces filtracji w aparacie z nieruchomym sitem przebiega w innych warunkach niż na sicie wirującego cylindra. Różnice zachodzące między warunkami filtracji na sicie cylindrycznym i w przyrządzie zastosowanym do oznaczania oporu właściwego filtracji są ujęte w wyznaczonych wartościach współczynnika a i wykładników potęgi μ , λ , θ i κ . Oznaczanie oporu właściwego filtracji przy nieruchomym sicie umożliwiło znaczne uproszczenie konstrukcji przyrządu i ułatwienie jego zastosowania w praktyce przemysłowej.

Wzór (22) wyprowadzony w oparciu o uproszczony, teoretyczny model procesu formowania wstęgi, podobnie jak i inne podawane w literaturze teoretyczne zależności, daje wyniki znacznie odbiegające od rzeczywistych wydajności sit cylindrycznych. Wydajność sita obliczona na podstawie tego wzoru jest większa o około 20–70% niż wydajność rzeczywista określona eksperymentalnie. Różnice te wzrastają wraz z prędkością roboczą sita.

Wzór (27) umożliwia obliczanie wydajności sita z dokładnością wystarczającą w praktyce przemysłowej. Wydajności obliczone w oparciu o niego różnią się od rzeczywistych o około $\pm 5\%$.

Wzór ten oraz wyniki badań sit cylindrycznych zostały zastosowane przy opracowaniu projektu nowego typu sita cylindrycznego o wydajności większej o 30%, niż wydajność sit budowanych dotąd przez krajowy przemysł budowy maszyn papierniczych. Projekt ten był opracowany na zlecenie Fabryki Maszyn Papierniczych w Cieplicach Śląskich i przekazany zleceniodawcy, który obecnie go realizuje.

LITERATURA

1. Kikiewicz Z., Szymański M., Gupta A.: Badania sita cylindrycznego z wanną suchą. I.P. i M.P. Łódź 1972 r.

2. Szymański M.: Analiza intensyfikacji procesu formowania wstęgi włóknistej na sicie cylindrycznym. Instytut Papiernictwa i Maszyn Papierniczych Politechniki Łódzkiej. Łódź 1973 r. (praca niepublikowana).
3. Szymański M., Kikiewicz Z.: Badania nad intensyfikacją procesu formowania wstęgi włóknistej na sicie cylindrycznym. Przegląd Papierniczy 1973, Nr 11–12(358–359).

A NEW METHOD OF DETERMINING THE CAPABILITY OF CYLINDER MOULD WITH RESTRICTED – FLOW VAT

Summary

A theoretical model of paper forming on the cylinder mould with restricted – flow vat has been worked out. According to the model and testing results the formula of calculating the cylinder mould has been introduced. We accuracy measurement is $\pm 5\%$.

НОВЫЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СЕТОЧНЫХ ЦИЛИНДРОВ С СУХОЙ ВАННОЙ

Р е з ю м е

Разработана теоретическая модель процесса отлива волокнистого полотна на сеточном цилиндре с сухой ванной. Опираясь на теоретическую модель процесса и проведенные исследования выведена формула по которой можно определить производительность сеточного цилиндра с точностью $\pm 5\%$.

Edward Walicki

621.01:532

NOŚNOŚĆ KRZYWOLINIOWEGO WZDŁUŻNEGO ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO

W pracy omówiono ustalony przepływ cieczy lepkiej nieściśliwej w szczelinie krzywoliniowego wzdłużnego łożyska ślizgowego. Dla przepływającej cieczy podano zależności określające wzdłużną, poprzeczną i obwodową składową prędkości oraz określono rozkład ciśnień. Następnie podano formuły określające nośność łożyska, wydatek objętościowy i moment tarcia. Ogólne rozważania zilustrowano przypadkami przepływu w łożysku stożkowym i kulistym.

WSTĘP

Ustalony laminarny przepływ nieściśliwej cieczy lepkiej w szczelinie wzdłużnego łożyska ślizgowego był wielokrotnie badany teoretycznie i doświadczalnie.

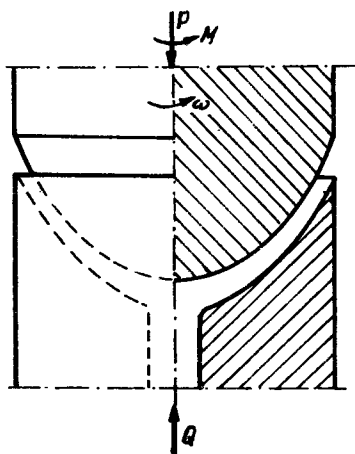
W pracach [1, 4, 5, 7, 8, 10–12, 14, 15, 18] zbadano laminarny przepływ cieczy w szczelinie między wirującymi płaskimi tarczami; przepływ ten może stanowić model przepływu w stopowym łożysku ślizgowym. Prace [16, 17, 19] zawierają teoretyczną analizę przepływu cieczy lepkiej w szczelinie między wirującymi powierzchniami stożkowymi stanowiącymi model przepływu cieczy w ślizgowym wzdłużnym łożysku o stożkowym kształcie. W pracach [2, 3] rozważono bardziej ogólny problem przepływu w szczelinie między powierzchniami obrotowymi.

Autorzy większości teoretycznych prac badali przepływ cieczy używając równań warstwy przyściennej (lub podobnych równań) dla których istnieją tzw. samopodobne rozwiązania.

Jedynie w pracach [7, 17, 19, 20] zagadnienia przepływu cieczy w szczelinie między wirującymi tarczami [7], stożkami [17, 19] oraz powierzchniami obrotowymi [20] zostały rozwiązane przy użyciu zlinearyzowanych równań ruchu.

W pracach [2, 3] rozwiązano zagadnienie przepływu w szczelinie między wirującymi i nieruchomymi powierzchniami obrotowymi, których kształty są dane funkcjami spełniającymi pewne warunki zapewniające istnienie rozwiązań samopodobnych.

Celem tej pracy jest zbadanie laminarnego przepływu cieczy lepkiej o stałej lepkości w szczelinie między dwiema powierzchniami obrotowymi o wspólnej pionowej osi symetrii; górną powierzchnią wirującą ze stałą prędkością kątową oraz dolną nieruchomą powierzchnią (rys. 1). Ten



Rys. 1

model przepływu odpowiada przepływowi cieczy smarującej w ślizgowym wzdłużnym łożysku o krzywoliniowym zarysie powierzchni.

Po przyjęciu założenia, że grubość szczeliny h między powierzchniami łożyska jest mała w porównaniu z pozostałymi wymiarami, rozwiązano zlinearyzowane równania ruchu, a następnie wyprowadzono formuły dla parametrów przepływu cieczy i formuły określające takie parametry mechaniczne, jak: siła nośna łożyska, moment tarcia M oraz wydatek Q przepływającej cieczy. Formuły te zilustrowano przykładami przepływu w szczelinie o stałej grubości między wirującą i nieruchomą powierzchnią stożkową oraz między wirującą i nieruchomą powierzchnią kulistą.

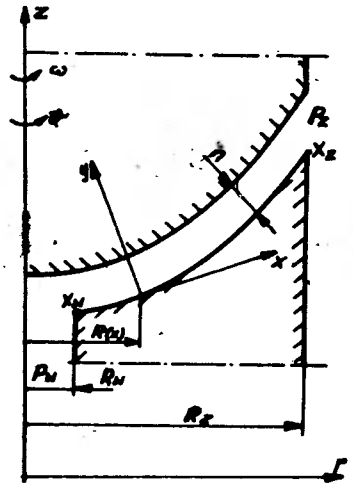
2. POSTAWIENIE PROBLEMU

Obszar przepływu cieczy jest pokazany na rysunku 2. Nieruchoma powierzchnia jest opisana funkcją $R(x)$ oznaczającą promień tej powierzchni. Grubość szczeliny jest opisana funkcją $h(x)$ oznaczającą odległość między zakrzywionymi powierzchniami, mierzona wzdłuż normalnej do nieruchomej powierzchni. Do rozważań użyjemy krzywoliniowego ortogonalnego układu współrzędnych x, ϑ i związanego z nieruchomą powierzchnią; układ ten pokazany jest również na rysunku 2.

