

XI OGÓLNOPOLSKA KONFERENCJA TEORII MASZYN I MECHANIZMÓW

11th POLISH CONFERENCE ON THE THEORY OF MACHINES AND MECHANISMS

27—30. 04. 1987 ZAKOPANE

Bogdan ZASTEMPOWSKI

Zakład Podstaw Konstrukcji Maszyn Technologicznych
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy

O ZDOLNOŚCI TŁUMIĄCEJ HYDROSTATYCZNEGO FILMU OLEJOWEGO

Streszczenie. W pracy przedstawiono zdolność tłumienia drgań przez hydrostatyczny film olejowy przy zakłóceniach o charakterze harmonicznym. Analizę przeprowadzono na przykładzie hydrostatycznego łożyska wzdłużnego. Badany był wpływ: wymuszenia siłowego, wymuszenia kinematycznego podpory i pulsacji ciśnienia.

1. Wstęp

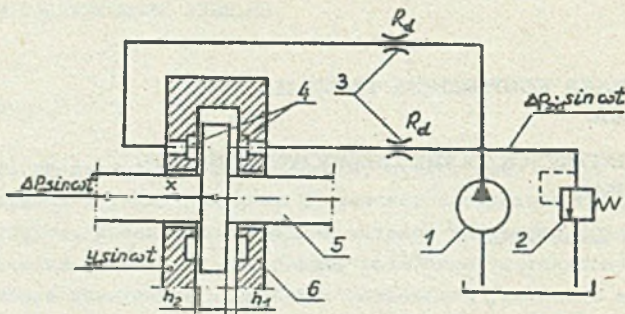
Pary kinematyczne współczesnych maszyn celowo rozdzielane są hydrostatycznym filmem olejowym. W ten sposób powstają łożyska, prowadnice i śruby hydrostatyczne. Taka para kinematyczna charakteryzuje się: dużą sztywnością i nośnością, bardzo dużą zdolnością tłumienia drgań, bardzo małym współczynnikiem tarcia, precyzyjną i bezluźową współpracą, nie zużywa się w czasie eksploatacji.

W pracy analizowana będzie zdolność tłumiąca hydrostatycznego filmu olejowego na przykładzie dwustronnego wzdłużnego łożyska hydrostatycznego. Celowość takiego wyboru podyktowana jest następującymi względami:

- łożyska są parami kinematycznymi, które w praktyce najczęściej współpracują z hydrostatycznym filmem olejowym,
- prosty kształt filmu olejowego oraz mała ilość komór w łożysku wzdłużnym implikuje stosunkowo prosty model dynamiczny łożyska.

2. Model dynamiczny łożyska

Model dynamiczny łożyska uzależniony jest od rodzaju układu zasilania. Analizowane będzie łożysko z najbardziej rozpowszechnioną strukturą zasila-



Rys. 1

nia (rys. 1), w której pompa wporowa 1 zblokowana zaworem przelewowym 2 zasila obie komory łożyska 4 poprzez zawory dławiące 3. Układ zasilania o takiej strukturze uważać można za generator stałego ciśnienia $p_z = \text{const}$. W układach zasilania łożysk hydrostatycznych (przy strukturze $p_z = \text{const}$) stosowane są także zawory dławiące, w których występuje przepływ laminarny [3]. Sztywność i nośność łożysk hydrostatycznych z zaworami dławiącymi o przepływie laminarnym nie zależy od zmian lepkości oleju. Zawory dławiące z przepływem laminarnym są elementami liniowymi. Objętościowe natężenie przepływu jest proporcjonalne do różnicy ciśnień na tych zaworach. Parametrem jednoznacznie określającym natężenie przepływu przez te zawory jest opór hydrauliczny zaworu dławiącego R_d .

Przyczyną drgań wału 5 może być (rys. 1):

- siła dynamiczna przyłożona do wału (wymuszenie siłowe),
- przemieszczenie podpory 6 łożyska (wymuszenie kinematyczne),
- pulsacja ciśnienia w układzie zasilania łożyska, wywołana nierównomierną wydajnością pompy wporowej 1.

Wpływ powyższych oddziaływań zewnętrznych uwzględniony zostanie w modelu dynamicznym łożyska.

