

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA  
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH  
W B Y D G O S Z C Z Y

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 40

MECHANIKA

(14)

KRZYSZTOF WERNEROWSKI

DYNAMIKA ŁOŻYSKOWANIA GAZOWEGO WRZECION

B Y D G O S Z C Z - 1976

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA  
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH  
W B Y D G O S Z C Z Y

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 40

MECHANIKA

(14)



2

KRZYSZTOF WERNEROWSKI

DYNAMIKA ŁOŻYSKOWANIA GAZOWEGO WRZECION

B Y D G O S Z C Z - 1976

REDAKTOR NACZELNY

*Zbigniew Kikiewicz*

REDAKTOR NAUKOWY

*Zbigniew Kikiewicz*

REDAKTOR TECHNICZNY

*Ewa Błażejewska*



Wydano za zgodą Rektora  
Akademii Techniczno-Rolniczej  
w Bydgoszczy

WYDAWNICTWO UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ  
W BYDGOSZCZY

## Spis treści

	Strona
1. Wstęp	
1.1. Ogólna charakterystyka .....	5
1.2. Wykaz ważniejszych oznaczeń .....	10
2. Podstawy dynamiki łożysk gazowych .....	14
3. Doświadczalna analiza trybologicznych własności łożysk gazowych	
3.1. Chropowatość .....	33
3.2. Odchyłki położenia i luzy .....	35
3.3. Tarcie .....	38
4. Analiza turboustroju na łożyskach gazowych	
4.1. Model .....	40
4.2. Rozkład ciśnienia .....	41
4.3. Nośność .....	46
5. Możliwość rozszerzenia zakresu statecznej pracy łożysk gazowych	
5.1. Teoretyczna analiza tłumików .....	48
5.2. Badanie tłumienia drgań .....	55
6. Przykłady	
6.1. Gazowe łożyskowania wrzecion szlifierek do otworów.....	73
6.2. Gazowe łożyskowania wrzecion frezarek.....	80
7. Wnioski końcowe .....	84
8. Literatura .....	86



## 1. Wstęp

### 1.1. Ogólna charakterystyka

Poważne zalety łożysk gazowych wynikają głównie z własności lotnego czynnika nośnego. W porównaniu z łożyskami ślizgowymi smarowanymi olejem i tocznymi, łożyska gazowe posiadają szerszy zakres możliwości. Szczególnie korzystne jest zastosowanie łożyskowań powietrznych dla szybkobieżnych wrzecion oraz wałów.

Celem pracy było ustalenie najważniejszych danych potrzebnych do projektowania łożysk gazowych. Szczególnie konieczna była analiza geometrycznych parametrów warstwy nośnej i opracowanie metodyki tłumienia szkodliwych drgań.

Ocenę stanu wiedzy w badanej dziedzinie zrealizowano na podstawie wnikliwego studium literatury [1-106]. Autor stwierdza, że opublikowane prace dotyczą jedynie wybranych zagadnień, głównie czysto teoretycznych. Brak szczegółowych informacji w zakresie geometrycznych parametrów obszaru nośnego. Wyniki analiz stateczności ograniczały się w zasadzie do stwierdzenia, że możliwości spokojnej pracy łożyskowań gazowych są bardzo małe. Tylko w pewnych przypadkach stwierdzono ograniczone możliwości tłumienia szkodliwych drgań. Realizacja oryginalnych badań przez

autora była w pełni uzasadniona.

Rozwiązania łożysk gazowych można podzielić na trzy zasadnicze grupy.

1. W układach aerostatycznych nośność uzyskuje się przez dopływ sprężonego czynnika gazowego do szczeliny między czopem a panwią.
2. Warunek tarcia płynnego drugiej grupy rozwiązań dla bardzo małej wartości współczynnika lepkości łączy się z koniecznością osiągnięcia przez łożyska aerodynamiczne bardzo dużej prędkości.
3. Układy hybrydowe czyli mieszane posiadają dodatkowo cechy pierwszych i drugich rozwiązań. Podczas rozruchu i hamowania łożyska są zasilane sprężonym czynnikiem nośnym, a z chwilą osiągnięcia prędkości krytycznej gazowego tarcia płynnego wystarczy działanie dynamiczne i można odłączyć instalację zasilającą.

Kształty geometryczne roboczych elementów składowych łożysk zasilanych powietrzem, helem lub innym gazem mogą być różne. Najczęściej stosuje się łożyska poprzeczne /promieniowe/ i wzdłużne /oporowe/. W prowadnicach realizujących ruch postępowy występują płaszczyzny nośne dla części stałej i ruchomej. Stosowane są też rozwiązania stożkowe i kuliste.

Zasilanie łożyskowań gazowych sprężonym czynnikiem nośnym realizuje się najczęściej przez dysze. Rozkład ciśnienia jest wyrównany przez komory lub rowki w obszarze nośnym. Dysze końcowe można zastąpić warstwą porowatą, która zapewnia prawie stałe ciśnienie i stosunkowo dużą nośność. Jednak poważne trudności technologiczne wyraźnie ograniczają stosowanie warstw porowatych o właściwej strukturze i odpornych na wykruszanie się elementów. Rozproszenie energii wynikające z oporów tarcia podczas przepływu gazu przez warstwę porowatą jest wyraźne.

Można określić podstawowe zalety łożysk gazowych.

1. Stwierdzono teoretycznie i doświadczalnie, że opory tarcia układów gazowych są bardzo małe i praktycznie mogą być często pominięte.
2. Z wyjątkiem rozruchu i wybiegu łożysk aerodynamicznych oraz losowych bezpośrednich zetknięć się powierzchni nośnych podczas ruchu ustalonego nie występuje zużycie warstw nośnych. Bardzo duża trwałość łożysk gazowych jest ich szczególnie cenną zaletą. Zastosowanie omawianych rozwiązań może przyczynić się do wyraźnego obniżenia kosztów eksploatacyjnych maszyn i urządzeń, których czas ciągłej pracy jest bardzo długi.
3. Wydzielanie się ciepła jest minimalne. Równocześnie występuje naturalne chłodzenie.



4. Stwierdzono, że sztywność warstwy nośnej łożysk gazowych(86) jest zbliżona do wartości uzyskanych dla rozwiązań smarowanych olejem.
5. Łożyska gazowe mogą pracować w niskich i podwyższonych temperaturach od  $-100^{\circ}\text{C}$  do  $+560^{\circ}\text{C}$ .
6. Oszczędności materiałowe w dziedzinie zużycia smarów ciekłych i stałych są w pełni realne.
7. W przemyśle spożywczym oraz w innych dziedzinach techniki ważny jest postulat ograniczenia wszelkich zanieczyszczeń, który dotyczy również smarów z łożysk. Omawiane rozwiązania umożliwiają minimalizację zanieczyszczeń jak również pracę w gazie obojętnym.
8. Ułożyskowania powietrzem mogą również płynnie pracować z bardzo małą prędkością. W ten sposób można wyeliminować szkodliwe zjawisko "stick-slip".
9. Teoretycznie łożyska gazowe dla pracy aerostatyczne lub hybrydowej można produkować z dowolnych materiałów.

Doświadczalnie stwierdzono niebezpieczeństwo losowego chwilowego styku powierzchni nośnych, co wpływa na wzrost wymagań. Łożyska aerodynamiczne są w poważnym stopniu narażone na zużycie cierne podczas ruchu nieustalonego. Do wyrobu łożysk gazowych stosuje się różne materiały od zwykłej stali do warstw ceramicznych.

Odporność łożysk gazowych na promieniowanie jest ważną zaletą w różnych dziedzinach techniki jądrowej.

Ułożyskowania gazowe posiadają też pewne wady.

1. Zakres statecznej pracy jest mały.
2. Sprężanie czynnika nośnego łączy się z pewnym kosztem.
3. Wymagania w zakresie dokładności obróbki powierzchni nośnych są poważne, jednak w zasadzie nie przekraczają możliwości uniwersalnych obrabiarek do metali.
4. Z chwilą zamknięcia dopływu sprężonego powietrza występuje natychmiast zakłócenie pracy łożysk aerostatycznego. Dużą wrażliwość rozwiązań aerostatycznych można zmniejszyć przez zastosowanie elementów automatyki.
5. Sprężony gaz zasilający nośny obszar gazowy musi być starannie oczyszczony i osuszony.

Ogólnie stwierdzono, że zalety przewyższają wady ułożyskowania z gazowym czynnikiem nośnym. Szczególnie dotyczy to pracy w specjalnie trudnych warunkach.

Zastosowanie łożysk gazowych jest bardzo szerokie. Do najważniejszych zaliczamy: turbiny energetyki jądrowej, maszyny włókiennicze, części obrotowe elektronicznych maszyn cyfrowych, obrabiarki, urządzenia precyzyjne itd.

Rozwój nauki i techniki wymaga nowych ułożyskowań o niezawodnej pracy, szczególnie w trudnych warunkach z prędkością obrotową rzędu setek tysięcy obr/min.

## 1.2. Wykaz ważniejszych oznaczeń

$a$	- współczynnik pochłaniania	- bezwymiarowy
$a_p$	- odchyłka równoległości	- $\mu\text{m}$
$a_{rp}$	- rezonansowy współczynnik pochłaniania ustroju perforowanego	- bezwymiarowy
$A_{cr}$	- całkowita chłonność akustyczna tłumika podczas rezonansu	- $\text{m}^2$
$A_o$	- całkowita chłonność dyszy zasilającej	- $\text{m}^2$
$A_k$	- całkowita chłonność komory aerostaty- cznego łożyska wzdłużnego	- $\text{m}^2$
$c$	- średni luz poprzecznego łożyska gazo- wego	- $\mu\text{m}$
$c_{d\acute{z}}$	- prędkość dźwięku	- $\text{ms}^{-2}$
$d$	- średnica wału	- $\text{mm}$
$d_p$	- średnica otworów perforowanej płyty tłumiącej	- $\text{mm}$
$d_H$	- średnica otworu rezonatora Helmholtza	- $\text{mm}$
$D$	- średnica łożyska panwi	- $\text{m}$
$f_d$	- funkcja dławienia	- $\text{N}^{-2} \text{m}^4$
$f_n$	- częstotliwość oktawy o tłumieniu mniej- szym od połowy wartości rezonansowej	- $\text{Hz}$
$f_{ph}$	- funkcja iloczynu ciśnienia i grubości nośnej warstwy gazowej	- bezwymiarowa

$F$	- siła czopa podczas wiru mimośrodowego	- N
$F_b$	- jednostkowa siła bezwładności	- Nm <sup>-3</sup>
$F_m$	- siła panwi łożyska podczas wiru mimośrodowego	- N
$F_s$	- siła sprężystości gazowej warstwy nośnej	- N
$F_p$	- siła tarcia w szyjce rezonatora tłumiącego	- N
$g$	- przyspieszenie ziemskie	- ms <sup>-2</sup>
$h$	- grubość nośnej warstwy gazowej	- m
$h_o$	- początkowa grubość nośnej warstwy gazowej	- m
$h_p$	- grubość warstwy przyściennej	- m
$H$	- wysokość głównej części komory nośnej	- m
$k$	- stała sprężystości	- Nm <sup>-1</sup>
$l$	- zastępcza długość szyjki /otworu/rezonatora	- m
$l_o$	- odległość płyty perforowanej od płaszczyzny oporowej	- m
$l_p$	- grubość płyty perforowanej	- m
$L$	- długość łożyska	- m
$L_R$	- względna długość łożyska	- bezwymiarowa
$m$	- całkowita ruchoma masa turboustroju na łożyskach gazowych	- kg
$m_a$	- masa akustyczna	- kg m <sup>-4</sup>
$M_x, \dots$	- momenty	- Nm
$n$	- prędkość obrotowa wału	- obr min <sup>-1</sup>
$n_p$	- prędkość obrotowa półprędkościowego wiru synchronicznego	- obr min <sup>-1</sup>

$p$	- bezwzględne ciśnienie gazu	- $\text{Nm}^{-2}$
$p_a$	- ciśnienie atmosferyczne	- $\text{Nm}^{-2}$
$p_{ok,k}$	- ciśnienie w komorze nośnej	- $\text{Nm}^{-2}$
$p_{oz,z}$	- ciśnienie czynnika zasilającego	- $\text{Nm}^{-2}$
$p_s$	- chwilowe ciśnienie półprędkościowego wiru synchronicznego	- $\text{Nm}^{-2}$
$p_{wa}$	- względne ciśnienie atmosferyczne	- bezwymiarowe
$P$	- kwadrat ciśnienia	- $\text{N}^2 \text{m}^{-4}$
$P_{ph}$	- iloczyn kwadratów ciśnienia i grubości szczeliny nośnej	- $\text{N}$
$q$	- objętościowe natężenie przepływu	- $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
$r$	- promień czopa	- $\text{mm}$
$R$	- stała gazowa	- $\text{J mol}^{-1} \text{deg}^{-1}$
$S$	- pole przekroju	- $\text{m}^2$
$t$	- czas	- $\text{s}$
$T$	- temperatura bezwzględna	- $\text{deg}$
$u$	- styczna prędkość gazowego łożyska poprzecznego	- $\text{m s}^{-1}$
$v$	- prędkość	- $\text{m s}^{-1}$
$v_p$	- prędkość przepływu powietrza	- $\text{m s}^{-1}$
$V_{ob,...}$	- objętość	- $\text{m}^3$
$W$	- nośność	- $\text{N}$
$W_w$	- względna nośność	- bezwymiarowa