Fizykalnymi parametrami przepływu są składowe prędkości: V_x, V_ϑ, V_y oraz ciśnienie p . Ze względu na ośiową symetrię parametry przepływu nie zależą od kąta ϑ .

Równaniami opisującymi przepływ cieczy są również ciągłości i równania Naviera i Stokesa wyrażone w przyjętym układzie współrzędnych. Równania te w postaci ogólnej podane są w pracach [9, 13], a w postaci szczególnej dla przyjętego układu współrzędnych w pracy [6].

Po uproszczeniach wynikających z założenia osiowej symetrii oraz założenia, że: $h(x) \ll R(x)$, równania te przyjmują postać:



Rys. 2

$$V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} - \frac{R'}{R} V_\vartheta^2 = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{R'}{R} \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{R''}{R} V_x - \frac{R'^2}{R^2} V_x \right). \quad (1)$$

$$V_x \frac{\partial V_\vartheta}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_\vartheta}{\partial y} + \frac{R'}{R} V_x V_\vartheta =$$

$$= \nu \left(\frac{\partial^2 V_\vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_\vartheta}{\partial y^2} + \frac{R'}{R} \frac{\partial V_\vartheta}{\partial x} - \frac{R''}{R} V_\vartheta \right), \quad (2)$$

$$V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{R'}{R} \frac{\partial V_y}{\partial x} \right), \quad (3)$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial (RV_x)}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0. \quad (4)$$

Przecinkiem oznaczono tutaj operację różniczkowania względem zmiennej x . Warunki brzegowe dla składowych prędkości są następujące:

$$V_x = V_\vartheta = V_y = 0 \quad \text{dla } y=0 \quad (5)$$

$$V_x = V_y = 0, \quad V_\vartheta = \omega R(x) \quad \text{dla } y=h$$

Ponadto przy wlocie i wylocie ze szczeliny powinny być spełnione warunki brzegowe dotyczące ciśnienia:

$$p = p_w \quad \text{dla } x = x_w; \quad (6)$$

$$p = p_z \quad \text{dla } x = x_z;$$

x_w – oznacza współrzędną wlotu, a x_z – współrzędną wylotu z łożyska.

3. UPROSZCZONE POSTAWIENIE PROBLEMU

Uczynione wcześniej założenie, że: $h(x) \ll R(x)$ można wykorzystać do oszacowania wielkości poszczególnych składników równań (1)–(3).

Dokonując asymptotycznych przejść, podobnie jak to uczyniono w pracach [7, 17], można sprowadzić równania ruchu do postaci:

$$- \frac{R'}{R} V_\vartheta^2 = - \frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} + \nu \frac{\delta^2 V_x}{\delta y^2}, \quad (7)$$

$$\frac{\delta^2 V_\vartheta}{\delta y^2} = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\delta p}{\delta y} = 0. \quad (9)$$

Z ostatniego równania wynika, że ciśnienie p spełnia zależność

$$p = p(x) \quad (10)$$

Warunki brzegowe (5) i (6) pozostają bez zmiany.

4. UPROSZCZONE ROZWIĄZANIE PROBLEMU

Całkując równanie (8) względem y w przedziale $0 \leq y \leq h$ i wyznaczając stałą dowolnie z warunków brzegowych (5), otrzymamy:

$$V_y = \omega R \frac{y}{h} . \quad (11)$$

Biorąc pod uwagę powyższy rezultat oraz zależności (10) można scałkować równanie (7) względem zmiennej y i przedstawić w postaci

$$V_x = \frac{1}{2\nu\rho} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) - \frac{RR'\omega^2}{12\nu h^2} (y^4 - yh^3) \quad (12)$$

spełniającej warunki brzegowe (5).

Całkując równanie (4) w poprzek szczeliny i biorąc pod uwagę warunki brzegowe otrzymamy:

$$\frac{1}{R} \frac{\delta}{\delta x} R \int_0^h V_x dy + V_y \int_0^h 1 dy = 0$$

a stąd:

$$\int_0^h V_x dy = \frac{C}{R(x)} \quad (13)$$

gdzie: C jest dowolną stałą całkowania.

Podstawiając (12) do (13) i całkując znajdziemy:

$$p(x) = \frac{3}{20} \rho \omega^2 R^2 + \frac{[A(x) - A_z] B_w - [A(x) - A_w] B_z}{A_w - A_z} , \quad (14)$$

gdzie:

$$A(x) = \int \frac{dx}{[h(x)]^3 R(x)} ,$$

$$A_w = A(x_w) , \quad A_z = A(x_z) ,$$

$$B_w = p_w - \frac{3}{20} \rho \omega^2 R_w^2 , \quad B_z = p_z - \frac{3}{20} \rho \omega^2 R_z^2 , \quad (15)$$

$$R_w = R(x_w) , \quad R_z = R(x_z) .$$

Podstawiając teraz (14) do (12), możemy przedstawić zależność dla składowej prędkości V_x w postaci:

$$V_x = \frac{1}{2\nu\rho} \cdot \frac{B_w - B_z}{A_w - A_z} \cdot \frac{y^2 - hy}{Rh^3} - \frac{RR'\omega^2}{60\nu h^2} (5y^4 - 9h^2y^2 + 4yh^3) . \quad (16)$$

Uwzględniając powyższy wynik w równaniu (4) i całkując to równanie względem zmiennej y otrzymamy zależność dla składowej prędkości V_y :

$$V_y = - \frac{1}{R} \frac{\delta}{\delta x} \left[\frac{1}{12 \nu \rho h^3} \frac{B_w - B_z}{A_w - A_z} (2y^3 - 3hy^2) - \frac{R^2 R' \omega^2}{60 \nu h^2} (y^5 - 3h^2 y^3 + 2h^3 y^2) \right], \quad (17)$$

W przypadku gdy grubość szczeliny jest wielkością stałą $h = \text{const.}$, zależność powyższa przyjmuje prostą postać:

$$V_y = \frac{R'' R + 2R'^2}{60 \nu h^2} \omega^2 (y^5 - 3h^2 y^3 + 2h^3 y^2). \quad (17a)$$

Wyprowadzone wyżej zależności dla składowych prędkości v_x , v_y oraz ciśnienia p są słuszne w przypadku przepływu cieczy przez rozważane łożysko przy wydatku różnym od zera. Taki przypadek przepływu odpowiada dynamicznym warunkom pracy łożyska. Dla statycznych warunków pracy łożyska wydatek przepływającej cieczy jest równy zeru a wtedy równanie (13) przyjmuje postać:

$$\int_0^h V_x dy = 0; \quad (18)$$

(stała całkowania $C = 0$).

Podstawiając do powyższego równania zależność (12) i wykonując całkowanie przy warunku brzegowym:

$$p = p_z \quad \text{dla } x = x_z$$

otrzymamy wyrażenie określające rozkład ciśnień w szczelinie łożyska:

$$p(x) = p_z - \frac{3}{20} \rho \omega^2 (R_z^2 - R^2). \quad (19)$$

Składową prędkości v_x wyznaczmy podobnie jak poprzednio podstawiając (19) do (12)

$$V_x = - \frac{RR' \omega^2}{60 \nu h^2} (5y^4 - 9h^2 y^2 + 4h^3 y). \quad (20)$$

Natomiast składowa prędkości v_y określona będzie zależnością:

$$V_y = \frac{1}{R} \frac{\delta}{\delta x} \left[\frac{R^2 R' \omega^2}{60 \nu h^2} (y^5 - 3h^2 y^3 + 2h^3 y^2) \right]; \quad (21)$$

dla szczeliny o stałej grubości tutaj również słuszna jest zależność (17a).

Z porównania obu przypadków wynika, że wzory dla parametrów przepływu cieczy dla zerowego wydatku otrzymać można z wzorów ogólnych pomijając w nich składniki zawierające wyrażenie $A(x)$ co jest konsekwencją założenia $C = 0$.