Poprzez wymuszenie kinematyczne przyłożone do panwicy, analizować można zdolności wibroizolacyjne łożyska hydrostatycznego na zakłócenia w postaci drgań mechanicznych pochodzących z otoczenia.

Centralną częścią łożyska hydrostatycznego jest film olejowy. Energia potrzebna do wytworzenia i utrzymania filmu hydrostatycznego dostarczona jest z układu hydraulicznego. Własności fizyczne hydrostatycznego filmu olejowego niezbędne do opisu modelu dynamicznego łożyska określone są przez następujące parametry charakterystyczne (tabl. 1) [1]:

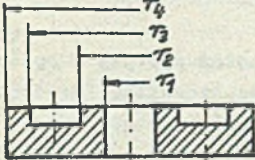
- powierzchnię efektywną F_e , ujmującą efekt hydrostatyczny,
- opór hydrauliczny szczeliny R_s opisujący wartość natężenia przepływu,
- tłumienie b_v ujmujące efekt wyciskania oleju w szczelinie.

Parametry te są funkcjami parametrów geometrycznych łożyska oraz lepkości dynamicznej oleju μ . Podstawą określenia parametrów F_e , R_s , b_v jest zna-

jomość rozkładu ciśnienia w szczelinie łożyska wzdłużnego przy przepływie laminarnym [1].

Tablica 1

Parametry charakterystyczne łożyska wzdłużnego



$$F_e = \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_3^2 - r_2^2}{\ln \frac{r_3}{r_2}} \right)$$

$$R_{si} = \frac{6\mu}{\pi h_i^3} \left(\frac{1}{\ln \frac{r_4}{r_3}} + \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_2}} \right)^{-1}$$

$$b_{vi} = \frac{3\pi\mu}{2 h_i^3} \left[r_4^4 - r_3^4 - \frac{(r_4^2 - r_3^2)^2}{\ln \frac{r_4}{r_3}} + r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right]$$

Model dynamiczny łożyska hydrostatycznego tworzy układ równań różniczkowych złożony z równań bilansu natężeń przepływu oraz równania równowagi sił działających na wał. Równania bilansu natężeń opisują współdziałanie układu hydraulicznego oraz hydrostatycznego filmu olejowego. Natomiast równanie równowagi sił ujmuje wzajemny wpływ układu mechanicznego (wału i panwi) z filmem olejowym. Określenie poszczególnych członów tych równań wymaga znajomości wartości parametrów charakterystycznych F_e , R_s , b_v oraz oporu hydraulicznego R_d zaworu dławiącego.

Model dynamiczny łożyska przedstawiony zostanie dla ogólnego przypadku, gdy wał obciążony jest siłą statyczną. Wówczas wysokości obu szczelin łożyska h_1 i h_2 (rys. 1) są różne. Przemieszczenie względne $\varepsilon \neq 0$ i wynosi:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_2}{h_1 + h_2} \quad (1)$$

Równania bilansu natężeń przepływu mają postać:

$$\frac{p_2 - p_1}{R_d} - \frac{p_1 \left(1 + \frac{x}{h_1} - \frac{y}{h_1} \right)^3}{R_{s1}} = \frac{v}{B} \frac{dp_1}{dt} + F_e \frac{d}{dt} (x-y) \quad (2)$$

$$\frac{p_2 - p_2}{R_d} - \frac{p_2 \left(1 - \frac{x}{h_2} + \frac{y}{h_2} \right)^3}{R_{s2}} = \frac{v}{B} \frac{dp_2}{dt} - F_e \frac{d}{dt} (x-y) \quad (3)$$

gdzie:

- p_2 - ciśnienie zasilania ustalone zaworem przelewowym,
- p_1, p_2 - ciśnienia w komorach łożyska,

- x, y - przemieszczenia wału i panwi wokół położenia równowagi statycznej,
 h_1, h_2 - wysokości szczelin łożyska,
 F_e - powierzchnia efektywna łożyska (tabl. 1),
 R_{s1}, R_{s2} - opory hydrauliczne szczelin (tabl. 1),
 V - objętość komory łożyska,
 B - moduł sprężystości objętościowej oleju,
 t - czas.