$Z_{j2}$	- wartość akustycznej impedancji jednostkowej materiału pochłaniającego	- $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$
$Z_{jz}$	- chwilowa wartość akustycznej impedancji jednostkowej materiału pochłaniającego	- $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$
$\alpha$	- współrzędna kątowa mimośrodów dla ruchu ustalonego	- rad
$\beta$	- współrzędna kątowa mimośrodu	- rad
$\delta$	- kąt określający położenie promienia aerostatycznego łożyska wzdłużnego	- rad
$\delta$	- mimośród	- $\mu\text{m}$
$\delta_0$	- mimośród początkowy	- $\mu\text{m}$
$\delta_r$	- luz promieniowy	- $\mu\text{m}$
$\varepsilon$	- mimośród względny	- bezwymiarowy
$\varepsilon_{x,y}$	- składowe mimośrodu względnego	- bezwymiarowe
$\eta$	- współczynnik lepkości dynamicznej	- $\text{Ns m}^{-2}$
$\theta$	- kąt aerostatycznego łożyska poprzecznego	- rad
$\kappa$	- wykładnik adiabaty	- bezwymiarowy
$\lambda$	- parametr częstości kołowej	- rad
$\lambda_r$	- długość fali rezonansowej	- m
$\nu$	- współczynnik lepkości kinematycznej	- $\text{m}^2\text{s}^{-1}$
$\xi$	- względny wymiar w kierunku z	- bezwymiarowy
$\rho$	- gęstość powietrza	- $\text{kg m}^{-3}$
$\rho_a$	- gęstość powietrza atmosferycznego	- $\text{kg m}^{-3}$

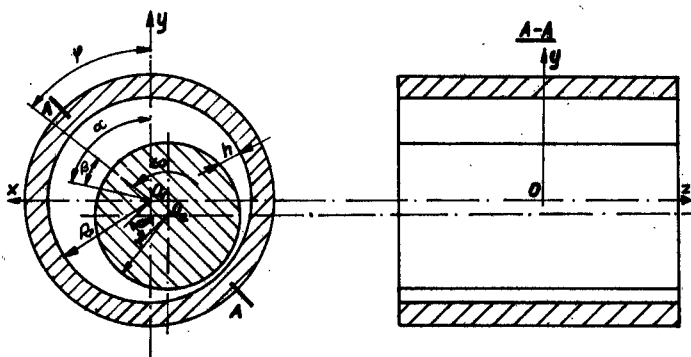
$\rho_0$	- początkowa gęstość powietrza	- $\text{kg m}^{-3}$
$\rho_z$	- gęstość powietrza zasilającego	- $\text{kg m}^{-3}$
$\tau$	- naprężenie styczne	- $\text{Nm}^{-2}$
$\varphi$	- droga kątowna	- rad
$\varphi_n$	- kąt nachylenia ruchomej płaszczyzny czołowej wzdłużnego łożyska gazowego	- rad
$\varphi_0$	- początkowa droga kątowna	- rad
$\varphi_r$	- kąt położenia osi czopa aerodynamicznego łożyska poprzecznego	- rad
$\bar{\phi}$	- kąt rozkładu ciśnienia	- rad
$\psi$	- kąt momentu aerostatycznego łożyska wzdłużnego	- rad
$\omega$	- częstość kołowa lub prędkość kątowna	- $\text{rad s}^{-1}$

## 2. Podstawy dynamiki łożysk gazowych

Działanie analizowanych ułożyskowań jest ściśle uzależnione od przepływu czynnika nośnego.

Rozkład ciśnienia można obliczyć na podstawie równania Reynoldsa

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{1}{12\eta} \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0$$



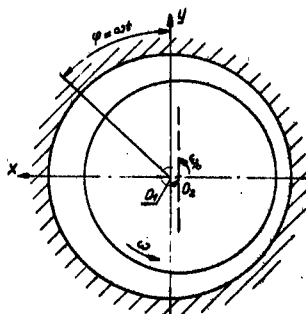
Rys.1. Schemat aerodynamicznego łożyska poprzecznego

Analizowana zależność jest nieliniowa i trudne jest uzyskanie dokładnego rozwiązania. Najczęściej zakłada się dławienie izotermiczne.

K.Hashiguchi i A.Tasuura wykonali analizę bezwymiarowego równania Reynoldsa

$$\frac{\partial}{\partial \alpha} \left| \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial \alpha} \right| + \frac{\partial}{\partial \xi} \left| \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial \xi} \right| - \lambda \left| \frac{\partial \rho h}{\partial \alpha} \right| + \frac{2}{\omega} \left| \frac{\partial \rho h}{\partial t} \right| = 2$$

$$\xi = \frac{x}{R}$$



2a

Rys.2. Schemat wirowania osi czopa poprzecznego łożyska aerodynamicznego



$$\lambda = \frac{\delta \eta \omega}{p_a} \left( \frac{R}{\delta r} \right)^2 \quad 2b$$

$$\frac{r \partial}{\partial t} = \frac{m \partial}{\partial t} - \varphi_0 \frac{\partial}{\partial \beta} \quad 2c$$

Po przekształceniach uzyskano

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \beta} \left( \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial \beta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial \xi} \right) = \quad 3 \\ & = \lambda \left( \frac{\partial \rho h}{\partial \beta} - \frac{2}{\omega} \frac{\partial \rho h}{\partial r} \varphi + \frac{2}{\omega} \frac{m \partial \rho h}{\partial t} \right) \end{aligned}$$

gdzie

$$h = 1 + \delta \cos \beta \quad 3a$$

Przyjęto małe zmiany

$$\Delta \delta < 1 \mu m \quad 4$$

$$\delta = \delta_0 + \Delta \delta \quad 5$$

$$\Delta \varphi < 1' \quad 6$$

$$\varphi = \varphi_0 + \Delta \varphi \quad 7$$

oraz ciśnienie względne

$$p_w = \frac{p}{p_a} \quad 8$$

Ogólna postać rozkładu ciśnienia jest następująca

$$p_w = 1 + \delta_0 p_1(\beta, \xi) + \delta p_2(\beta, \xi, t) + \delta_0 \gamma_1 p_3(\beta, \xi, t) \quad 9$$

Stosując zapis macierzowy i transformację Laplace'a otrzymano

$$p_1 = [A_1 A_2] \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad 10$$

$$\begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} = \frac{\lambda}{1 + \lambda^2} [A_1 A_2] \begin{bmatrix} \cosh \lambda_1 \xi \cos \lambda_2 \xi \\ \sinh \lambda_1 \xi \sin \lambda_2 \xi \end{bmatrix} + \frac{\lambda}{1 + \lambda^2} \begin{bmatrix} -\lambda \\ \lambda \end{bmatrix} \quad 10a$$

$$L_R = \frac{L}{2R_0} \quad 11$$

$$\begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{\sinh^2 \lambda_1 L_R + \cos^2 \lambda_2 L_R} \begin{bmatrix} \lambda & 1 \\ -1 & \lambda \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cosh \lambda_1 L_R \cos \lambda_2 L_R \\ \sinh \lambda_1 L_R \sin \lambda_2 L_R \end{bmatrix} \quad 12$$

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{1 + \lambda^2} + 1} \quad 13a$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{1 + \lambda^2} - 1} \quad 13b$$

Wpływ kąta  $\beta$  określa macierz kolumnowa

$$\begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{bmatrix} \quad 14$$

$$p_2 = [H_1 H_2 H_3 H_4] \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad 15$$

$$\begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \\ H_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_1 - L_2 & L_3 - L_4 \\ -L_2 - L_1 & -L_4 - L_3 \\ L_3 - L_4 & -L_1 - L_2 \\ -L_4 - L_3 & L_2 - L_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \xi \\ C_2 \xi \\ S_1 \xi \\ S_2 \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Z_{11} \\ Z_{12} \\ Z_{21} \\ Z_{22} \end{bmatrix} \quad 15a$$

$$\omega_w = \frac{2\omega\beta}{\omega} \quad 16$$

$$z_{11} = \left[ -(\omega_w^2 - 1) \lambda^4 - (\rho_w^2 + 1) \lambda^2 \right] / T_1 \quad 17$$

$$z_{12} = \left[ \rho(\omega_w^2 - 1) \lambda^3 + \omega_w \lambda \right] / T_1 \quad 18$$

$$z_{22} = (2 \omega_w \lambda^2) / T_1 \quad 19$$

$$z_{21} = \left[ -(\omega_w^2 - 1) \lambda^3 + \lambda \right] / T_1 \quad 20$$

$$T_1 = (\omega_w^2 - 1)^2 \lambda^4 + 2(\omega_w^2 + 1) \lambda^2 + 1 \quad 21$$

$$C_{1\xi} = 0.5(\cosh \lambda_{11} \xi \sin \lambda_{22} \xi + \cosh \lambda_{12} \xi \cos \lambda_{21} \xi) \quad 22a$$

$$C_{2\xi} = 0.5(\sin \lambda_{11} \xi \sin \lambda_{22} \xi - \sinh \lambda_{12} \xi \sin \lambda_{21} \xi) \quad 22b$$

$$S_{1\xi} = 0.5(\sinh \lambda_{11} \xi \sin \lambda_{22} \xi + \sinh \lambda_{12} \xi \sin \lambda_{21} \xi) \quad 23a$$

$$S_{2\xi} = 0.5(\cosh \lambda_{11} \xi \cos \lambda_{22} \xi - \cosh \lambda_{12} \xi \cos \lambda_{21} \xi) \quad 23b$$

$$\lambda_{11} = \xi_1 + \xi_2 \quad 24$$

$$\lambda_{12} = \xi_1 - \xi_2 \quad 25$$

$$\lambda_{21} = \vartheta_1 + \vartheta_2 \quad 26$$

$$\lambda_{22} = \vartheta_1 - \vartheta_2 \quad 27$$

$$\xi_1 = 0.5 \sqrt{[(\lambda_{10} + 1)^2 + (\lambda_{20} + \omega_w \lambda)^2]^{0.5} + \lambda_{10} + 1} \quad 28$$

$$\xi_2 = 0.5 \sqrt{[(\lambda_{10} - 1)^2 + (\lambda_{20} - \omega_w \lambda)^2]^{0.5} - \lambda_{10} - 1} \quad 29$$

$$\vartheta_1 = 0.5 \sqrt{[(\lambda_{10} - 1)^2 + (\lambda_{20} - \omega_w \lambda)^2]^{0.5} + \lambda_{10} - 1} \quad 30$$

$$\vartheta_2 = 0.5 \sqrt{[(\lambda_{10} + 1)^2 + (\lambda_{20} + \omega_w \lambda)^2]^{0.5} - (\lambda_{10} + 1)} \quad 31$$

$$\lambda_{10} = \sqrt{\{T_1^{0.5} + [1 - (1 - \omega_w^2)\lambda^2]\} 12} \quad 32$$

$$\lambda_{20} = \sqrt{\{T_1^{0.5} - [1 + (1 - \omega_w^2)\lambda^2]\} 12} \quad 33$$

$$\begin{bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ L_4 \end{bmatrix} = \frac{1}{Q_w} \begin{bmatrix} Q_1 & Q_2 & 00 \\ -Q_2 & Q_1 & 00 \\ 00 & Q_1 & Q_2 \\ 00 & -Q_2 & Q_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -Z_{11} - Z_{12} & Z_{21} & Z_{22} \\ Z_{12} - Z_{11} - Z_{22} & Z_{21} \\ -Z_{21} & -Z_{22} - Z_{11} - Z_{12} \\ Z_{22} - Z_{21} & Z_{12} - Z_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{1W} \\ C_{2W} \\ S_{1W} \\ S_{2W} \end{bmatrix} \quad 34$$

$$Q_w = Q_1^2 + Q_2^2 \quad 35$$

$$Q_1 = C_{1W}^2 + S_{1W}^2 - (C_{2W}^2 + S_{2W}^2) \quad 36$$

$$Q_2 = 2(C_{1W}C_{2W} + S_{1W}S_{2W}) \quad 37$$

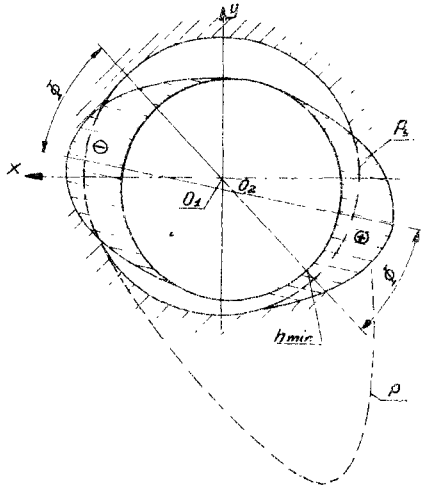
$$\begin{bmatrix} \\ 2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \omega_p t & \cos \beta \\ \sin \omega_p t & \cos \beta \\ \cos \omega_p t & \sin \beta \\ \sin \omega_p t & \sin \beta \end{bmatrix} \quad 38$$

$$P_3 = [I_1, I_2, I_3, I_4] \Gamma_2$$

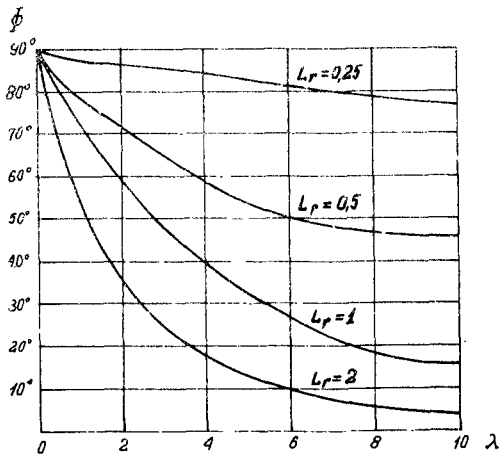
39

Wielkości  $I_1, I_2, \dots$  obliczono podobnie jak składowe wzorów

$P_1, P_2$ .