5. MECHANICZNE PARAMETRY ŁOŻYSKA

Mając określone parametry pola przepływu możemy określić mechaniczne parametry łożyska. Moment tarcia oraz wydatek cieczy określone są odpowiednio wzorami:

$$M = 2\pi\nu\rho \int_{x_w}^{x_z} R^2 \frac{\partial V_\theta}{\partial y} dx, \quad (22)$$

$$Q = 2\pi \int_0^h R V_x dy, \quad (23)$$

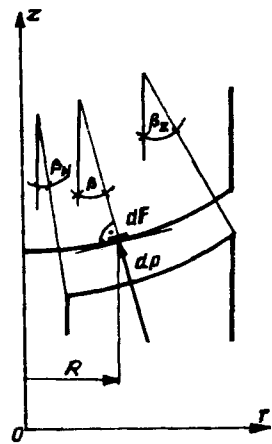
Siła nośna łożyska określona jest zależnością:

$$P = \pi R_w^2 p_w + 2\pi \int_{x_w}^{x_z} pR \cos\beta dx, \quad (24)$$

gdzie:

β — oznacza kąt między elementarną siłą $dP = p dF$ a osią łożyska (rys. 3).

W ogólnym przypadku nie da się wyznaczyć całek (22) i (24). Wynika stąd, że mechaniczne parametry łożyska można jedynie określić dla ściśle zadanych kształtów współpracujących powierzchni rozważanego łożyska.



Rys. 3

6. PRZYKŁADY ZASTOSOWAŃ

Otrzymane wyżej zależności opisują parametry przepływu cieczy i parametry mechaniczne wzdłużnego łożyska ślizgowego o krzywoliniowym zarysie powierzchni roboczej. Zależności te zostaną użyte do obliczeń łożyska ślizgowego o stożkowym zarysie powierzchni oraz do obliczeń łożyska o kulistym zarysie powierzchni roboczych; w obu przypadkach założono stałą grubość szczeliny łożyskowej. W celu uproszczenia wzorów wprowadzimy pomocniczą bezwymiarową zmienną:

$$\eta = \frac{y}{h}$$

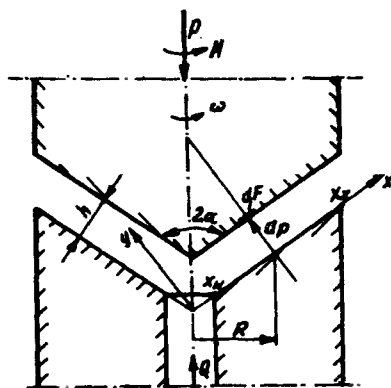
Łożysko stożkowe. Niech kąt wierzchołkowy łożyska będzie równy 2α ; z rysunku 4 wynikają następujące zależności:

$$R = x \sin\alpha, \quad R_w = x_w \sin\alpha, \quad R_z = x_z \sin\alpha.$$

Biorąc pod uwagę uczynione wyżej założenie, że $h = \text{const.}$, z wzorów (11) oraz (14) ÷ (17) możemy otrzymać zależności określające parametry przepływu:

$$V_\theta = x \omega \eta \sin\alpha, \quad (25)$$

$$p = 0,15 \rho \omega^2 x^2 \sin^2\alpha + \frac{(p_w - 0,15 \rho \omega^2 R_w^2) \ln \frac{x \sin\alpha}{R_z} - (p_z - 0,15 \rho \omega^2 R_z^2) \ln \frac{x \sin\alpha}{R_w}}{\ln \frac{R_w}{R_z}}, \quad (26)$$



Rys. 4

$$V_x = \frac{h^2}{2 \nu \rho} \frac{p_w - p_z + 0,15 \rho \omega^2 (R_z^2 - R_w^2)}{x \ln \frac{R_w}{R_z}} \eta (\eta - 1) - \frac{x \omega^2 h^2 \sin^2 \alpha}{60 \nu} \eta (5\eta^3 - 9\eta + 4), \quad (27)$$

$$V_y = \frac{\omega^2 h^3 \sin^2 \alpha}{30 \nu} \eta^2 (\eta^3 - 3\eta + 2), \quad (28)$$

Uwzględniając geometryczne zależności możemy przepisać wzory (22) ÷ (24) dla parametrów mechanicznych łożyska w formie:

$$M = \frac{2 \pi \nu \rho \sin^2 \alpha}{h} \int_{x_w}^{x_z} x^2 \frac{\partial V_\vartheta}{\partial \eta} dx, \quad (29)$$

$$Q = 2 \pi h \sin \alpha \int_0^1 x V_x d\eta; \quad (30)$$

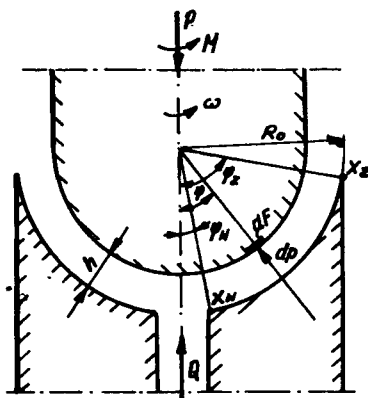
$$P = \pi R_w^2 p_w + 2 \pi \sin^2 \alpha \int_{x_w}^{x_z} x p dx; \quad (31)$$

Podstawiając tutaj zależności (25) ÷ (27) dla V_ϑ, p, V_x otrzymamy:

$$M = \frac{\pi \nu \rho \omega}{2 h \sin \alpha} (R_z^4 - R_w^4), \quad (32)$$

$$Q = \frac{\pi h^3 \sin \alpha}{6 \nu \rho} \frac{p_w - p_z + 0,15 \rho \omega^2 (R_z^2 - R_w^2)}{\ln \frac{R_z}{R_w}}, \quad (33)$$

$$P = \pi R_z^2 p_z - \frac{0,15 \pi \rho \omega^2 (R_z^2 - R_w^2)}{2} - \frac{3 Q \nu \rho (R_z^2 - R_w^2)}{h^3 \sin \alpha}, \quad (34)$$



Rys. 5

Zależności (25) ÷ (28) oraz (32) ÷ (34) są identyczne z zależnościami otrzymanymi w pracy [17]. Łożysko kuliste. Związki geometryczne prowadzą do zależności:

$$R = R_0 \sin \varphi, \quad \varphi = x/R_0, \quad R' = \cos \varphi, \quad (35)$$

Z wzorów (11) oraz (14)–(17) otrzymujemy odpowiednie wyrażenia dla parametrów przepływu:

$$V_\vartheta = R_0 \omega \eta \sin \varphi, \quad (36)$$

$$p = 0,15 \rho \omega^2 R_0^2 \sin^2 \varphi + \frac{(p_w - 0,15 \rho \omega^2 R_0^2 \sin^2 \varphi_0) (\ln \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} - \ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_z}{2})}{\ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_w}{2} - \ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_z}{2}} - \frac{(p_z - 0,15 \rho \omega^2 R_0^2 \sin^2 \varphi_z) (\ln \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} - \ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_w}{2})}{\ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_w}{2} - \ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_z}{2}}, \quad (37)$$

$$V_x = \frac{h^2}{2 \nu \rho R_0 \sin \varphi} \frac{p_w - p_z + 0,15 \rho \omega^2 R_0^2 (\sin^2 \varphi_z - \sin^2 \varphi_w)}{\ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_w}{2} - \ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_z}{2}}$$

$$\eta(\eta - 1) = \frac{\omega^2 R_0 h^2 \sin 2\varphi}{30 \nu} \eta(5\eta^3 - 9\eta + 4), \quad (38)$$

$$V_y = -\frac{(2 - 3 \sin^2 \varphi) h^3 \omega^2}{60 \nu} \eta^2 (\eta^3 - 3\eta + 2). \quad (39)$$

Dla tego łożyska możemy zapisać zależności (22)–(24) jak następuje:

$$M = \frac{2 \pi \nu \rho R_0^3}{h} \int_{\varphi_w}^{\varphi_z} \frac{\delta V \vartheta}{\delta \eta} \sin^2 \varphi \, d\varphi, \quad (40)$$

$$Q = 2 \pi h R_0 \int_0^1 V_x \sin \varphi \, d\eta, \quad (41)$$

$$P = \pi R_0^2 \sin^2 \varphi_w p_w + \pi R_0^2 \int_{\varphi_w}^{\varphi_z} p \sin 2\varphi \, d\varphi. \quad (42)$$