Poszczególne wyrazy w równaniach bilansu natężeń przepływu opisują kolejno: przepływ przez zawór dławiaczy, przepływ przez szczelinę łożyska, wpływ ścisłości oleju oraz wpływ różnicy prędkości wału i panwi.

Równanie równowagi sił działających na wał ma postać:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + (p_2 - p_1) F_e + \left[\frac{b_{v1}}{\left(1 + \frac{x}{h_1} - \frac{y}{h_1}\right)^3} + \frac{b_{v2}}{\left(1 - \frac{x}{h_2} + \frac{y}{h_2}\right)^3} \right] \frac{d}{dt} (x-y) = P \quad (4)$$

gdzie:

- m - masa wału,
 b_{v1}, b_{v2} - tłumienie liniowe wywołane efektem wyciskania oleju w szczelinie łożyska (tabl. 1),
 P - siła działająca na wał.

Równania różniczkowe (2-4) opisujące własności dynamiczne łożyska są nieliniowe. Po linearyzacji tych równań w otoczeniu punktu równowagi statycznej otrzymano następujący układ równań liniowych:

$$\frac{\Delta p_z - \Delta p_1}{R_d} - \frac{\Delta p_1}{R_{s1}} - \frac{3p_{z0}}{(R_{s1} + R_d)h_1} (x-y) = \frac{V}{B} \frac{d}{dt} \Delta p_1 + F_e \frac{d}{dt} (x-y) \quad (5)$$

$$\frac{\Delta p_z - \Delta p_2}{R_d} - \frac{\Delta p_2}{R_{s2}} + \frac{3p_{z0}}{(R_{s2} + R_d)h_2} (x-y) = \frac{V}{B} \frac{d}{dt} \Delta p_2 - F_e \frac{d}{dt} (x-y) \quad (6)$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + (\Delta p_2 - p_1) F_e + (b_{v1} + b_{v2}) \frac{d}{dt} (x-y) = \Delta P \quad (7)$$

gdzie:

- p_{z0} - ciśnienie zasilania (składowa statyczna),
 $\Delta p_z, \Delta p_1, \Delta p_2, \Delta P$ - przyrosty ciśnień i siły działającej na wał (składowe dynamiczne) od wartości w stanie równowagi statycznej,

Model dynamiczny łożyska złożony z liniowych sztywności i tłumików przedstawiono w tabl. 2. W przypadku gdy wał obciążony jest siłą statyczną ($\varepsilon \neq 0$), z uwagi na różne wysokości szczelin h_1 i h_2 inne są parametry dynamiczne k_1, b_1, T_{B1} obu filmów olejowych (tabl. 2)

- k_i - sztywność filmu olejowego,
 b_i - tłumienie filmu olejowego wywołane zmianą objętości komory łożyska w czasie drgań wału względem panwi,
 T_{Bi} - stała czasowa filmu olejowego ujmująca wpływ ściśliwości oleju.

Tablica 2

Model dynamiczny łożyska wzdluznego

$\varepsilon \neq 0$		$k'_i = \frac{b_i}{T_{Bi}} - k_i ; b'_i = b_i - k_i T_{Bi}$ $k_i = \frac{3p_z F_e}{h_i} - \frac{R_{si} \cdot R_d}{(R_{si} + R_d)^2}$ $b_i = F_e^2 \frac{R_{si} R_d}{R_{si} + R_d}$ $T_{Bi} = \frac{V}{B} \frac{R_{si} R_d}{R_{si} + R_d}$
$\varepsilon = 0$		$k' = \frac{b}{T_B} - k ; b' = b - k T_B$ $k = \frac{6p_z F_e}{h_0} \frac{R_{s0} R_d}{(R_{s0} + R_d)^2}$ $b = 2F_e^2 \frac{R_{s0} R_d}{R_{s0} + R_d}$ $T_B = \frac{V}{B} \frac{R_{s0} R_d}{R_{s0} + R_d}$

Parametry dynamiczne są funkcjami: parametrów charakterystycznych (F_e , R_s), oporu hydraulicznego R_d zaworów działających, ciśnienia zasilania p_{z0} , objętości komory łożyska V i modułu sprężystości objętościowej oleju B .