Rys.3. Rozkład chwilowego  $p_3$  i całkowitego ciśnienia  $p$  w żołytku



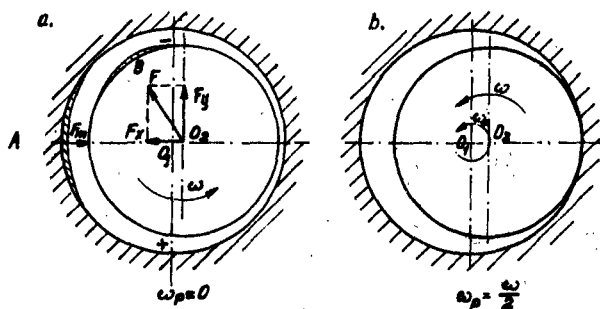
Rys.4. Wpływ parametru  $\lambda$  i względnej długości żołyaska  $L$  na wielkość kąta rozkładu ciśnienia

Następnym istotnym zagadnieniem dla łożyskowań gazowych jest stateczność. Wibracje omawianych układów posiadają specjalny charakter.

Zagadnienie właściwej pracy łożysk gazowych jest bardzo złożone. Szczególnie dotyczy to układów wirujących z bardzo dużą prędkością obrotową  $n$ .

W zwykłych łożyskach smarowanych może występować dodatkowy ruch drgający czopów. Omawiane zjawisko występuje bardzo rzadko i dlatego jest mało znane. Warunkiem pojawienia się dodatkowego ruchu okrężnego czopa jest stosowanie grubej warstwy smaru. Prędkość wirowania środka wału w stosunku do geometrycznej osi łożyska wynosi od  $\frac{\omega}{10}$  do  $\frac{\omega}{3}$ .

Natomiast dodatkowy ruch drgający jest stałym zagrożeniem podczas eksploatacji łożyskowań gazowych. Wobec stosunkowo małej lepkości gazowego czynnika nośnego prędkość środka wału osiąga szybko wartość  $\frac{\omega}{2}$ .



Rys.5. Schemat powstawania połówkowego ruchu synchronicznego poprzecznego łożyska gazowego; a-początek dodatkowego ruchu okresowego, b-dodatkowy ruch wału

Mechanizm powstawania połówkowego wiru /half-speed-whirl/ synchronicznego /rys.5/ jest złożony. Początek drgań łączy się z przyczyną losową. Każde rzeczywiste łożysko gazowe jest wykonane z pewną tolerancją /np. chropowatość może być rzędu 2  $\mu\text{m}$ /. Na rysunku 5 przyjęto, że kształt w obszarach A i B wykazuje pewne odstępstwo od kołowego i tworzy się w pewnej chwili szczelina. Wówczas pojawia się pewna asymetria obciążenia z siłą  $F_m$ , która zmusza punkt  $O_1$  do ruchu w lewo. Mimośród początkowy jest więc przyczyną tworzenia się klina smarnego ze strefami nadciśnienia /+/ i podciśnienia /-/.

Składowe siły  $F_x$  i  $F_y$  są proporcjonalne do wartości mimośrodu. Siła  $F$  jest przyczyną ruchu punktu  $O_1$  po spirali ze wzrastającą prędkością kątową.

Analiza nośności łożyska gazowego została wykonana przez autora metodą numeryczną.

W celu wyrównania rozkładu ciśnienia i tym samym podwyższenia nośności stosuje się komory nośne.

Pominięto mały wpływ prędkości obwodowej i tym samym analizowane równanie łożyska aerostatycznego jest następujące

$$\frac{\partial}{\partial x} / \frac{g h^3}{2} \frac{\partial p}{\partial x} / + \frac{\partial}{\partial y} / \frac{g h^3}{2} \frac{\partial p}{\partial y} / = 0 \quad 40$$

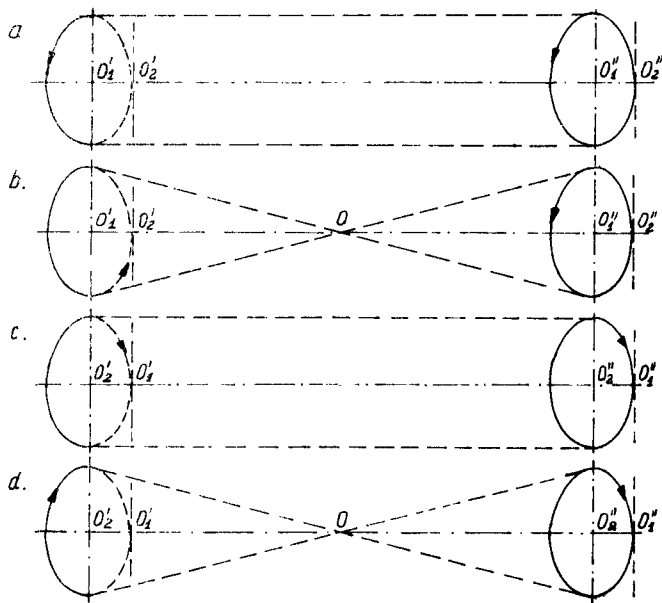
Wprowadzono oznaczenia

$$P = p^2 \quad 41$$

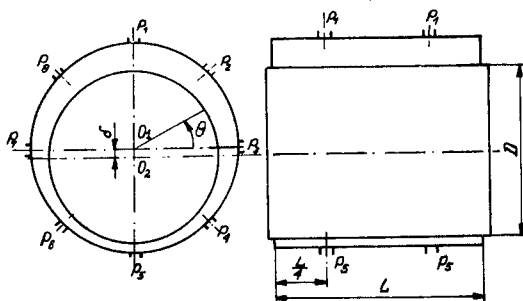
1 dla  $\eta = \text{const.}$  uzyskano uproszczoną postać

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\Sigma}{h} \frac{\partial P}{\partial y} \frac{dh}{dy} = 0$$

42



Rys.6. Możliwości połówkowego ruchu synchronicznego:  
a/ cylindryczny wału, b/ stożkowy wału, c/ cylindryczny łożyska, d/ stożkowy łożyska



Rys.7. Schemat aerostaticznego łożyska poprzecznego



Równanie 42 przyjmuje postać różnicową, jeżeli uwzględni się schemat przedstawiony na rysunku 9.

$$P_{i,j} = \frac{1}{4} (P_{i+1,j} + P_{i-1,j} + P_{i,j-1} + P_{i,j+1}) + \frac{3}{16} \left( \frac{h_{j+1} - h_{j-1}}{h_j} \right) (P_{i,j+1} - P_{i,j-1}) \quad 43$$

Pierwiastkując wyniki obliczeń numerycznych określono zmiany ciśnienia p. Uzyskane wartości są podstawą obliczeń nośności

$$W = 2 \int_0^{\frac{L}{2}} \int_0^{2\pi} (\rho - \rho_0) \omega \theta d\theta dx \quad 44$$

Korzystne jest przedstawienie omawianej wielkości w postaci bezwymiarowej

$$W_w = \frac{W}{LD(\rho_2 - \rho_0)} \quad 45$$

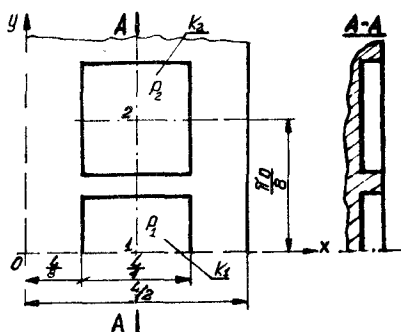
Parametr ciśnieniowy aerostaticznego łożyska poprzecznego jest następujący

$$\Lambda_a = \frac{48 C_{da} A_0 \eta (kg g_2)^{\frac{1}{2}} \rho_2}{g_a \delta_r^3 \rho_2^{\frac{1}{2}}} \quad 46$$

Uwzględnia się też wpływ mimosrodu względnego

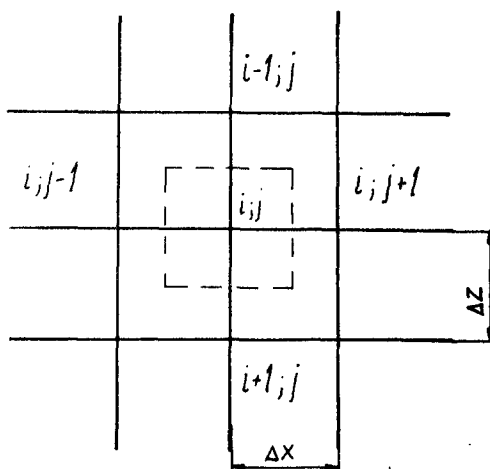
$$\varepsilon = \frac{e}{\delta_r} \quad 47$$

Wyniki szczegółowych obliczeń dla wybranego łożyska przedstawiono na rysunku 10.

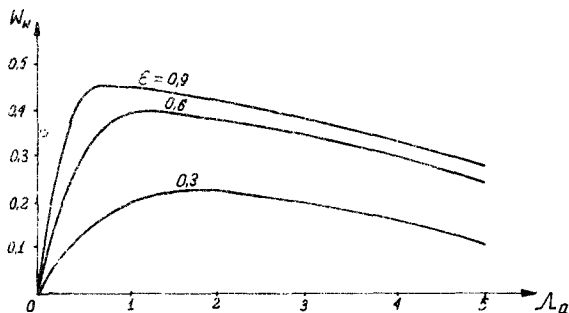


Rys.8. Rozwinięcie powierzchni panwi aerostaticznego łożyska poprzecznego: 1,2- otwory,  $k_1, k_2$  - komory nośne

Dla elektronicznych maszyn cyfrowych korzystne jest przekształcenie równania różniczkowego o pochodnych cząstkowych do postaci różniczkowej.



Rys.9. Schemat iteracji obszaru nośnego aerostaticznego łożyska poprzecznego



Rys.10. Nośność aerostaticznego łożyska poprzecznego dla

$$P_{wa} = 0,2; \quad \frac{L}{D} = 1,05$$

Teoria równania Reynoldsa nie jest zamknięta i tym samym znaczenie metod przybliżonych jest stale aktualne. Podczas obliczeń ułożyskowań gazowych stosuje się tylko analizę, której wyniki są bardzo zbliżone do rzeczywistości. Metoda Galerkinia [32] umożliwia określenie głównych wielkości mechanicznych aerostaticznego łożyska wzdłużnego. Zastosowano równocześnie transformację

$$P_h = p^2 h^2 \quad 48$$

W celu uzyskania bezwymiarowych wartości promienia przyjęto  $R = 1$ . Stosowanie komory o promieniu  $r_k$  podwyższa ogólną nośność aerostaticznego łożyska wzdłużnego.

Charakterystyczny wymiar szczeliny jest funkcją geometryczną

$$h = 1 + k_k r \cos \varphi \quad 49$$

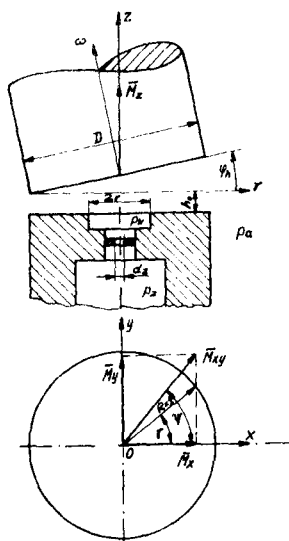
$$k_h = \frac{r_0 \operatorname{tg} \varphi_0}{h_0} \quad 50$$

Analizę równania Reynoldsa

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left( r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 p \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \Lambda_w^2 \frac{\partial p h}{\partial y} \quad 51$$

$$\Lambda_w = \frac{6 \eta \omega r^2}{p_0 h_0^2} \quad 52$$

wykonano metodą Galerkina. Badaną funkcję  $p_h$  aproksymuje się zależnością



Rys.11. Schemat aerostatycznego łożyska wsdkużnego

$$P_h^* = P_h - f_r h^2 \quad 53$$

$$P_h = P h^2 + P_h \quad 54$$

Pomocnicza funkcja może być określona szeregiem

$$P_h^* = \sum_{k=0}^{\infty} f_k(r) (a_k \sinh^k r + b_k \cosh^k r) \quad 55$$

$$f_k(r_k) = f_k(r_n = 1) = 0 \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \quad 56$$

Następnie analizuje się cały obszar

$$\int_{r_k}^1 \int_0^{2\pi} \left[ h \left( r^2 \frac{\partial^2}{\partial r^2} + r \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r^2} \right) - r^2 \frac{\partial h}{\partial r} \frac{\partial}{\partial r} - \frac{\partial h}{\partial r} \frac{\partial}{\partial r} - \frac{A_w}{\sqrt{P_{h\omega}}} r^2 \frac{\partial}{\partial r} \right] \cdot 57$$

$$f_k \left\{ \begin{array}{l} \sin k r^2 \\ \cos k r^2 \end{array} \right\} d r^2 = 0$$

Uwzględniono też dławienie

$$0,5 r b c_1 - (P_k^2 - P_a^2) \left\{ 2 \left[ \ln \frac{r_n^2 (1 + 1,5 k^2)}{1 + 1,5 k^2 r_n^2} \right]^{-1} - m_p^2 (1 - P_{z0}^4)^{-\frac{1}{2}} \right\} = m_{pfd} \quad 58$$

$$f_d = (1 - P_{z0}^2 P_a^2) (1 - P_{z0}^4)^{-\frac{1}{2}} \quad 59$$

Ostatecznie ciśnienie jest następującą funkcją

$$p = \frac{\sqrt{P_h}}{h} \quad 60$$

Momenty wynikają z funkcji rozkładu ciśnienia

$$M_x = \frac{1}{\pi} \int_0^1 \int_0^{2\pi} p r^2 \sin \gamma \, dr d\gamma \quad 61$$

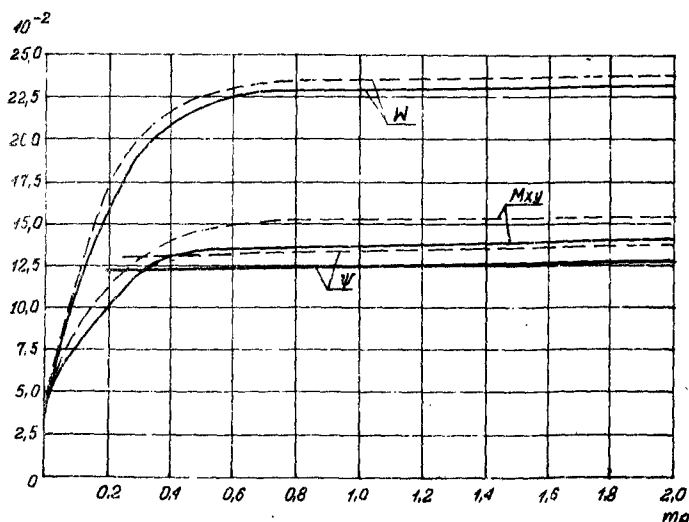
$$M_y = -\frac{1}{\pi} \int_0^1 \int_0^{2\pi} p r^2 \cos \gamma \, dr d\gamma \quad 62$$

$$M_z = -\frac{1}{2\pi} \int_0^1 \int_0^{2\pi} r \left( h \frac{\partial p}{\partial r} - \Lambda_w \frac{r^2}{3h} \right) dr d\gamma \quad 63$$

$$M_{xy} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad 64$$

Podstawowym parametrem wzdłużnego łożyska gazowego jest nośność

$$W = 2\pi \int_0^{\frac{D}{2}} p r \, dr \quad 65$$



Rys.12. Wpływ parametru  $m_p$  na wartość momentu  $M_{xy}$ , nośność  $W$  oraz kąta  $\psi$  wzdłużnego łożyska gazowego,  $\nu=0,3$ ;  $\Lambda_w=5$ ; rozwiązanie numeryczne - linia kreskowa

Wyniki metody Galerkina są wystarczające dla wielu łożysk gazowych.