Uwzględniając w powyższych zależnościach wzory (36)–(38) otrzymujemy:

$$M = \left[\frac{2 \pi \nu \rho \omega R_0^4}{h} \frac{1}{3} (\cos^3 \varphi_z - \cos^3 \varphi_w) (\cos \varphi_z - \cos \varphi_w) \right], \quad (43)$$

$$Q = \frac{\pi h^3}{6 \nu \rho} \frac{p_w - p_z + 0,15 \rho \omega^2 R_0^2 (\sin^2 \varphi_z - \sin^2 \varphi_w)}{\ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_z}{2} - \ln \operatorname{tg} \frac{\varphi_w}{2}}, \quad (44)$$

$$P = \pi R_0^2 \sin^2 \varphi_z p_z - \frac{0,15 \pi \rho \omega^2 R_0^4 (\sin^4 \varphi_z - \sin^4 \varphi_w)}{2} + \frac{12 Q \nu \rho R_0^2 (\cos^2 \frac{\varphi_w}{2} - \cos^2 \frac{\varphi_z}{2})}{h^3}, \quad (45)$$

7. UWAGI KOŃCOWE

Wzory opisujące pole przepływu cieczy w łożysku wyprowadzone w poprzednim punkcie pracy (dla szczeliny o stałej grubości) można przedstawić w prostej postaci, niezależnie od kształtu powierzchni łożyska:

$$V_y = A_1 f_1(\eta), \quad (46)$$

$$V_x = A_2 f_2(\eta) + A_3 f_3(\eta), \quad (47)$$

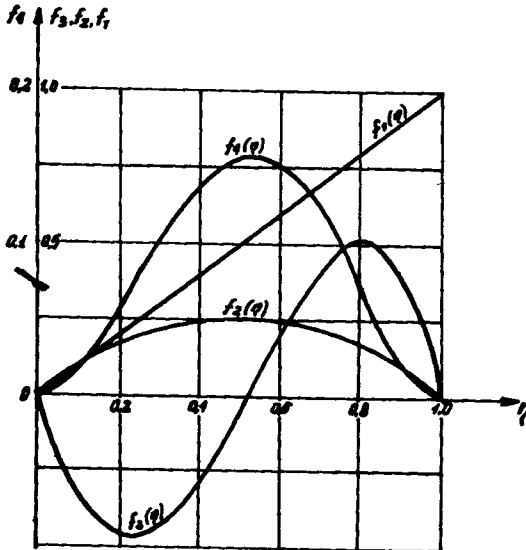
$$V_y = A_4 f_4(\eta); \quad (48)$$

gdzie:

A_k — oznaczają współczynniki zależne od lokalnego położenia przekroju poprzecznego szczeliny.

Analiza otrzymanych wzorów pozwala stwierdzić, że przepływ cieczy w szczelinie jest wywołany przez dwa czynniki: ruch wirowy górnej powierzchni i różnicę ciśnień między wlotem i wylotem ze szczeliny.

Z powyższych wzorów wynika, że profil prędkości obwołowej v dla ustalonej wartości współrzędnej x jest liniowy (funkcja f_1 na rysunku 6), niezależnie od kształtu szczeliny. Profil ten jest identyczny z profilem przepływu Conette'a między dwiema płaszczyznami, z których jedna jest nieruchoma a druga posiada lokalną prędkość równą $\omega R(x)$.



Rys. 6

Z postaci wzorów opisujących składową wzdłużną prędkość V_x , wynika, że główną jej częścią jest paraboliczny profil płaskiego przepływu Poiseuille'a (funkcja $f_2(\eta)$ na rys. 6) uwarunkowany istnieniem wspomnianej wyżej różnicy ciśnień i ruchem wirowym górnej powierzchni.

Na główną część składowej prędkości wzdłużnej nakłada się przepływ wtórny wywołany ssącym działaniem wirującej powierzchni łożyska. Powierzchnia ta zasysa w swoim sąsiedztwie ciecz wywołując jej ruch wzdłużny odśrodkowy. Ruch ten musi być równoważny z ruchem wzdłużnym dośrodkowym przy nieruchomej powierzchni łożyska i ruchem poprzecznym określonym składową v_y prędkości przepływu.

Przepływ wtórny opisany jest drugim składnikiem prędkości V_x i prędkością V_y ; profile przepływu wtórnego reprezentują funkcje $f_3(\eta)$ oraz $f_4(\eta)$ pokazane na rysunku 6.

Rozkład ciśnienia wzdłuż tworzącej nieruchomej powierzchni łożyska daje się przedstawić w postaci sumy dwóch składowych: pierwszej wywołanej ssącym działaniem wirującej powierzchni i drugiej będącej skutkiem istnienia przepływu wzdłużnego. Wynikiem dodawania tych dwóch składowych może być istnienie podciśnień wewnątrz szczeliny.

W przypadku bezwydatkowej, statycznej pracy łożyska opisanej wzorami (18)–(21) wewnątrz szczeliny istnieją podciśniecia uniemożliwiające normalną jego pracę. Innym rodzajem statycznej pracy łożyska może być praca dla $\omega = 0$. Wtedy przepływ cieczy wywołany jest przez różnicę ciśnień między wlotem i wylotem ze szczeliny. Oczywiście w tym przypadku moment tarcia łożyska jest równy zeru. Natomiast wydatek Q i siłę nośną P możemy wyznaczyć bezpośrednio ze wzorów (33), (34) lub (44), (45) podstawiając w nich $\omega = 0$.

Literatura

1. Adams R.G., Rice W.: "Experimental Investigation of the Flow Between Corotating Disks" *Journal of Applied Mechanics*, Trans. ASME, Series E, Vol. 37, No 3, Sept. 1970.
2. Alister K.W.Mc., Rice W.: "Throughflows Between Rotating Surfaces of Revolution, Having Similarity Solutions", *Journal of Applied Mechanics*, Trans. ASME, Series E, Vol. 37, No 4, Dec. 1970.
3. Alister K.W.Mc., Rice W.: "Flows Between Stationary Surfaces of Revolution, Having Similarity Solutions", *Journal of Applied Mechanics*, Trans. ASME, Series E, Vol. 39, No 2, June 1972.
4. Boyd K.E., Rice W.: "Laminar Inward Flow of an Incompressible Fluid Between Rotating Disks With Full Periphera Admission", *Journal of Applied Mechanics*, Trans. ASME, Series E, Vol. 35, No 2, June 1968.
5. Comolet R.: "Petites turbines à air sur palier à air", Société Hydrotechnique de France, IX-èmes Journées de l'Hydraulique, Paris 1966, Question II, Rapport No 8b-1.
6. Dorfman L.A.: „Gidrodinamiczeskoje soprotiwlieniije i tjeptootołacza wraszczajuszczichsja tiel”, GJF – ML Moskwa 1960.
7. Gołubjew A.U.: „Sowremiennyje upłotnienija wraszczajuszczichsja wałow” GN–TJML Moskwa 1963.
8. Gottwald F., Vieweg R.: „Berechnung und Modeliversuche an Wasser und Luftlagern”, *Z. Angew. Physik*, Bd II, M.11, 1950.
9. Koczin N.E., Kibiel J.A., Roze N.W.: „Tieoreticzeskaja gidromiechanika” cz. II GJF–ML Moskwa 1963.
10. Kreith E., Viviani H.: "Laminar Source Flow Between Two Parallel Coaxial Disks Rotating at Different Speeds", *Journal of Applied Mechanica*, Trans. ASME, Series E, Vol. 34, Nr 3, Sept. 1970.