W przypadku braku obciążenia statycznego działającego na wał ($\varepsilon = 0$):

$$h_1 = h_2 = h_0$$

$$R_{s1} = R_{s2} = R_{s0}$$

$$b_{v1} = b_{v2} = b_{v0}$$

model dynamiczny łożyska upraszcza się (tabl. 2). Dla tego szczególnego przypadku pulsacja ciśnienia zasilania nie ma wpływu na drgania wału.

3. Analiza wyników i wnioski

Obliczenia symulacyjne na EMC przeprowadzono dla wymuszeń harmoniczných:

$$\Delta p = \Delta p_0 \sin \omega t \quad y = y_0 \sin \omega t \quad \Delta p_z = \Delta p_{z0} \sin \omega t$$

gdzie:

- ΔP_0 - amplituda siły wymuszającej,
- Y_0 - amplituda wymuszenia kinematycznego,
- Δp_{z0} - amplituda pulsacji ciśnienia zasilania.

Wyniki obliczeń przedstawiono w formie wykresów (rys. 2+5), na których określono współczynniki uwielokrotnienia amplitud w sposób następujący:

- dla wymuszenia siłowego $\frac{x_0}{x_{st}}$
- dla wymuszenia kinematycznego $\frac{x_0}{Y_0}$
- dla pulsacji ciśnienia $\frac{x_0}{h_0 \overline{\Delta p}}$

$$x_{st} = \frac{\Delta P_0}{k} \quad \overline{\Delta p} = \frac{\Delta p_{z0}}{P_{z0}}$$

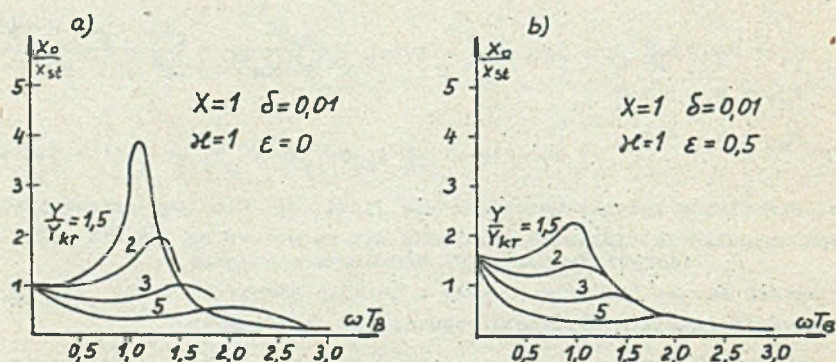
gdzie:

- x_0 - amplituda drgań wału,
- x_{st} - przemieszczenie statyczne wywołane siłą ΔP_0 ,
- k - sztywność łożyska dla $\xi = 0$ (tabl. 2),
- $\overline{\Delta p}$ - względna amplituda pulsacji ciśnienia,
- h_0 - wysokość szczeliny łożyska dla $\xi = 0$.

Pozostałe parametry bezwymiarowe to:

$$X = \frac{m}{T_B^2 k} \quad Y = \frac{b}{T_B k} \quad \delta = \frac{b_{v0}}{b} \quad \mathcal{K} = \frac{R_d}{R_{s0}}$$

Na rys. 2+5 przedstawiono rodziny krzywych dla różnych stosunków Y/Y_{Kr}
 Y_{Kr} - krytyczna wartość parametru bezwymiarowego Y .