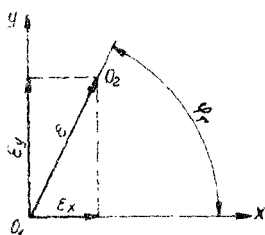
Autor zastosował dokładniejszą liniową teorię [94] typu p.h.

Analiza dotyczy poprzecznego, dynamicznego łożyska gazowego.

Równanie Reynoldsa przyjmuje postać

66

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \rho h^3 \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \rho h^3 \frac{\partial \rho}{\partial \xi} \right) = 6\eta \rho^2 \left( \omega \frac{\partial \rho h}{\partial \varphi} + z \frac{\partial \rho h}{\partial t} \right)$$



Rys. 13. Schemat mimośrodowo poprzecznego łożyska gazowego

$$h = c (1 - \varepsilon_x \cos \varphi_r + \varepsilon_y \sin \varphi_r)$$

67

oraz wielkości

$$\frac{p}{p_0 c} = \frac{\rho h}{\rho_0 c} \quad 68$$

$$-\frac{L}{D} \leq \xi \leq \frac{L}{D} \quad 69$$

$$\Lambda_p = \frac{6\eta \omega R^2}{\rho_0 c^2} \quad 70$$

otrzymano równanie bezwymiarowe

71

$$\frac{\partial^2 f_{ph}}{\partial \varphi_r^2} + \frac{\partial^2 f_{ph}}{\partial \xi^2} - \Lambda_p \frac{\partial f_{ph}}{\partial \varphi_r} - \frac{\Lambda_p}{\omega} \frac{\partial f_{ph}}{\partial t} = \varepsilon_x \cos \varphi_r + \varepsilon_y \sin \varphi_r$$

Rozwiązanie jest następujące

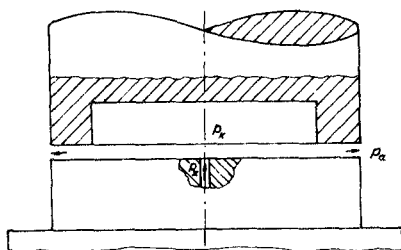
$$f_{ph} = 1 + 0,5 \left[ 1 + 0,5 \left( \cos \frac{\omega t}{2} \cos \varphi_r + \sin \frac{\omega t}{2} \sin \varphi_r \right) \exp \left( -\frac{\omega t}{2 \lambda_p} \right) \right] \quad 72$$

Na podstawie 94 dla średniego położenia czopa  $\frac{h}{c} = 1$  otrzymano

$$P = P_0 \left[ 1 + 0,5 \left( \cos \frac{\omega t}{2} \cos \varphi_r + \sin \frac{\omega t}{2} \sin \varphi_r \right) \exp \left( -\frac{\omega t}{2 \lambda_p} \right) \right] \quad 73$$

Rozkład ciśnienia wzdłużnego łożyska aerostaticznego obliczył autor na podstawie równania Naviera-Stokesa

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{F}_b - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \Delta \vec{v} + \frac{1}{3} \text{grad} (\text{div } \vec{v}) \quad 74$$



Rys.14. Aerostaticzne łożyska wzdłużne z górną komorą nośną

Dla środkowej komory nośnej  $P = P_h - \text{const.}$

Po przekształceniach można uzyskać zależność

$$g \omega^2 r + \frac{\partial p}{\partial r} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad 75$$



Uwzględniając ciągłość przepływu uzyskano

$$P = \sqrt{P_k^2 - \left[ (P_k^2 - P_a^2) \frac{\ln \frac{r}{r_k}}{\ln \frac{R}{r_k}} + C_v \omega^2 r^2 \right]} \quad 76$$

$$r_k \leq r \leq R \quad 77$$

Nośność analizowanego łożyska wzdłużnego określona jest wzorem

$$W = P_k A_k + 2\pi \int_{r_k}^R p r dr - P_a A \quad 78$$

Zgodność wyników analitycznych i doświadczalnych jest dobra i wynosi około 2 %.

Przedstawione metody obliczeń ciśnienia nawiązują głównie do równania Reynoldsa lub Naviera - Stokesa. Poważna liczba publikacji w skali światowej świadczy o wadze problemu i stopniu trudności.

Dobre wyniki zapewnia teoria ph oraz metoda numeryczna.

Cytowane oraz samodzielnie zrealizowane obliczenia są kolejnym etapem zbliżającym stopień dokładności teoretycznego rozwiązania do wyników prac doświadczalnych.

### 3. Doświadczalna analiza trybologicznych własności łożysk

#### 3.1. Chropowatość

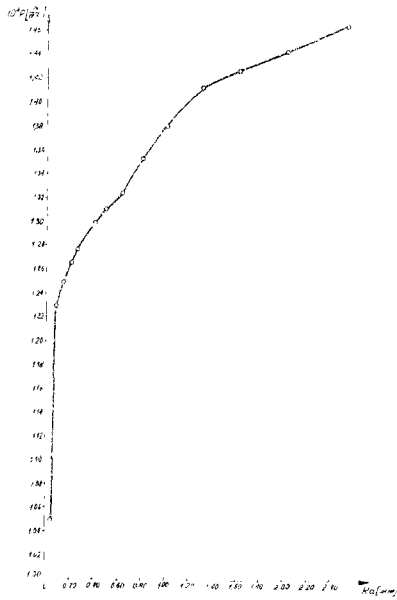
Geometryczne parametry nierówności powierzchni przyjmują wartości od  $10^{-1}$  do  $10 \mu\text{m}$  i posiadają bezpośredni wpływ na opory przepływu. Zagadnienie właściwego doboru chropowatości łączy się z warunkiem tarcia płynnego oraz ilością zużywanego czynnika nośnego.

Autor zrealizował prace badawcze określające wpływ średniego arytmetycznego odchylenia profilu  $R_a$  na próg nośności, czyli warunek tarcia płynnego /rys.15/ oraz zużycie sprężonego powietrza /rys.16/. Stwierdzono, że dla  $R_a >$  około  $0,2 \mu\text{m}$  występuje pogorszenie wskaźników. Dla porównania można ocenić podaną wielkość średniego arytmetycznego odchylenia z wartością  $R_a = 0,04 \mu\text{m}$ , która jest wymagana podczas obróbki łożysk tocznych.

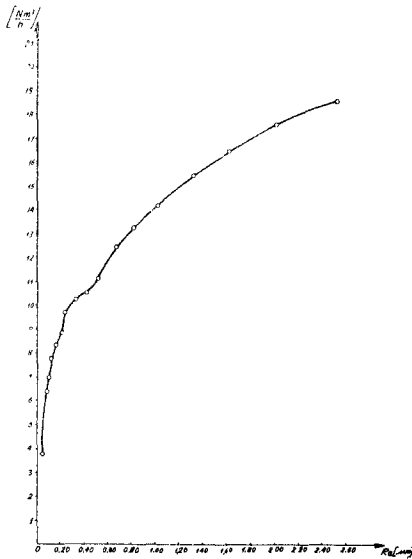
Tablica 1

#### Optymalne parametry chropowatości

Składowe pary kinematycznej	$R_a$	$R_z$
	$\mu\text{m}$	
wałek	0,4- 0,8	0,08 - 0,16
panew łożyska gazowego	0,8- 1,6	0,16 - 0,32



Rys.15. Zależność ciśnienia progu nośności od średniego arytmetycznego odchylenia profilu dla wzdłużnego łożyska powietrznego o średnicy  $d = 35$  mm i obciążeniu 9 N



Rys.16. Zużycie sprężonego powietrza w postaci funkcji zależnej od parametru chropowatości  $R_a$  dla łożyska wzdłużnego o średnicy  $d = 35$  mm i obciążeniu 9 N

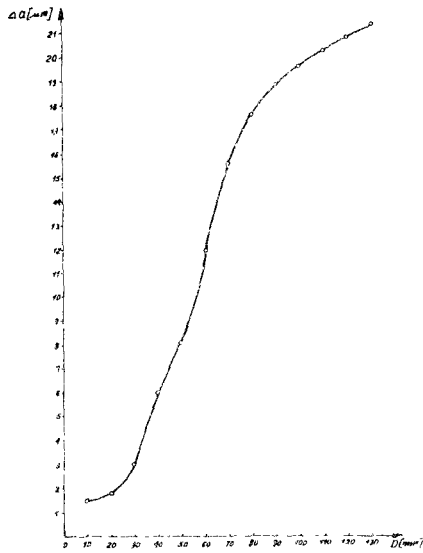
### 3.2. Odchyłki położenia i luzy

Wysokość obszaru nośnego łożyska gazowego jest rzędu kilku um. Wszystkie zmiany położenia muszą być zawarte w podanych granicach. Równocześnie autor stwierdził, że bardzo małe zmiany przekroju lub kształtu /np. położenie ukośne/ szczeliny nośnej posiadają bardzo duży wpływ na przepływ gazów. Błędy geometryczne łączą się ze stopniem wyważenia dynamicznego oraz początkowym wymuszeniem charakterystycznego połówkowego ruchu synchronicznego przepływu wewnętrznego czynnika nośnego. Zagadnienie doboru właściwych odchyłek położenia i luzów łożysk powietrznych jest więc bardzo ważne.

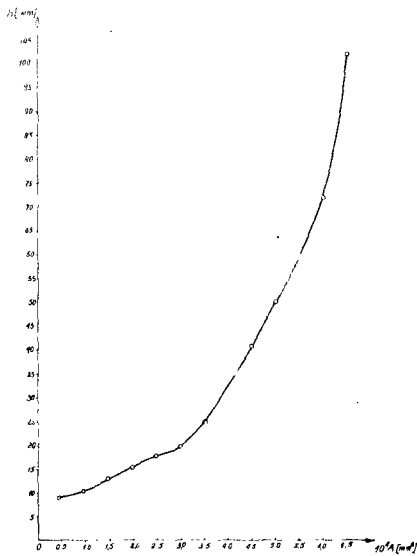
Analiza teoretyczna i doświadczalna zrealizowana przez autora wykazała, że istnieje określone optimum luzów, które wynika głównie z odchyłek i warunku tarcia płynnego. Dalsze powiększenie luzów nie polepsza pracy łożyska, lecz wręcz odwrotnie, łączy się z większym zużyciem sprężonego czynnika nośnego i mniejszą statecznością.

Przepływ gazów jest ściśle uzależniony od równoległości płaszczyzn roboczych łożyska wzdłużnego /rys.17/.

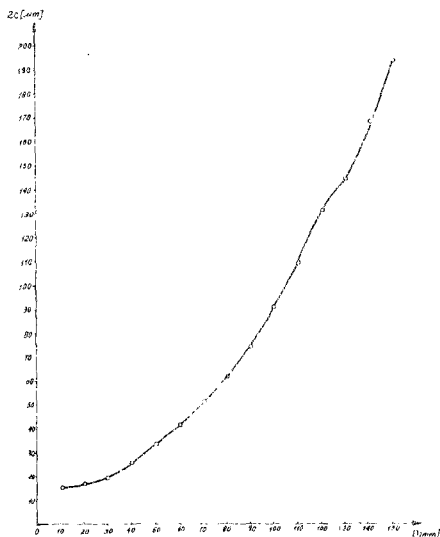
Do najważniejszych wielkości ścisłej geometrii łożysk gazowych zaliczane są luzy. Dla rozwiązań wzdłużnych /rys. 18 / wskaźnikiem geometrycznym jest grubość szczeliny nośnej  $h$  jako funkcja powierzchni. W przypadku gazowych łożysk poprzecznych /rys. 19/ właściwa jest analiza luzów średnicowych.



Rys. 17. Błędy równoległości płaszczyzn roboczych łożyska wzdłużnego



Rys. 18. Luzy wzdłużnych łożysk gazowych



Rys.19. Luzy średnicowe poprzecznych łożysk gazowych

Dopuszczalne wartości luzów porównywalnych łożysk wzdłuż - nych i poprzecznych są w pewnym stopniu wyższe dla pierwszych.