11. Marsch L., Rice W.: "An Asymptotic Solution For Laminar Flow of an Incompressible Fluid Between Rotating Disks", Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, Series E, Vol. 35, No 1, March 1968.
12. Peube J.L., Kreith F.: "Écoulement permanent d'un fluide visqueux incompressible entre deux disques paralleles en rotation" J. Mécanique, Vol. 5, No 2, Juin 1966.
13. Prosnak W.J.: „Mechanika Płynów”, t. I, PWN Warszawa 1970.
14. Rice W.: "An Analytical and Experimental Investigation of Multiple Disk Pumps and Compressors", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, Vol. 85, No 3, July 1963.
15. Rice W.: "An Analytical and Experimental Investigation of Multiple Disk Turbines", Journal of Engineering for Power Trans. ASME, Series A, Vol. 87, No 1, Jan. 1965.
16. Rice W., Alister K.W.Mc: "Laminar Throughflow of Newtonian Fluid Between Coaxial Rotating Cones", Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, Series E, Vol. 37, No 1, March 1970.
17. Szaniawski A.: „Przepływ lepkiej cieczy nieściśliwej w szczelinie stożkowego łożyska ślizgowego”, Prace JPPT PAN 15/1970.
18. Vennerus T.: „Rotierende scheiben für Luftvorwarmer mit geblasenwirkung”, Allg. Wärmetechn. Vol. 6, 1955.
19. Walicki E.: „Nośność stożkowego łożyska ślizgowego”, Zeszyty Naukowe WSI w Bydgoszczy, Mechanika z.4, 1973 r.
20. Walicki E.: „Przepływ cieczy lepkiej w szczelinie między wirującymi powierzchniami obrotowymi” Mechanika Teoretyczna i Stosowana, t. 12, z.1, 1974.

LOAD – CARRYING CAPACITY OF THE THRUST CURVILINEAR BEARING

Summary

In this work the steady laminar flow of an incompressible viscous fluid is considered in a slot of the curvilinear thrust bearing. The formulae for longitudinal, transversal and tangential components of the velocity and formula for pressure distribution for flowing fluid are given. Next mechanical parameters of the bearing, as lift, friction torque and flux are described. The general solution has been illustrated by examples of fluid flow through the bearing of conical and spherical forms.

ПРЕДЕЛЬНАЯ НАГРУЗКА ВДОЛЬНОГО КРИВОЛИНЕЙНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Резюме

В работе рассмотрено течение несжимаемой вязкой жидкости в щели вдольного криволинейного подшипника скольжения. Для текущей жидкости представлены формулы определяющие слагаемые скорости: вдольной, поперечной и окружной, а также определено распределение давления.

Затем представлены формулы определяющие предельную нагрузку, расход и момент сопротивления подшипника. Общие рассуждения проиллюстрированы примерами протекания жидкости в зазоре конусного и шарового подшипника.

Edward Walicki

621.01.532

MAGNETOHYDRODYNAMICZNY PULSUJĄCY PRZEPŁYW CIECZY LEPKIEJ W POROWATYM KANAŁE

W pracy rozważono pulsujący przepływ przewodzącej cieczy lepkiej w płaskim kanale o porowatych ściankach znajdującym się w jednorodnym polu magnetycznym. W ogólności przepływ taki zależy od trzech bezwymiarowych parametrów: R , H , M . Podano wzory opisujące szczególne przypadki przepływu.

1. WSTĘP

Przepływ cieczy lepkiej i elektrycznie przewodzącej w płaskim kanale w obecności prostopadłego pola magnetycznego był badany przez różnych autorów. Przypadek przepływu cieczy o stałej lepkości zbadany został przez Hartmanna już w 1937 roku [6]. Następnie Regier [6] w jednej ze swych wcześniejszych publikacji uogólnił ten przypadek podając rozwiązanie dla cieczy o zmiennej lepkości. Interesujący przypadek magnetohydrodynamicznego przepływu Couette'a zbadał Rathy [2] w 1963 r. W cytowanej wyżej pracy [6] dokonano przeglądu niemal wszystkich publikacji wydrukowanych do 1969 roku i związanych z magnetycznym przepływem przewodzącej cieczy w płaskim kanale.

W 1970 roku Wadhwa [4] uogólnił rozwiązanie Rathy'ego badając nieustalony magnetyczny przepływ Couette'a.

Celem tej pracy jest zbadanie pulsującego magnetycznego przepływu lepkiej i przewodzącej cieczy w płaskim kanale o porowatych nieruchomych ściankach w obecności prostopadłego, jednorodnego i ustalonego pola magnetycznego.

Oznaczenia użyte w tekście:

- u — składowa prędkości równoległa do ścianek kanału,
- \bar{u} — część ustalona składowej prędkości u ,
- u' — część nieustalona składowej prędkości u ,
- V — prędkość jednorodnego ssania prostopadła do ścianek kanału,
- p — ciśnienie,
- A, B — stałe określające gradient ciśnienia,
- ω — częstość pulsacji gradientu ciśnienia,
- ρ — gęstość,
- μ — współczynnik lepkości dynamicznej,
- ν — współczynnik lepkości kinematycznej,
- σ — przewodność elektryczna cieczy,
- K_0 — natężenie pola magnetycznego,
- h — szerokość kanału,

Wielkości bezwymiarowe

$\eta = \frac{Y}{h}$ – bezwymiarowa zmienna w kierunku prostopadłym do ścianek kanału,

$R = \frac{Vh}{2\nu}$ – liczba Reynoldsa dla przepływu poprzecznego,

$H^2 = \frac{\sigma K_0^2 h^2}{\mu}$ – liczba Hartmanna,

$M^2 = \frac{\omega h^2}{\nu}$ – bezwymiarowy parametr charakteryzujący częstość pulsacji przepływu.

$$r_{1,2} = R \pm \sqrt{R^2 + H^2},$$

$$q_{1,2} = R \pm \sqrt{R^2 + iM^2 + H^2},$$

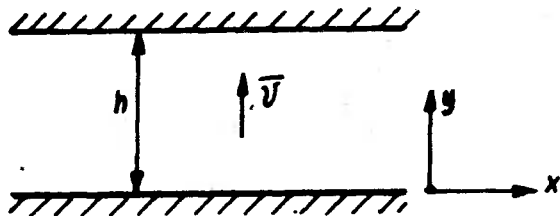
$$n_{1,2} = R \pm \sqrt{R^2 + iM^2},$$

$$k = \sqrt{iM^2 + H^2},$$

$$s = \sqrt{i} M,$$

2. POSTAWIENIE PROBLEMU

Rozważmy magneto hydrodynamiczny przepływ cieczy lepkiej w prostoliniowym kanale ograniczonym porowatymi ściankami, których położenie określone jest współrzędnymi $y = 0$ oraz $y = h$ (rys. 1). Przez jedną ze ścianek ciecz niech będzie wstrzykiwana, a przez drugą – zasysana.



Rys. 1

Równanie ruchu cieczy w jednorodnym polu magnetycznym prostopadłym do ścianek kanału sprowadza się do układu [3, 4]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + V \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\sigma K_0^2}{\rho} u, \quad (1)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad (3)$$

Przepływająca ciecz niech będzie poddana działaniu niestabilnego gradientu ciśnienia:

$$\frac{1}{\rho} \frac{p}{x} = A + B e^{i\omega t} \quad (4)$$

Podstawmy (4) do (1) i rozdzielmy otrzymane równanie na część ustaloną i niestaloną. Wtedy otrzymamy:

$$V \bar{u}_y = -A + \nu \bar{u}_{yy} - \frac{\sigma K_0^2}{\rho} \bar{u} \quad (5)$$

$$\tilde{u}_t + V \tilde{u}_y = -B e^{i\omega t} + \nu \tilde{u}_{yy} - \frac{\sigma K_0^2}{\rho} \tilde{u} \quad (6)$$

Rozwiązania obydwu równań muszą spełniać warunki brzegowe:

$$\bar{u} = \tilde{u} = 0 \quad \text{dla} \quad y = 0,$$

$$\bar{u} = \tilde{u} = 0 \quad \text{dla} \quad y = h,$$

3. ROZWIĄZANIE RÓWNAŃ RUCHU

Ponieważ z równania (3) wynika, że: $\bar{u} = \bar{u}(y)$, zatem rozwiązanie równania (5) przyjmie postać:

$$\bar{u} = -\frac{A h^2}{\nu H^2} \left[1 - \frac{1 - e^{\tau_2}}{e^{\tau_1} - e^{\tau_2}} e^{\tau_1 \eta} - \frac{e^{\tau_1} - 1}{e^{\tau_1} - e^{\tau_2}} e^{\tau_2 \eta} \right] \quad (7)$$

Równanie (6) można sprowadzić przez podstawienie:

$$\tilde{u} = F(y) e^{i\omega t} \quad (8)$$

do równania różniczkowego zwyczajnego:

$$F'' - \frac{V}{\nu} F - \left(\frac{i\omega}{\nu} + \frac{\sigma \kappa_0}{\mu} \right) F = \frac{B}{\nu} \quad (9)$$