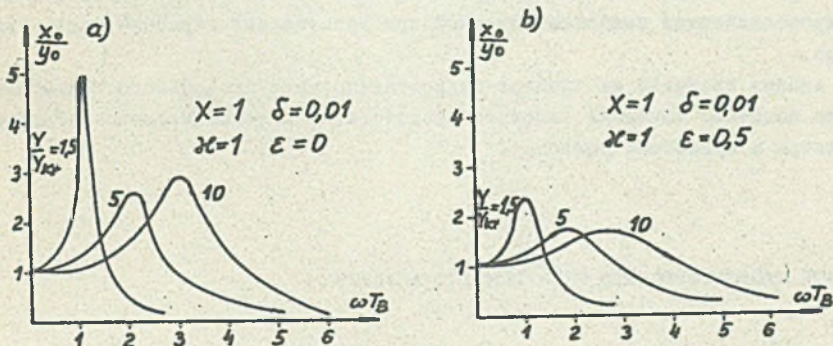


Rys. 2

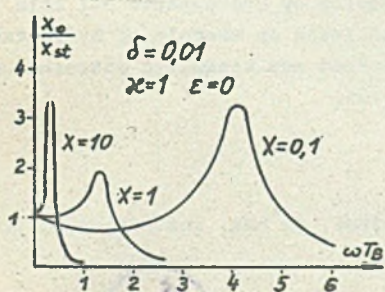
W pracy [2] wykazano, że łożysko (przy przemieszczeniu względnym $\varepsilon = 0$) jest stateczne w sensie pierwszej metody Lapunowa, gdy $Y > Y_{Kr}$, przy czym

$$Y_{Kr} = \frac{-(2\delta+1)X + \sqrt{(2\delta+1)^2 X^2 + 8\delta(2\delta+1)X}}{4\delta(2\delta+1)}$$

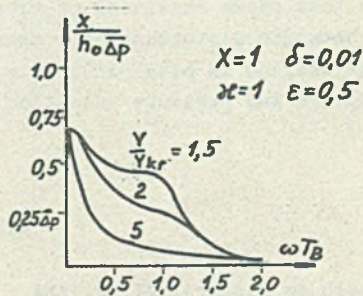
Ze wzrostem parametru Y/Y_{Kr} szybko maleje maksymalna amplituda (rys. 2a) wywołana harmonicznym wymuszeniem siłowym. Mniejszy wpływ na maksymalną amplitudę ma parametr Y/Y_{Kr} dla wymuszenia kinematycznego (rys. 3a). Warunkiem dobrego tłumienia drgań pochodzących od podpory łożyska jest odpowiedni dobór parametru bezwymiarowego ωT_B . W przypadku gdy wał obciążony jest również siłą statyczną ($\varepsilon \neq 0$), wpływ wymuszenia siłowego i kinematycznego podpory jest znacznie mniejszy (rys. 2b, 3b). Wartości maksymalnych amplitud i bezwymiarowych częstości ωT_B , przy których one występują, zależą istotnie od parametru X (rys. 4).



Rys. 3



Rys. 4



Rys. 5

Charakterystykę amplitudową drgań harmonicznnych pochodzących od pulsacji ciśnienia przedstawiono na rys. 5. Dla tego zakłócenia amplituda drgań wału nie wykazuje wzmocnienia i zanika szybko ze wzrostem ωT_B .

LITERATURA

- [1] ZASTEMPOWSKI B.: Przepływ przez szczeliny łożysk hydrostatycznych wzdłużnych w warunkach normalnych i kawitacyjnych. Sympozjon "Modelowanie w Mechanice", Gliwice 1985.
- [2] Zastempowski B.: Stateczność wzdłużnego łożyska hydrostatycznego. "Dynamika 85", Wrocław 1985.
- [3] Zastempowski B.: Wpływ lepkości oleju na sztywność łożysk hydrostatycznych. ZN ATR w Bydgoszczy. Mechanika 27. Bydgoszcz 1985.

О ДЕМПИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ СМАЗОЧНОЙ ПЛЕНКИ

Р е з ю м е

В работе представлена способность демпфировать колебания посредством гидростатической смазочной пленкой при возмущениях гармонического характера.

Анализ проведён на примере гидростатического продольного подшипника. Были испытаны влияния: силового воздействия, кинематического воздействия подпоры и пульсации давления.

ABOUT HYDROSTATIC OIL FILM DUMPING ABILITY

S u m m a r y

In this paper abilities of vibration dumping by hydrostatic oil film with harmonic disturbance are presented. Analysis on example of hydrostatic thrust bearing is made. Influence of the forced and kinematic disturbance of support and pressure pulsation is analysed.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Stefan Miller

Wpłynęło do redakcji 27.XI.1986 r.