Wyniki badań doświadczalnych posiadają znaczenie praktycz - ne. Na podstawie wykresów można dobierać tolerancje. Z punktu widzenia technologii korzystniejsze są znormalizowane toleran - cje i pasowania łożysk gazowych. Możliwości w tej dziedzinie są wyraźnie ograniczone. Stwierdzono doświadczalnie, że można wy - konywać otwory panwi w 6 kl. dokładności, a czopy w 5. Dla pew - nych przypadków obciążeń można stosować pasowanie obrotowe cias - ne H6/g5.

## 3.3. Tarcie

Najczęściej stosowanym czynnikiem nośnym jest suche powietrze o składzie objętościowym: 78,13 % azotu, 20,90 % tlenu, 0,94 % argonu, około 0,03 % dwutlenku węgla oraz bardzo mała ilość wodoru, neonu, helu, kryptonu i ksenonu. Bardzo istotną cechą wymienionej mieszaniny gazów jest znikoma wartość współczynnika lepkości.

Zależność jego od temperatury określona jest wzorem

$$\eta \approx \sqrt{T} \quad 79$$

Uszczelniający wpływ tarcia wynika z rozkładu prędkości /rys.20/ czynnika nośnego w stosunkowo cienkiej warstwie przyściennej.

Miernikiem oporu lepkiego jest naprężenie styczne

$$\tau = \eta \frac{\partial v}{\partial n_r} \quad 80$$

Grubość warstwy przyściennej dla przepływu laminarnego jest określona wzorem

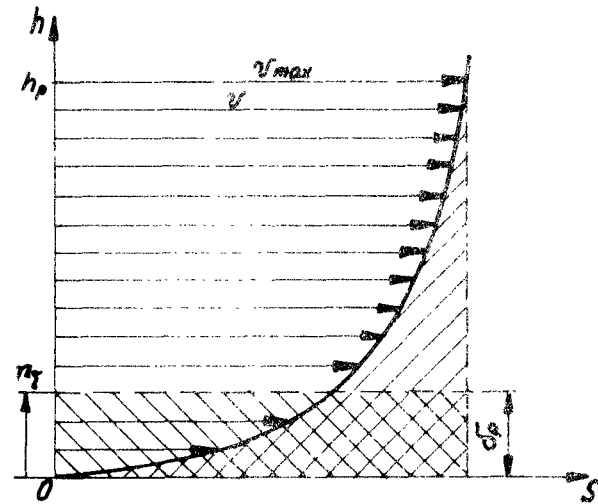
$$h_p = C_h \sqrt{\nu} \quad 81$$

dla powietrza  $h_p \approx 0,4$  mm.

Analiza łożysk gazowych łączy się z dokładnym określeniem grubości warstwy przyściennej. Istotne jest też obliczenie zastępczej grubości warstwy zmniejszenia natężenia przepływu

$$\delta_p = \int_0^{h_p} \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right) dz$$

82



Rys.20. Schemat zmian prędkości

W rozwiązaniach konstrukcyjnych łożysk gazowych grubość obszaru uszczelniającego nie powinna być większa od wysokości obszaru brzegowego.

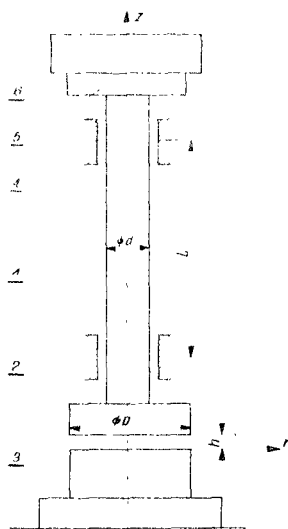
Analizując wykresy prędkości /rys.20/ oraz wyniki badań doświadczalnych /rys.17-29/ stwierdzono, że dla łożysk o średnicach rzędu  $\phi$  10-100 mm najintensywniejszy gradient prędkości występuje dla grubości szczeliny nośnej do 0,03 mm. Wobec tego w obszarach uszczelniających dla wymienionego zakresu średnic zalecane są luzy rzędu 10-30  $\mu\text{m}$ .



## 4. Analiza wrzeciona na łożyskach gazowych

## 4.1. Model

Rzeczywiste kształty wrzeciennika łożyskowanego powietrzem zostały zredukowane do równoważnych modelowych części. Wielostopniowy wał zastąpiono walcem itp.



Rys.21. Schemat pionowego wrzeciona na łożyskach gazowych z napędem turbinowym; 1- wrzeciono, 2- górna część głównego łożyska wzdłużnego, 3- dolna część głównego łożyska wzdłużnego, 4- łożysko poprzeczne, 5- wirnik turbiny, 6- obciążenie wzdłużne

Wrzeciono 1 jest bardzo sztywne w kierunku poprzecznym. Wobec tego można pominąć ewentualne drgania giętne. Łożyska poprzeczne 4 są wykonane starannie. Wydzielenie ułożyskowania wzdłużnego 2,3 zapewnia możliwość dokładnej analizy teoretycznej i doświadczalnej.

Wirnik 5 umożliwia napęd bez dodatkowego naciągu pasa. Obciążenie 6 można zmieniać. Całość stanowi układ w poważnym stopniu izolowany od wpływu dodatkowych czynników zewnętrznych.

Opracowany model jest podstawą analizy najważniejszych parametrów pionowego wrzeciennika na łożyskach gazowych z turbiniowym napędem przepływowym.

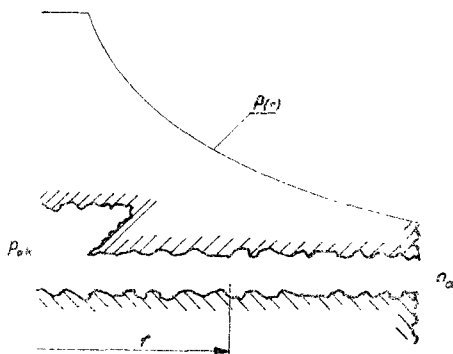
#### 4.2. Rozkład ciśnienia

Analizę spadku wartości bezwzględnego ciśnienia w uszczelniającym obszarze brzegowym zrealizował autor. Spadek ten wynika głównie z przyspieszenia normalnego i tarcia lepkiego.

$$\frac{\partial p}{\partial r} + p \frac{g_0}{p_a} \omega^2 r + \frac{6 \eta g_r}{\pi z^3 r} = 0 \quad 83$$

Zmiany ciśnienia w komorze środkowej wzdłużnego łożyska powietrznego są bardzo małe, czyli  $p_k = \text{const.}$

W każdym rzeczywistym łożysku gazowym grubość  $z$  jest stosunkowo mała /rzędu 10  $\mu\text{m}$ /.



Rys.22. Uszczelniający obszar brzegowy

Wielkości liczbowe parametrów geometrycznych chropowatości i błędy równoległości powierzchni są zbliżone do wartości wymiaru poprzecznego warstwy nośnej. Przepływ czynnika gazowego rzeczywistego rozwiązania różni się od teoretycznego. Obniżenie wartości  $z$  łączy się powiększaniem wpływu wykonania szczeliny nośnej na rozkład ciśnienia.

Autor stwierdził doświadczalnie, że wartość wymiaru osiowego należy zastąpić iloczynem

$$z = z_0 \cdot k_d \quad 84$$

który podstawiono do równania 83

$$\frac{\partial p}{\partial r} + p \frac{S_0}{\rho_a} \omega^2 r + \frac{\delta \eta q_r}{\pi (z_0 k_d)^3 r} = 0 \quad 85$$

Przedstawioną zależność rozwiązano numerycznie na elektronicznej maszynie cyfrowej.

Dane liczbowe:

$$p_{ok} = 1,46325 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$p_a = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\rho_o = 1,29 \text{ kg/m}^3$$

$$\omega = 1,2 \cdot 10^3 \text{ rad/s}$$

$$\eta = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

$$q_r = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$z_o = 28 \text{ }\mu\text{m}$$

$$k_d = 1,54$$

Uzyskane wartości liczbowe posiadają znaczenie dla szcze-  
gółowego określenia zmian ciśnienia wzdłużnego łożyska gazowe-  
go. Jednak dla analizy ogólnej tablica nie wystarcza.

Wyprowadzono wzór doświadczalny. Okazało się, że funkcja  
paraboliczna bardzo dokładnie przedstawia rozkład ciśnienia w  
obszarze

$$r_k \leq r \leq R, \quad / \pm 1 \%/ \quad 86$$

$$p = C_{b1} r^2 - C_{b2} r + C_{b3} \quad \text{N/m}^2 \quad 87$$

Dla analizowanego łożyska wartości stałych są następujące:

$$C_{b1} = 1,49164 \cdot 10^8 \text{ N/m}^4, \quad C_{b2} = 8,97492 \cdot 10^6 \text{ N/m}^3$$

$$C_{b3} = 2,211578 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

## Zmiany ciśnienia w obszarze brzegowym

r	p	r	p
cm	$10^5 \text{ N/m}^2$	cm	$10^5 \text{ N/m}^2$
1,0 0	1,46 3250	1,2 4	1,32 4211
1,0 1	1,45 6823	1,2 5	1,31 9015
1,0 2	1,45 0460	1,2 6	1,31 3860
1,0 3	1,44 4157	1,2 7	1,30 8745
1,0 4	1,43 7916	1,2 8	1,30 3670
1,0 5	1,43 1733	1,2 9	1,29 8634
1,0 6	1,42 5609	1,3 0	1,29 3637
1,0 7	1,41 9542	1,3 1	1,28 8677
1,0 8	1,41 3531	1,3 2	1,28 3755
1,0 9	1,40 7575	1,3 3	1,27 8870
1,1 0	1,40 1673	1,3 4	1,27 4021
1,1 1	1,39 5824	1,3 5	1,26 9208
1,1 2	1,39 0028	1,3 6	1,26 4429
1,1 3	1,38 4282	1,3 7	1,25 9686
1,1 4	1,37 8586	1,3 8	1,25 4977
1,1 5	1,37 2940	1,3 9	1,25 0301
1,1 6	1,36 7342	1,4 0	1,24 5658
1,1 7	1,36 1792	1,4 1	1,24 1049
1,1 8	1,35 6289	1,4 2	1,23 6471
1,1 9	1,35 0832	1,4 3	1,23 1925
1,2 0	1,34 5420	1,4 4	1,22 7411
1,2 1	1,34 0053	1,4 5	1,22 2927
1,2 2	1,35 4730	1,4 6	1,21 8474
1,2 3	1,32 9449	1,4 7	1,21 4051

r	P	r	P
cm	$10^5 \text{ N/m}^2$	cm	$10^5 \text{ N/m}^2$
1,4 8	1,20 9658	1,7 5	1,10 0958
1,4 9	1,20 5294	1,7 6	1,09 7259
1,5 0	1,20 0959	1,7 7	1,09 3578
1,5 1	1,19 6652	1,7 8	1,08 9919
1,5 2	1,19 2374	1,7 9	1,08 6280
1,5 3	1,18 8123	1,8 0	1,08 2661
1,5 4	1,18 3899	1,8 1	1,07 9062
1,5 5	1,17 9703	1,8 2	1,07 5483
1,5 6	1,17 5533	1,8 3	1,07 1922
1,5 7	1,17 1390	1,8 4	1,06 8321
1,5 8	1,16 727	1,8 5	1,06 4859
1,5 9	1,16 3180	1,8 6	1,06 1356
1,6 0	1,15 9114	1,8 7	1,05 7871
1,6 1	1,15 5073	1,8 8	1,05 4404
1,6 2	1,15 1056	1,8 9	1,05 0956
1,6 3	1,14 7064	1,9 0	1,04 7525
1,6 4	1,14 3096	1,9 1	1,04 4113
1,6 5	1,13 9151	1,9 2	1,04 0717
1,6 6	1,13 5231	1,9 3	1,03 7340
1,6 7	1,13 1333	1,9 4	1,03 3979
1,6 8	1,12 7459	1,9 5	1,03 0635
1,6 9	1,12 3607	1,9 6	1,02 7309
1,7 0	1,11 9777	1,9 7	1,02 3998
1,7 1	1,11 5970	1,9 8	1,02 0705
1,7 2	1,11 2185	1,9 9	1,01 7428
1,7 3	1,10 8421	2,0 0	1,01 4166
1,7 4	1,10 4679		

Charakter rozkładu ciśnienia posiada decydujące znaczenie dla konstrukcji wzdłużnego łożyska gazowego. Głównym zadaniem jest uzyskanie możliwie wysokiej wartości średniego ciśnienia w obszarze nośnym. Uwzględnia się stałą wartość  $p_{ok}$  w komorze środkowej i spadek w obszarze brzegowym. Duża szerokość części uszczelniającej zapewnia stosunkowo wysokie ciśnienie w komorze nośnej. Natomiast średnia wartość dla obszaru brzegowego jest wówczas mała. Celem jest możliwie duża komora środka o wysokim  $p_{ok}$ . Równocześnie uzyskanie poważnej wartości promienia komory i dużego ciśnienia wzajemnie się wyklucza. Spełnienie pierwszego postulatu wymaga małego obszaru brzegowego i tym samym obniża się wartość  $p_{ok}$ . Wzrost komory łączy się też z problemem stateczności wzdłużnego łożyska gazowego. Powiększenie masy gazu w obszarze środkowym zwiększa niebezpieczeństwo pojawienia się drgań i tym samym zmniejsza się zakres spokojnej pracy. Należy zawsze określić optimum rozkładu ciśnienia, które zapewnia dużą wartość średniego ciśnienia i wystarczającą stateczność. Łożyska opracowane przez autora spełniają wymienione postulaty.