Rozwiązując powyższe równanie, a następnie uwzględniając rozwiązanie w (8), otrzymamy po uwzględnieniu warunków brzegowych zależność określającą u:

$$\tilde{u} = -\frac{B h^2}{\nu k^2} \left[1 - \frac{1 - e^{q_2}}{e^{q_1} - e^{q_2}} e^{q_1 \eta} - \frac{e^{q_1} - 1}{e^{q_1} - e^{q_2}} e^{q_2 \eta} \right] e^{i\omega t} \quad (10)$$

4. PRZYPADKI SZCZEGÓLNE PRZEPLÝWU

4.1. Przypadek nieprzewodzącej cieczy

Dla nieprzewodzącej cieczy jest $\sigma = 0$ oraz $H = 0$; rozwiązanie dla prędkości ustalonej \bar{u} otrzymujemy bezpośrednio z równania (5):

$$\bar{u} = -\frac{A h}{V} \left(\eta - \frac{e^{2R\eta} - 1}{e^{2R} - 1} \right), \quad (11)$$

a dla prędkości \tilde{u} , z równania (8):

$$\tilde{u} = -\frac{B h^2}{i \nu M^2} \left[1 - \frac{1 - e^{n_2}}{e^{n_1} - e^{n_2}} e^{n_1 \eta} - \frac{e^{n_1} - 1}{e^{n_1} - e^{n_2}} e^{n_2 \eta} \right] e^{i \omega t} \quad (12)$$

4.2. Przypadek nieprzepuszczalnych ścianek

Dla nieprzepuszczalnych ścianek jest $V = 0$. Rozwiązanie dla obu składowych prędkości otrzymujemy bezpośrednio z równań (7) i (10):

$$\bar{u} = -\frac{A h^2}{\nu H^2} \left[1 - \frac{1 - e^{-H}}{e^H - e^{-H}} e^{H \eta} - \frac{e^H - 1}{e^H - e^{-H}} \right] e^{-H \eta}, \quad (13)$$

$$\tilde{u} = -\frac{B h^2}{\nu k^2} \left[1 - \frac{1 - e^{-k}}{e^k - e^{-k}} e^{k \eta} - \frac{e^k - 1}{e^k - e^{-k}} e^{-k \eta} \right] e^{i \omega t} \quad (14)$$

4.3. Przypadek nieprzewodzącej cieczy i nieprzepuszczalnych ścianek

Rozwiązanie dla prędkości ustalonej otrzymać można z równania (5) podstawiając $\sigma = 0$, $V = 0$; wtedy będzie:

$$\bar{u} = -\frac{A h^2}{2 \nu} (\eta - \eta^2). \quad (15)$$

Rozwiązanie dla prędkości nieustalonej otrzymamy bezpośrednio (14) przez podstawienie $H = 0$:

$$\tilde{u} = -\frac{B h^2}{i \nu M^2} \left[1 - \frac{1 - e^{-S}}{e^S - e^{-S}} e^{S \eta} - \frac{e^S - 1}{e^S - e^{-S}} e^{-S \eta} \right] e^{i \omega t} \quad (16)$$

5. UWAGI KOŃCOWE

Z rozwiązań (7) i (10) wynika, że w ogólnym przypadku część ustalona przepływu zależy od dwu bezwymiarowych parametrów R oraz H , natomiast część nieustalona przepływu zależy także od trzeciego parametru M . Szczególne przypadki przepływów, a mianowicie: ustalony przepływ cieczy nieprzewodzącej zbadany został przez Bermana [1], zaś nieustalone przepływy wymienione w punktach 4.1 oraz 4.3. zbadane były przez Wanga [5]. Otrzymane tutaj wyniki dla tych szczególnych przypadków są zgodne z wynikami prac [1, 5].

Literatura

1. Berman A.S.: "Laminar Flow in an Annulus with Porous Walls" *Journal Appl. Phys.*, Vol. 29, 1958 r., s. 71-75.
2. Rathy R.K.: "Hydramagnetic Couette's Flow with Suction and Injection", *ZAMM*, bd. 43, h. 7/8, 1963 r., s. 370-374.

3. Suryaprakasarao U.: "The Response of Laminar Skin Friction, Temperature and Heat Transfer to Fluctuations in the Stream Velocity in the Presence of a Transverse Magnetic Field", ZAMM, db. 42, h. 415, 1962 r., s. 133-141.
4. Wadhwa Y.D.: "Magnetohydrodynamic Generalized Couette Flow", Trans. ASME, Journal Appl. Mech. Series E, Vol. 37, No 4, 1970, s. 1189-1190.
5. Wang C-Y.: "Pulsatile Flow in a Porous Channel", Trans. ASME, Journal Appl. Mech., Series E, Vol. 38, No 2, 1971 r., s. 553-555.
6. Watażin A.B., Lubimow G.A., Regirer S.A.: "Magnitogidrodinamiczeskije tieczenija w kanałach", Izd. „Nauka”, Moskwa 1970 r.

MAGNETOHYDRODYNAMIC PULSATILE FLOW OF A VISCOUS FLUID IN A POROUS CHANNEL

Summary

In this work the pulsatile flow of a viscous incompressible and electrically conducting fluid in a porous channel in the presence of transverse magnetic field is considered.

In general this flow is governed by three nondimensional parameters: R , H and M . The formulae described the particular cases of fluid flow are given.

МАГНИТОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОЕ ТЕЧЕНИЕ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ПОРИСТЫЙ КАНАЛ

Р е з ю м е

В работе исследовано колебательное течение вязкой несжимаемой токопроводящей жидкости через пористый канал находящийся в поперечном магнитном поле. В общем это течение зависит от трех безразмерных параметров: R , H , и M .

Представлены формулы описывающие особые случаи течения жидкости.

Krzysztof Wernerowski

OSŁONY DŹWIĘKOCHŁONNE PRZESTRZENI ROBOCZEJ PRASY

W pracy zostały przedstawione możliwości tłumienia hałasu prasy blisko źródła powstawania. Urządzenia dźwiękochłonne połączone z często stosowanymi osłonami przestrzeni roboczej prasy. Przedstawiono przykłady rozwiązań konstrukcyjnych oraz omówiono metody obliczeń tłumienia hałasu przez osłony.

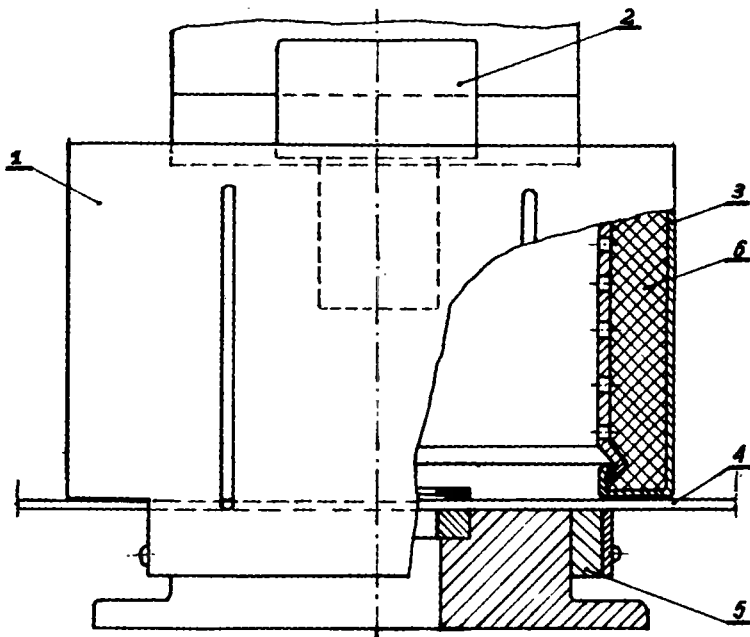
1. WSTĘP

W przemyśle często są stosowane osłony przestrzeni roboczej zabezpieczające obsługę prac mimośrodowych stałych przed zranieniem.