#### 4.3. Nośność

Głównym parametrem technologicznym każdego łożyska jest nośność. Wynika ona głównie z rozkładu ciśnienia i powierzchni nośnej.

$$W = \int_{(A)} \rho(A) dA \quad 88$$

Na podstawie uzyskanego rozkładu 87 i geometrii wzdłuż -  
nego łóżyska gazowego określono

$$W = \pi \left[ r_{ok}^2 \rho_a + \int_{r_{ok}}^R (C_{b1} r^2 - C_{b2} r + C_{b3}) r dr - R^2 \rho_a \right] \quad 89$$

Po całkowaniu zależność jest następująca

$$W = \pi \left[ r_{ok}^2 \rho_a + C_{w1} (R - r_{ok}) - C_{w2} (R^2 - r_{ok}^2) + C_{b3} (R^2 - r_{ok}^2) - R^2 \rho_a \right] \quad 90$$

gdzie:

$$C_{w1} = \frac{C_{b1}}{2} \quad 91$$

$$C_{w2} = \frac{2}{3} C_{b2} \quad 92$$

Wartości stałych dla analizowanego łóżyska gazowego wy -  
nikają z rozkładu ciśnienia

$$C_{w1} = 7,46 \cdot 10^7 \frac{N}{m^4}$$

$$C_{w2} = 5,98 \cdot 10^6 \frac{N}{m^3}$$

Graniczne ciśnienia łączą się z działaniem komory oraz  
atmosfery, czyli

$$p_{ok} = 1,46 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$p_a = 1,01 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$



Na podstawie szczegółowych obliczeń uzyskano nośność

$$W = 30,7128 \text{ K}$$

## 5. Możliwości rozszerzenia zakresu statecznej pracy łożysk gazowych

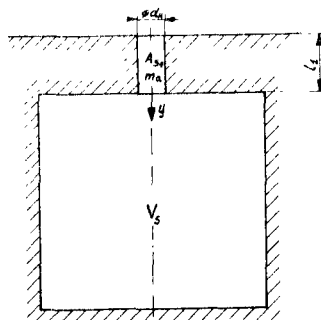
### 5.1. Teoretyczna analiza tłumików

Częstotliwości drgań wrzeczona na łożyskach gazowych są zawarte w granicach częstotliwości akustycznych. Wobec tego można nawiązać do teorii tłumienia dźwięku.

Na organ słuchu człowieka działa różnica między ciśnieniem chwilowym a średnim, czyli skuteczna wartość ciśnienia akustycznego

$$P_{sr} = \left( \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} p^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad 93$$

Zastosowano tłumiące rezonatory akustyczne.



Rys.23. Rezonator Helmholtza

Masa akustyczna  $m_a$  w otworze rezonatora wykonuje ruch drgający. Powietrze znajdujące się w objętości  $V_s$  jest "sprężyną" akustyczną.

Podczas drgań elementu na łożyskach powietrznych występują analogiczne zmiany ciśnienia.

Dynamiczne równanie ruchu analizowanego układu jest następujące

$$m_a \frac{d^2 y}{dt^2} + k_s y = A_s \frac{dp}{dt} \quad 94$$

Związek między masą akustyczną i zwykłą określony jest zależnością

$$m_a = \frac{m}{[m^*]} \quad 95$$

Równocześnie wyznaczono stałą sprężystości

$$k_s = \frac{\alpha A_s^2}{V_s} \frac{dp}{dt} \quad 96$$

Uwzględniając 95, 96 przekształcono 94 i uzyskano wzór

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + A_s \left( \frac{\alpha A_s}{V_s} y - 1 \right) \frac{dp}{dt} = 0 \quad 97$$

Skuteczne tłumienie występuje dla kołowej częstości rezonansowej

$$\omega_r = A_s \sqrt{\frac{\alpha}{m V_s} \frac{dp}{dt}} \quad 98$$

Masa powietrza w okolicy wlotu i wylotu szyjki również wykonuje ruch drgający i musi być uwzględniona w określeniu długości obliczeniowej szyjki

$$l = l_1 + \frac{\widehat{\pi}d}{4} \quad 99$$

czyli całkowita masa jest następująca

$$m = \frac{A_s l}{qRT} \frac{dp}{dt} \quad 100$$

Uwzględniając zależność masy w szyjce rezonatora od wielkości termodynamicznych uzyskano wzór

$$\omega_r = \sqrt{\frac{\kappa q A_s R T}{V_s \Lambda}} \quad 101$$

Ciekawą własnością rezonatora Helmholtza jest niezależność częstotliwości rezonansowej od amplitudy zmian ciśnienia.

Całkowita chłonność akustyczna tłumika podczas rezonansu określona jest zależnością

$$A_{cr} = \frac{2\lambda_r^2 k_r}{\pi(1 + k_r)^2} \quad 102$$

$$k_r = \frac{R_a}{R_{op}} \quad 103$$

$$R_a = \frac{R_m}{A_s^2} \quad 104$$

$$R_m = \frac{T}{v_p} \quad 105$$

czyli

$$R_a = \frac{T_s}{v_p A_s^2} \quad 106$$

Rezystancja promieniowa otworu szyjki zależy od gęstości, prędkości dźwięku oraz, w poważnym stopniu, od długości fali rezonansowej

$$R_{op} = 2\pi \frac{g_0 C_d}{\lambda^2} \quad 107$$

Wobec tego współczynnik rezystancji tłumika rezonansowego kształtuje się następująco

$$k_r = \frac{T_s \lambda_r^2}{2\pi g_0 C_d v_p A_s^2} \quad 108$$

Szczegółowa postać największej chłonności rezonatora uwzględnia istotne parametry analizowanego ruchu

$$A_{cr} = \frac{\lambda_r^4 T_s}{\pi^2 g_0 C_d v_p A_s^2} \left( 1 + \frac{T_s \lambda_r^2}{2\pi g_0 C_d v_p A_s^2} \right)^{-2} \quad 109$$

Rezonator jest ustrojem selektywnym, który pochłania energię ruchu okresowego w stosunkowo wąskim paśmie częstotliwości. Chłonność rezonatora nie spada poniżej połowy maksymalnego działania dla oktawy określonej częstotliwością

$$f_n = 1,442 \left( 1 + \frac{\lambda_r^2 T_s}{2\pi g_0 C_d v_p A_s^2} \right) \frac{A_s}{\lambda_r} \quad 110$$

Można również stosować pojęcia współczynnika pochłaniania

$$\alpha = \frac{A_{cr}}{A_s} \quad 111$$

czyli dla szczegółowych parametrów

$$\alpha = \frac{\lambda_r^4 T_s}{\pi^2 g_0 C_s v_p A_s^3} \left( 1 + \frac{T_s \lambda_r^2}{2\pi g_0 C_s v_p A_s^2} \right)^{-2} \quad 112$$



Ważny jest wpływ materiału tłumiącego o następujący współczynniku

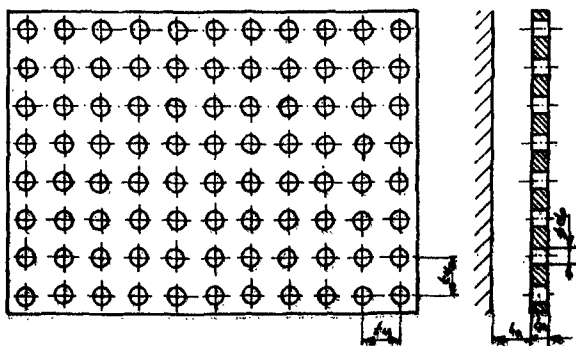
$$\alpha = 1 - \left| \frac{R_{W1} - Z_{iz}}{R_{W1} + Z_{iz}} \right| \quad 113$$

$$\underline{Z}_{iz} = \frac{1}{A_{ka}} \underline{Z}_{it} \quad 114$$

Wprowadzone zależności można stosować od ogólnej analizy drgań przeliczając parametry akustyczne na mechaniczne.

Rezystancja akustyczna w  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}$  odpowiada mechanicznej w  $\text{kg/s}$ , analogicznie kształtują się impedancje.

Materiały porowate tłumią ruch okresowy o wysokich częstotliwościach. Drgania mechaniczne posiadają najczęściej średnie lub niskie wartości  $f$ . W takich przypadkach korzystne jest stosowanie układów perforowanych.



Rys.24. Schemat układu perforowanego dla niskiej częstotliwości

Najskuteczniejsze działanie tłumiące perforowanej warstwy materiału łączy się też z rezonansem, dla częstotliwości

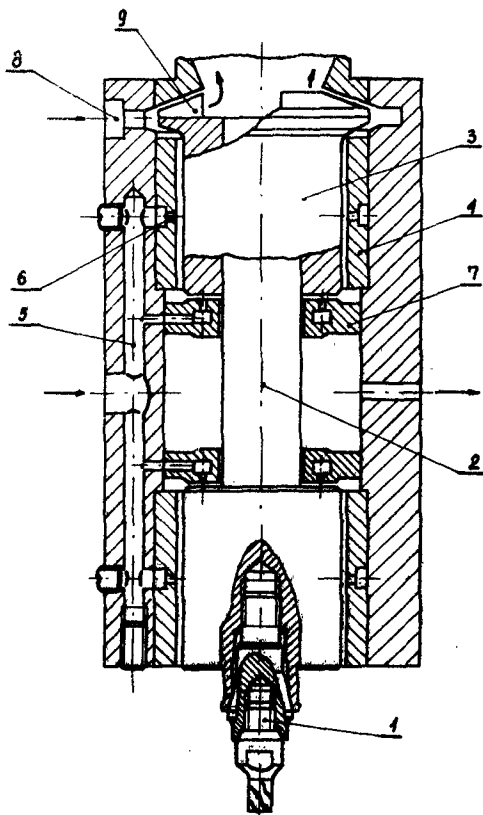
$$f_r = \frac{C_d}{2\pi} \sqrt{\frac{k_0}{l_0}} \quad 115$$

uzyskuje się następujące wartości współczynnika pochłaniania

$$\alpha_{rp} = \frac{4k_0}{(1+k_0)^2} \quad 116$$

$$f_n = 1,442 \sqrt{k_0 l_0} (1+k_0) \quad 117$$

Powietrze w komorach działa jak zespół elementów sprężystych o stałych  $k_{r_1}, k_{r_2}, k_{r_3}$ .



Rys.25. Model drgan układu tłumiącego o trzech stopniach swobody

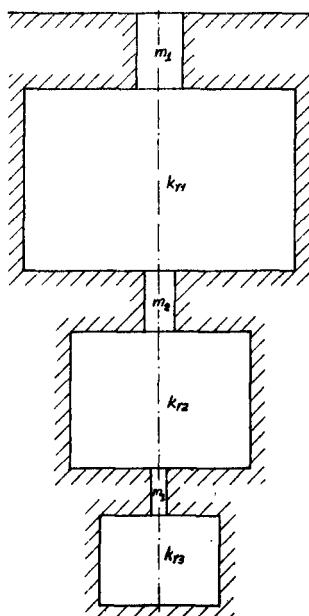
Ogólna postać równań ruchu jest następująca

$$-k_{ri}(y_i - y_{i-1}) + k_{r(i+1)}(y_{i+1} - y_i) - m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = 0 \quad 118$$

$$i = 1, 2, 3$$

Skuteczność działania ustroju perforowanego można podwyższyć przy umieszczeniu między warstwą z otworkami i płaszczyzną oporową materiału pochłaniającego.

Pojedyncze rezonatory lub nawet ustroje posiadają zawsze stosunkowo wąskie pasma wyraźnego działania tłumiącego. Bardziej intensywnie działają układy elementów lub ustrojów rezonansowych.



Rys.26. Schemat szeregowego układu trzech rezonatorów tłumiących drgania mechaniczne

Po przekształceniach uzyskano równanie częstości badanego układu

119

$$\left\{ m_1 m_2 m_3 \omega^4 - \left[ k_{r_2} m_3 (m_1 + m_2) + k_{r_3} m_1 (m_2 + m_3) \right] \omega^2 + k_{r_2} k_{r_3} (m_1 + m_2 + m_3) \right\} \omega^2 = 0$$

119a

$$\omega_{1,2} \equiv 0$$

120

$$\omega_{3+6} = \sqrt{\frac{k_{r_2} m_3 (m_1 + m_2) + k_{r_3} m_1 (m_2 + m_3) \pm \sqrt{\left[ k_{r_2} m_3 (m_1 + m_2) + k_{r_3} m_1 (m_2 + m_3) \right]^2 + 4 m_1 m_2 m_3 k_{r_2} k_{r_3} (m_1 + m_2 + m_3)}}{2 m_1 m_2 m_3}}$$

Dwie wartości dodatnie z wyników obliczeń  $\omega_{3-6}$  posiadają sens mechaniczny.

Dla wartości rezonansowych uzyskuje się naintensywniejsze tłumienie szkodliwych drgań układów gazowych.

Wypełnienie komór rezonansowych materiałem porowatym rozszerza zakres częstotliwości zmniejszonych lub w pełni eliminowanych drgań.

## 5.2. Badanie tłumienia drgań

Łożyska gazowe posiadają stosunkowo małe obszary spokojnego ruchu. Ważnym zagadnieniem jest tendencja do występowania drgań. Wynikają one z istoty sprężystego działania gazowej



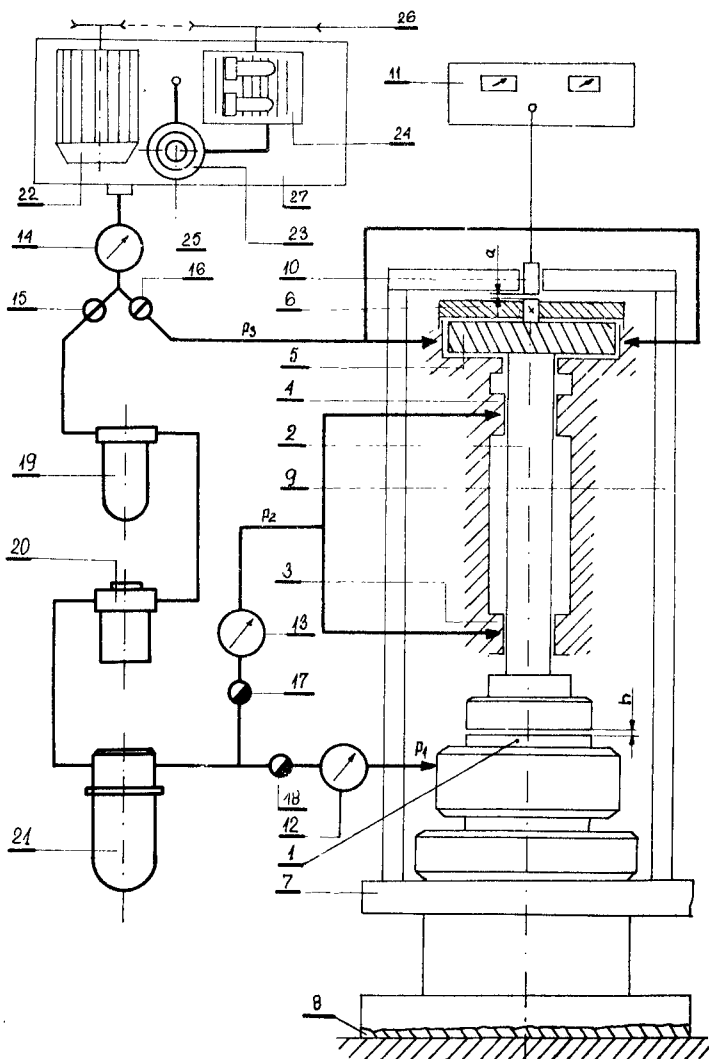
warstwy nośnej. Wobec tego duże praktyczne znaczenie posiadają prace badawcze w zakresie tłumienia drgań.

Można stosować różne metody rozszerzenia obszaru statecznej pracy.

Analizując rozkład ciśnienia w łożysku poprzecznym stwierdzono istnienie obszarów o wyraźnie obniżonych wartościach ciśnienia. Doprowadzenie sprężonego powietrza do wymienionej strefy obniżonego ciśnienia podwyższa możliwości statecznej pracy.

Jednak tylko stosowanie właściwie obliczonych i opracowanych konstrukcyjnie tłumików zapewnia rozszerzenie obszaru spokojnej pracy. Wobec złożonego charakteru pracy części tłu- miącej konieczne jest zrealizowanie badań, które w sposób pewny wykazały możliwości usunięcia szkodliwych drgań z obszaru pracy.

Zastosowano powietrzne rozwiązania komorowe o działaniu rezonansowym. Istotnym zagadnieniem jest wyznaczenie zakresu częstotliwości obszaru aktywnej działalności eliminatora szkodliwych drgań. Najczęściej obszar pracy tłumika jest stosunkowo wąski. Celem prac doświadczalnych było wyznaczenie rzeczywistego zakresu częstotliwości i możliwości zmian w zakresie szerokości oraz położenia.



Rys.27. Schemat stanowiska do badań tłumików wzdłużnych łożysk powietrznych

## Oznaczenia:

- 1- badane łożysko gazowe,
- 2- wrzeciono,
- 3,4- pomocnicze łożyska powietrzne typu poprzecznego,
- 5- powietrzny napęd turbinowy,
- 6- obciążenia,
- 7- stół,
- 8- izolacja,
- 9- słupy,
- 10- czunik,
- 11- mostek pomiarowy,
- 12,13,14- manometry,
- 15,16- zawory odcinające,
- 17,18- zawory dławiące,
- 19- urządzenia odoliwiające,
- 20- urządzenia osuszające metodą dławienia,
- 21- urządzenia osuszające metodą adsorbcji,
- 22- silnik napędowy,
- 23- chłodnica,
- 24- sprężarka,
- 25- zawór bezpieczeństwa,
- 27- zbiornik wyrównawczy,

Zespół wstępnego zasilania 22-27 zapewnia stały dopływ sprężonego powietrza. Najpierw urządzenie 19 starannie usuwa olej. Następnie realizuje mu dwustopniowe osuszenie 20,21 dławieniem i pochłanianiem. Zawory 15-18 oraz manometry 12-14 umożliwiają sterowanie. Odpowiednio izolowana 8 konstrukcja stołu 7 oraz skupów 9 zapewnia brak wyraźnych dodatkowych odkształceń. Wrzeciono 2 jest w pełni ułożyskowane na warstwach gazowych oraz napędza - ne pneumatycznie 5. Obciążenie 6 można również zmieniać. Pomiary przemieszczeń osiowych "h" wykonano metodą bezdotykową przy pomocy czujnika 10 i mostka 11.

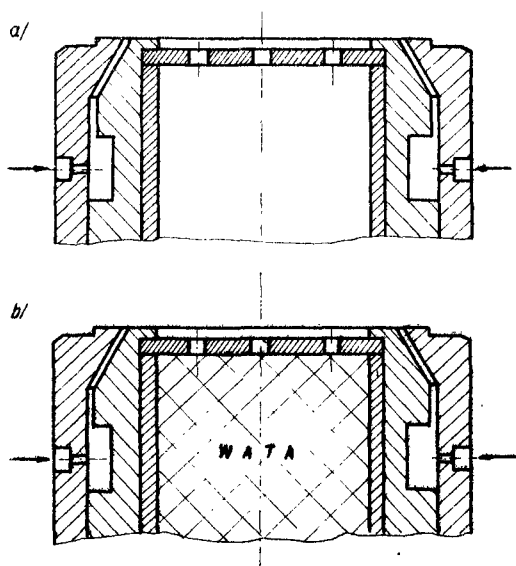
Metodyka badań umożliwia wyznaczenie charakterystyk tłu - mików /rys.30/. Sprężone powietrze, po usunięciu drobnych sta - łych części, oleju i wilgoci o ciśnieniu  $p_1$  oraz  $p_2$ , zostało do - prowadzone do łożyska badanego wrzeciona. Ciśnienie  $p_2$  było sta - łe podczas analizy ruchu i wynosiło  $1,962 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$ . Wartość  $p_1$  powietrza zasilającego głównie łożysko stopniowo wzrastała. Od - kształcenia sprężyste są główną przyczyną braku warstwy nośnej przed pierwszą krzywą. Pomiary zrealizowano kolejno dla następu - jących prędkości:  $5 \cdot 10^3$ ,  $10^4$ ,  $15 \cdot 10^3$ ....., obr/min. W chwili przerwania bezpośredniego styku powierzchni metalowych uruchomio - no napęd pneumatyczny. Ciśnienie  $p_2$  sprężonego powietrza zapew - niało właściwe prędkości. Dalszy wzrost ciśnienia  $p_1$  i tym samym nośność jest wyraźnie ograniczony możliwością powstawania drgań /druga krzywa/. Obszar statecznej pracy jest stosunkowo mały.

Szereg praktycznych rozwiązań wymaga powiększonego zakresu możliwości spokojnej pracy.

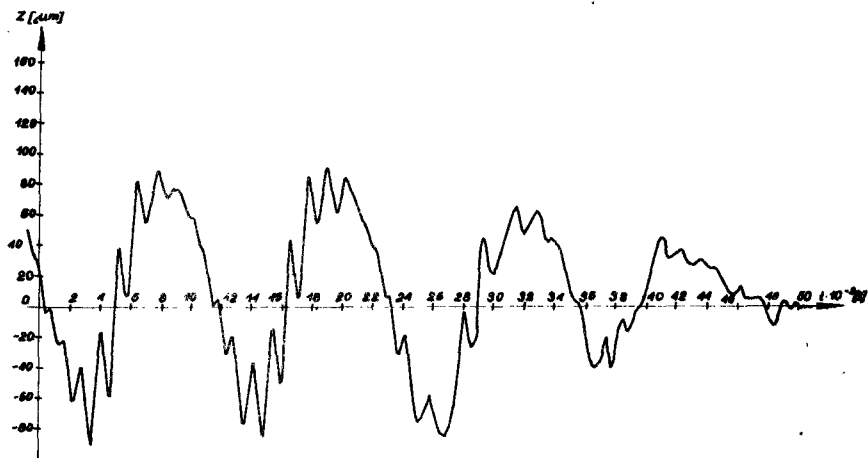
Rozwiązanie ułożyskowania wrzeciona eliminuje wpływ czynników zewnętrznych i zapewnia dokładną analizę działania ruchu.

Krzywe przemieszczeń osiowych tłumionych łożysk gazowych jako funkcje prędkości obrotowych wykazują istnienie obszarów rezonansów o intensywnym tłumieniu szkodliwych drgań.

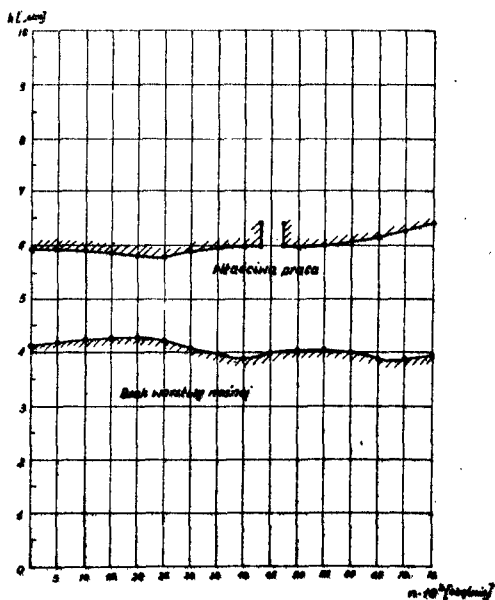
Wyniki szczegółowych obliczeń, uwzględniających zastępcze stałe sprężystości, były podstawą opracowań konstrukcyjnych tłumików wzdłużnych łożysk powietrznych. Uwzględniono też postulat zmniejszenia wymiarów.



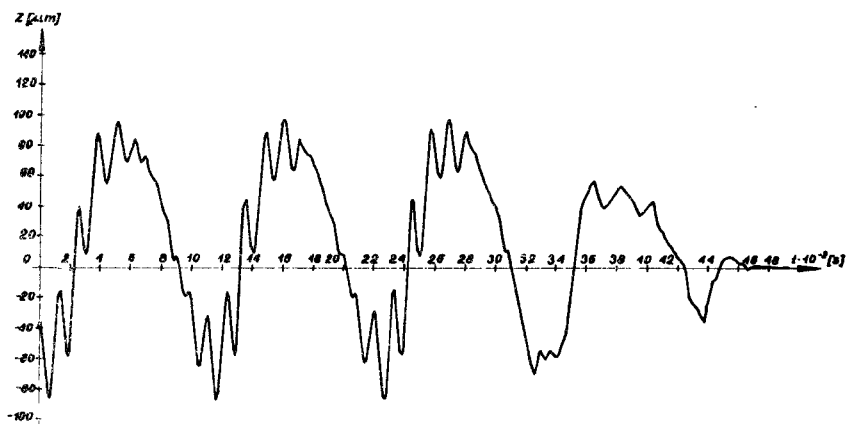
Rys.28. Tłumiki boczniowe w dolnej części wzdłużnego łożyska powietrznego:  
 a/ z powietrzną komorą rezonansową, b/ z wypełnioną komorą pochłaniającą. Nośność  $W = 10 \text{ N}$ .



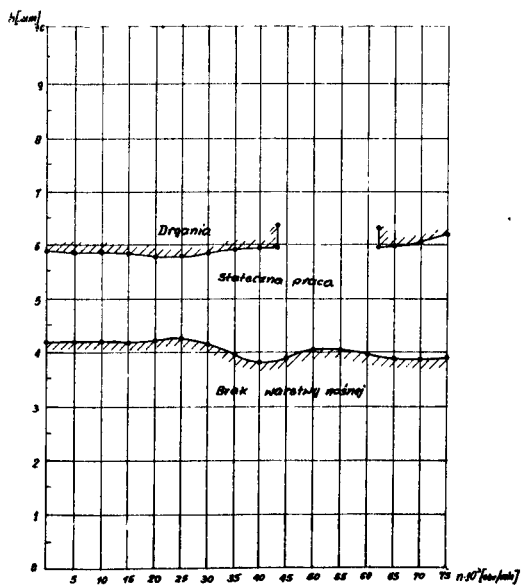
Rys.29. Drgania i działanie tłumika bocznego z powietrzną komorą rezonansową wzdłużnego łożyska powietrznego