Po zmianach konstrukcyjnych pozwalających wprowadzić odpowiednią warstwę materiału dźwiękochłonnego można z dużym powodzeniem wykorzystać te stosunkowo tanie osłony do zmniejszania poziomu szkodliwych dźwięków.

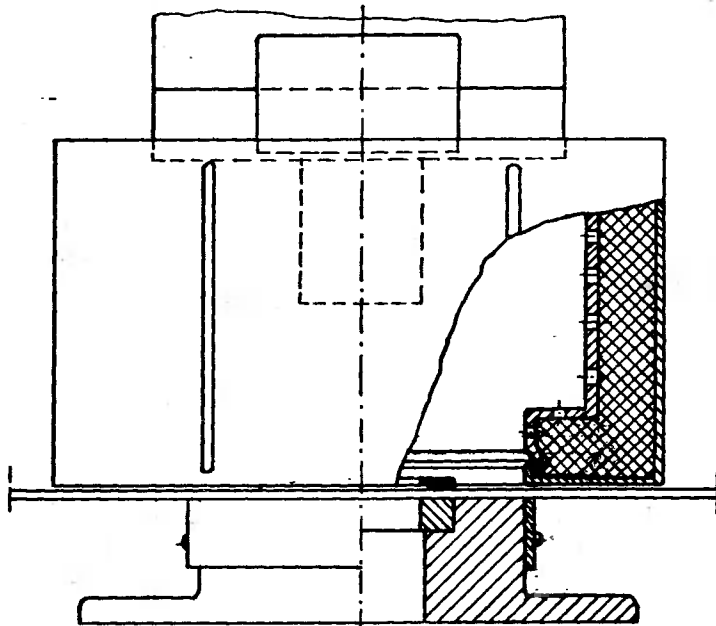
Zaletą proponowanej metody jest mała odległość warstwy pochłaniająco-izolującej od źródła hałasu i związana z tym duża skuteczność działania.

Drugą ważną zaletą jest bezpośrednia ochrona pracownika obsługującego prasę przed bardzo przykrym hałasem o charakterze uderzeniowym.

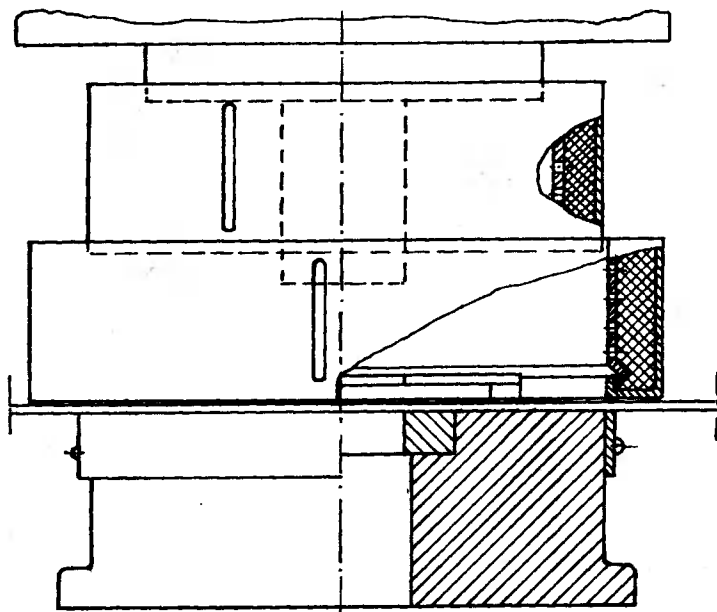


Rys. 1

Rozróżniamy trzy grupy osłon stałych dla pras mimośrodowych. Pierwszą z nich (rys. 1) jest osłona stała nie regulowana. Jest ona trwale zamocowana do tłoczніка. Osłona posiada wąskie wycięcia w kierunku pionowym, które ułatwiają obserwację narzędzi i zmniejszają zmęczenie wzroku obsługującego. Można również zastosować osłonę dźwiękochłonną przestrzeni roboczej dla różnych wymiarów podstawy tłoczніка oraz uchwytu stempla i suwaka (rys. 2, 3).



Rys. 2



Rys. 3

W osłonie należy przewidzieć również odpowiednie otwory dla podawania i zgarniania materiału oraz wyrzutników.

Istnieją również rozwiązania omawianych układów tłumiących. Rozróżniamy ustroje dźwiękochłonne warstwowe sztywne, membranowe, perforowane i szczelinowe. Konstrukcja takich płyt jest najczęściej połączeniem materiału dźwiękochłonnego z płytami perforowanymi itp. Wykorzystuje się tłumienie typu ciernego i rozpraszanie energii akustycznej w elementach rezonansowych. Istotne są możliwości doboru rozwiązań dla rozpatrywanych częstotliwości akustycznych. Oporność strat ustroju określająca nam tłumienie może być regulowana przez stosowanie różnych materiałów dźwiękochłonnych na wypełnienie wnętrza, przez elastyczne lub sztywne zamocowanie płyt (membrany) z możliwością doboru materiału na wymieniony element.

Zaletą ustrojów dźwiękochłonnych osłon jest możliwość uzyskania stosunkowo dużego tłumienia w zakresie niskich częstotliwości akustycznych.

W przypadku sztywnych materiałów porowatych (np. sztywna pianka poliuretanowa produkowana przez Zakłady Chemiczne ZACHEM w Bydgoszczy) warstwa tkaniny lub siatki metalowej jest zbędna. W takim przypadku wystarczy odpowiednie punktowe lub liniowe zamocowanie płytek porowatych o właściwościach dźwiękochłonnych.

Ważny jest przede wszystkim dobór materiału pochłaniającego. Zgodnie z wynikami analizy charakterystyk akustycznych pras typu PMS częstotliwości szkodliwych dźwięków o dużym natężeniu mieszczą się w paśmie od 125 Hz do 1 kHz. Należy więc dobrać materiał o możliwie intensywnym pochłanianiu w zakresie niskich częstotliwości akustycznych.

Fale akustyczne są tłumione w porach lub kanalikach. Ponieważ przekroje kanalików lub porów są bardzo małe, ruch powietrza jest hamowany i drgania te zanikają, proporcjonalnie do oporności tarcia wynikającej ze znacznego wpływu lepkości powietrza w małych kanalikach [1, 2].

Ruch fali akustycznej jest ściśle związany z drugim prawem Newtona, zależnością termodynamiczną między ciśnieniem a objętością właściwą i z równaniem ciągłości strugi. Podczas analizy dźwięków interesuje nas ciśnienie akustyczne czyli nadwyżka ciśnienia w ośrodku ponad wartość średnią.

Dla elementu objętości $dx \cdot dy \cdot dz$ mamy następujące równania ruchu:

$$-\frac{\partial p'}{\partial x} = \rho_s \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (1a)$$

$$-\frac{\partial p'}{\partial y} = \rho_s \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (1b)$$

$$-\frac{\partial p'}{\partial z} = \rho_s \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (1c)$$

gdzie:

p' — ciśnienie akustyczne,

ρ_s — gęstość średnia środowiska zawarta w rozpatrywanym elemencie,

u — przesunięcie w kierunku x ,

v – przesunięcie w kierunku y ,

w – przesunięcie w kierunku z .

Zmiany ciśnienia są stosunkowo szybkie i wobec tego przemiana posiada charakter adiabatyczny, który można opisać wzorem:

$$p' = p_0 \kappa S \quad (2)$$

gdzie:

p_0 – ciśnienie statyczne,

$\kappa = \frac{C_p}{C_v}$ – wykładnik adiabaty,

C_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,

C_v – ciepło właściwe przy stałej objętości,

$\rho = \frac{d\rho}{\rho_s}$ – względna zmiana gęstości.

Równanie ciągłości strugi jest następujące:

$$\frac{\partial s}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Zagadnienia akustyczne można zwięźle przedstawić stosując pojęcie wielkości, którą nazywamy potencjałem prędkości

$$\Phi = c^2 \int_0^t s \, dt + \Phi_0 \quad (4)$$

gdzie:

c – prędkość dźwięku,

Φ_0 – potencjał w chwili początkowej.

Ogólne równanie fali akustycznej jest ściśle związane z potencjałem i najczęściej określone jest w postaci wzoru:

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = 0 \quad (5)$$

wprowadzając operator Laplace'a

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (6)$$

i operator d'Alemberta

$$\square = \Delta - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \quad (7)$$

można napisać równanie falowe w zwięźlejszej postaci

$$\square \Phi = 0 \quad (8)$$

Akustyczną falę płaską w środku tłumiącym określa wzór:

$$C^2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} = S_1 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} + S_2 \frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (9)$$

gdzie:

S_1, S_2 – stałe, które uwzględniają wpływ pulsacji, gęstości, lepkości i wielkości termicznych.

Ogólne rozwiązanie zależności (9) jest następujące:

$$\Phi = A_0 e^{-ax} \sin(\omega t - \beta x + \psi_0) \quad (10)$$

gdzie:

A_0 – amplituda początkowa,

a – współczynnik tłumienia,

ω – pulsacja,

$\beta = \frac{\omega}{c}$ – liczba falowa,

ψ_0 – faza początkowa.

$$a = \frac{\omega^2}{2 \rho c^3} \left(\frac{4}{3} \eta_1 + \eta_2 + K \frac{c_p - c_r}{c_p c_r} \right) \quad (11)$$

gdzie:

η_1 – współczynnik lepkości dynamicznej,

η_2 – objętościowy współczynnik lepkości,

K – współczynnik przewodnictwa cieplnego.

W zakresie obliczeń praktycznych często stosuje się wzory uproszczone.

Straty energii akustycznej w materiale porowatym są wprost proporcjonalne do oporności przepływu powietrza przez rozpatrywany materiał. Uzyskaną oporność można obliczyć wzorem:

$$O_r = \frac{p}{v d}, \quad \text{Ns/m}^4 \quad (12)$$

gdzie:

Δp – różnica ciśnień po rozpatrywanych dwóch stronach materiału, N/m²,

v – prędkość strumienia powietrza przepływającego przez materiał, m/s,

d – grubość materiału, m.

Tłumienie energii maleje ze zwiększeniem wielkości porów w materiale z powodu malejącego wpływu lepkości powietrza.

Maksimum pochłaniania występuje dla częstotliwości rezonansowej f_r zależnej od własności fizycznych materiału porowatego.

$$f_r = \frac{O_r d}{2 D n \kappa \rho \pi}, \quad \text{Hz} \quad (13)$$

gdzie:

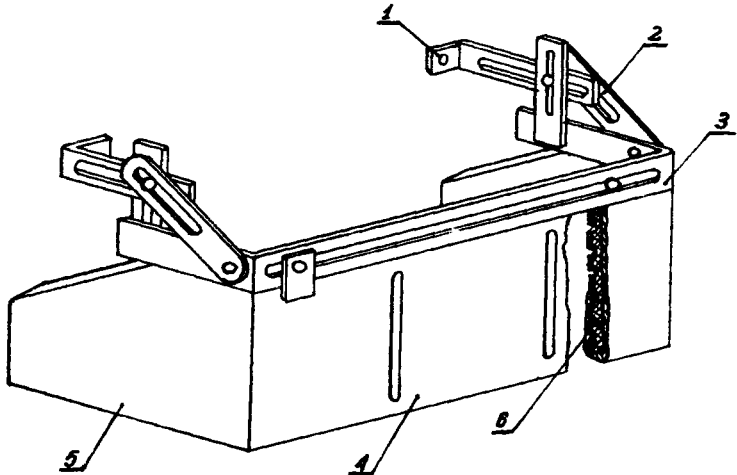
D – średnica kanalika, m,

n – liczba kanalików w jednostce objętości,

ρ – gęstość powietrza, kg/m^3 .

Materiały porowate dobieramy najczęściej na podstawie charakterystyk pochłaniania dźwięku w zależności od częstotliwości. Dobre własności dla niskich częstotliwości posiada durizol.

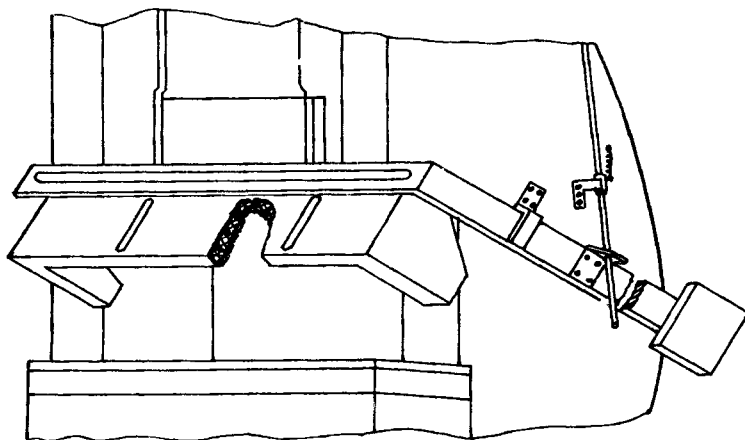
Do drugiej grupy zabezpieczeń można zaliczyć osłony dźwiękochłonne stałe regulowane. Wymienione rozwiązania posiadają szersze zastosowanie, ponieważ ich przednie i boczne ściany mogą być łatwo dostosowane do wymiarów różnych tłoczników. Jedno rozwiązanie przedstawiono na rysunku 4. Wsporniki 1 mogą być przymocowane na stałe do prasy mimośrodowej. Listwy 2 pozwalają na ustalenie osłony w odpowiednim miejscu. Przednia belka 3 podtrzymuje dwie przednie części 4 osłony. Boczne części 5 osłony przymocowane do elementów 4 mogą być ustawione pod każdym żądanym kątem tak, że obsługujący może kontrolować podawany materiał z miejsca wystarczająco odległego od przestrzeni niebezpiecznej. W połączeniach między wspornikiem 1 i belkami łączącymi 2 należy stosować podkładki z nacięciami, aby uzyskać dostateczną sztywność połączenia (bez poślizgu). Otwory służą do zamocowania osłony do prowadnic. Warstwa dźwiękochłonna 6 zapewnia pochłanianie hałasu.



Rys. 4

Osłony odchylnie są urządzone w ten sposób, że mechanizm włączający prasę opuszcza osłonę (rys. 5) przed tłoczniki zmian zostanie włączone sprzęgło prasy mimośrodowej. Jeśli ręce obsługującego lub jakiś inny przedmiot będą pozostawały na płycie stołu, to osłona nie będzie mogła znaleźć się w swym dolnym położeniu i wtedy sprzęgło prasy mimośrodowej nie zostanie włączone.

Pokazana osłona wraca do pozycji wyjściowej za pomocą przeciwcieżarów 6. W podobnych urządzeniach do powrotu osłony można stosować urządzenia mechaniczne, hydrauliczne lub pneumatyczne. Warstwa pochłaniająco-izolująca 7 zapewnia zmniejszenie poziomu natężenia szkodliwego hałasu.



Rys. 5

Istnieje możliwość wyciszenia prasy mimośrodowej o wartości 5–10 dB.

Zastosowanie osłon dźwiękochłonnych przestrzeni roboczej zmniejsza poziom natężenia hałasu w bezpośrednim sąsiedztwie źródła szkodliwego dźwięku i może być częścią składową wytłumienia całej prasy mimośrodowej.

Literatura

1. Sadowski J., Wodziński L.: Akustyka pomieszczeń, Warszawa 1959 r.
2. Trendelenburg F.: Einführung in die Akustik, Berlin 1961 r.

SPACE SOUND-ABSORBING SHIELDS OF WORKING PRESS

Summary

In the work there have been presented possibilities of press noise damping near the formation source. The soundabsorbing structures have been connected with the often used shields of space of working press. There have been presented examples of constructional solutions, as well as calculations of noise damping methods by shields have been treated.

ЗВУКОПОГЛАЩАЮЩИЕ ЗАЩИТЫ ПРОСТРАНСТВА РАБОЧЕГО ПРЕССА

Резюме

В описанной работе представлены возможности демпфирования шума прессы вблизи источника его возникновения. Звукопоглощающие системы соединены с часто применяемыми защитами рабочего пространства прессы.

Представлены примеры конструкционных решений, а также обсуждены методы расчетов демпфирования шума при помощи защит.

Biblioteka Główna ATR
w Bydgoszczy

Cz

1006

18 19