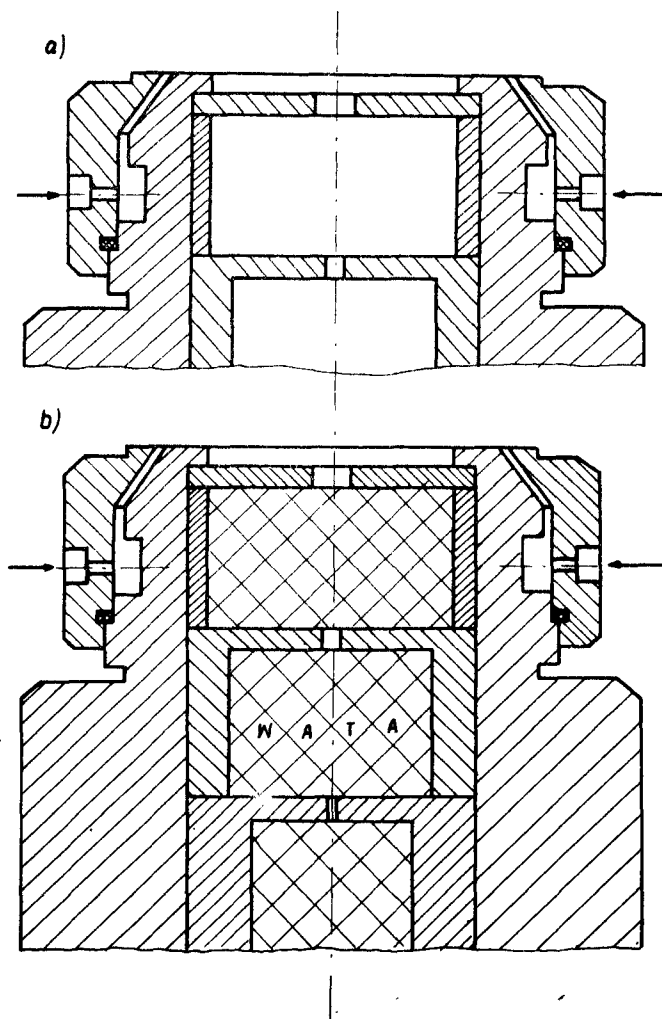
Rys.30. Charakterystyka tłumika bocznego z powietrzną komorą rezonansową w dolnej części wzdłużnego łożyska powietrznego



Rys.31. Wykres drgań i działanie tłumika bocznikowego z wypełnioną komorą pochłaniającą w dolnej części wzdłużnego łożyska powietrznego

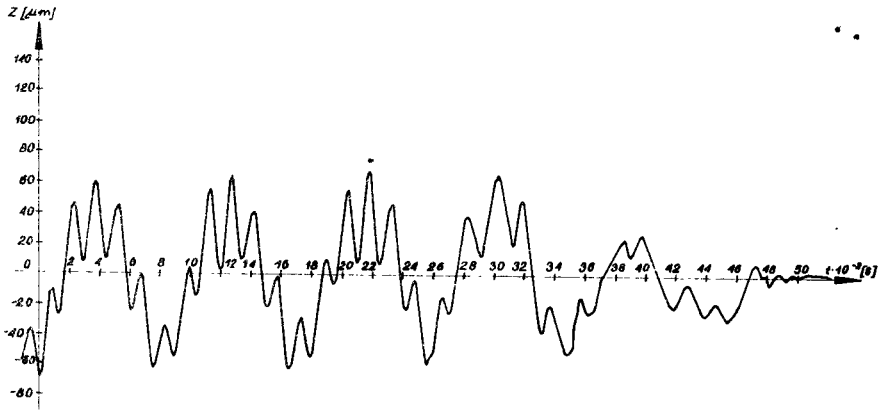


Rys.32. Statyczność pracy wzdłużnego łożyska gazowego dla tłumika bocznikowego z komorą wypełnioną materiałem pochłaniającym

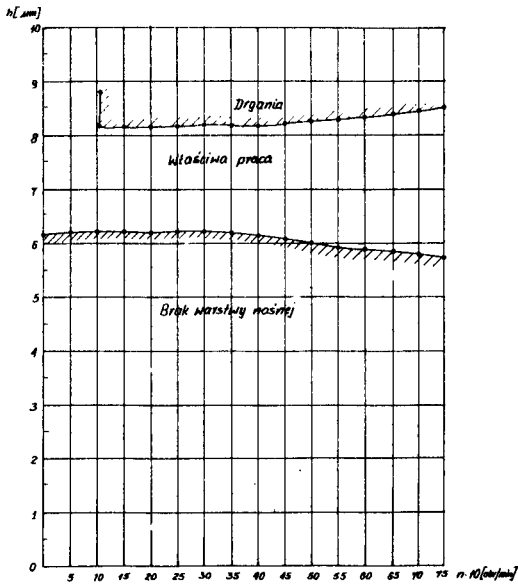


Rys.33. Osiowe tarczki boczniowo-szeregowe w dolnej części wzdłużnego kołyska powietrznego: a/ podwójne oraz b/ potrójne z materiałem pochłaniającym.  
 Nośność  $W = 15 \text{ N}$

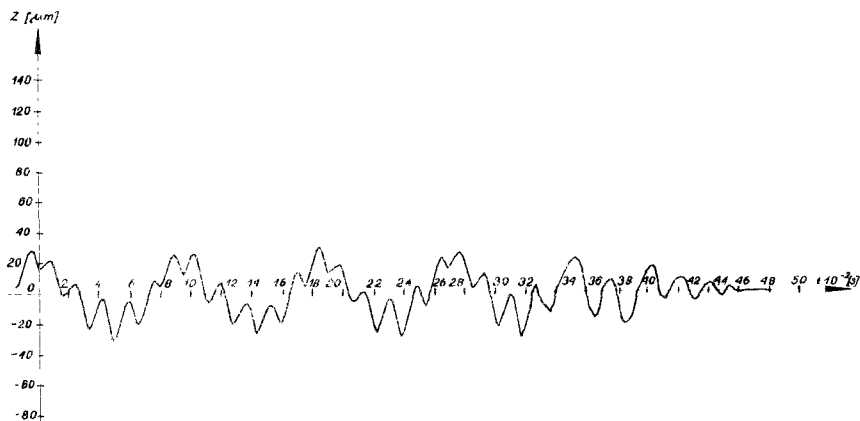




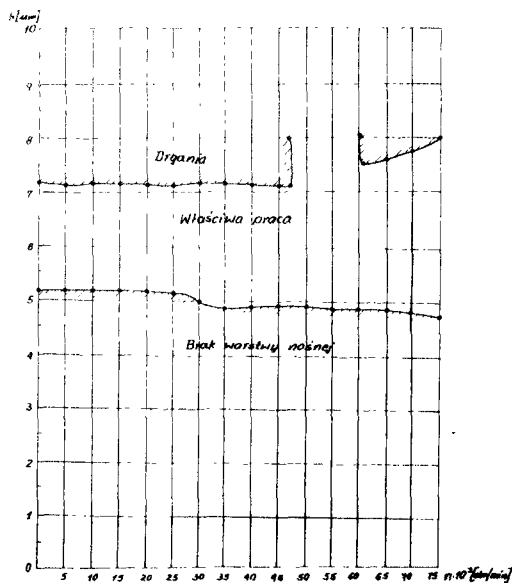
Rys.34. Wykres drgań i działanie podwójnego tłumika bocznikowego szeregowego w dolnej części wzdłużnego łożyska powietrznego



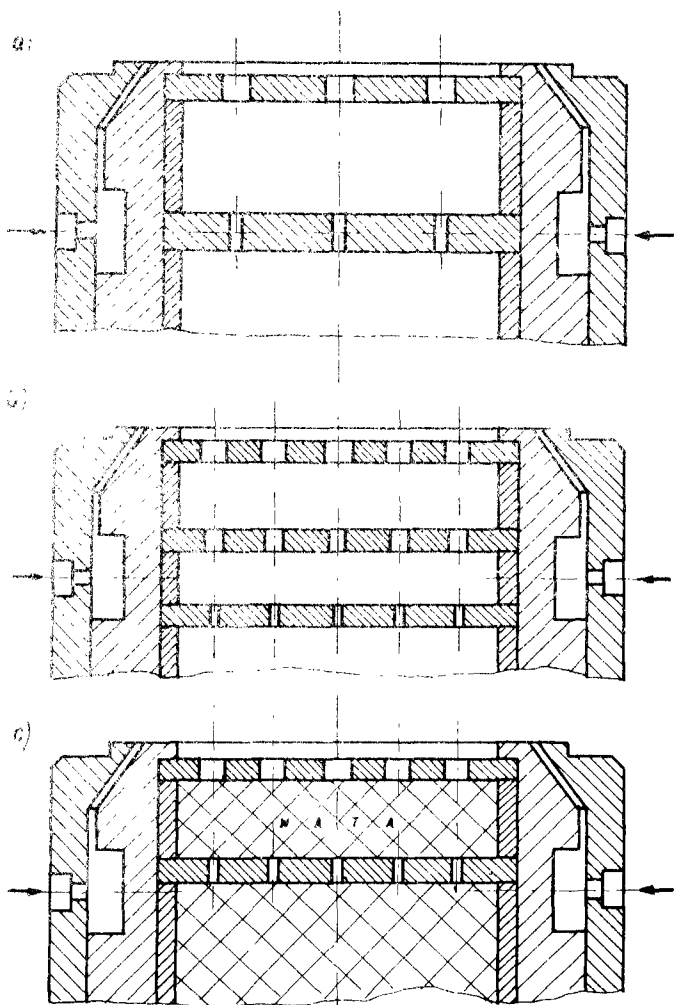
Rys.35. Charakterystyka podwójnego tłumika bocznikowo-szeregowego, który został wbudowany w podstawę wzdłużnego łożyska powietrznego



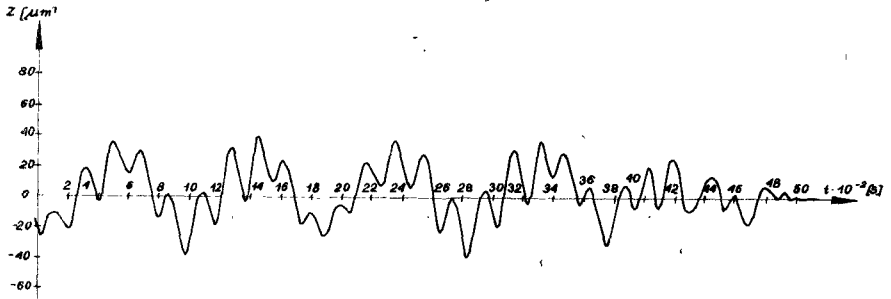
Rys.36. Drgania wzdłużnego łożyska powietrznego i działanie potrójnego tłumika bocznikowo-szeregowego z warstwą pochłaniającą, który został zabudowany w podstawę



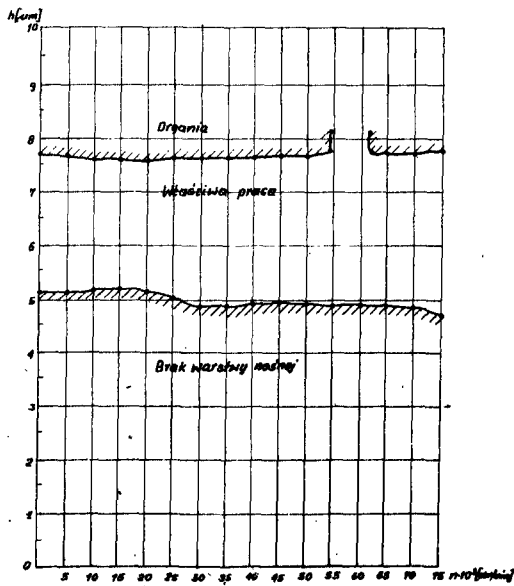
Rys.37. Stateczność pracy wzdłużnego łożyska powietrznego z potrójnym tłumikiem bocznikowo-szeregowym i materiałem pochłaniającym



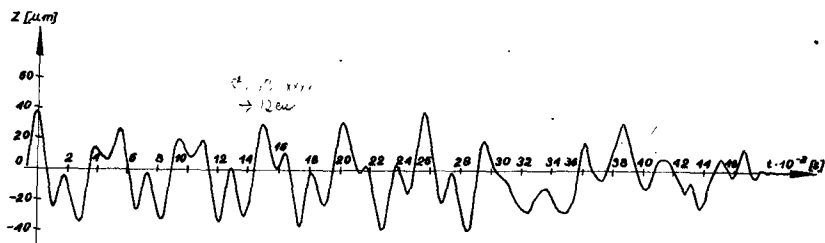
Rys.38. Tłumiki boczniowo-szeregowe perforowane, wbudowane w część wzdłużnego łożyska powietrznego: a/ podwójny, b/ potrójny, c/ z materiałem pochłaniającym w komorach rezonansowych. Nośność  $W = 20 \text{ N}$



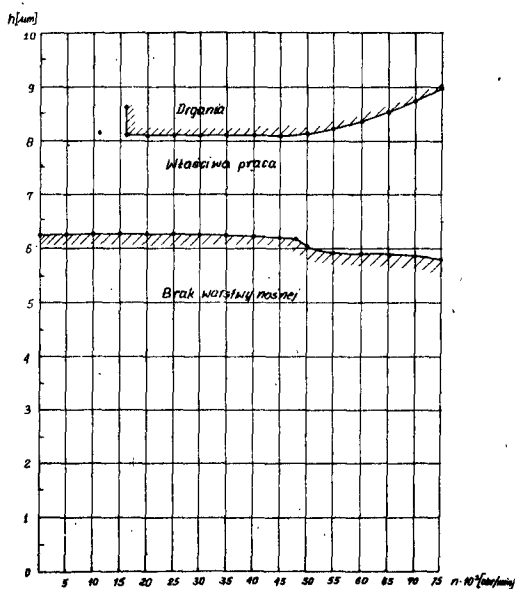
Rys.39. Drgania i wpływ podwójnego tłumika bocznikowo-szeregowego perforowanego w części wzdłużnego łożyska powietrznego



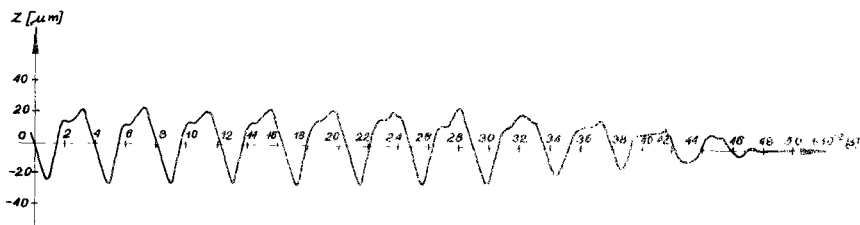
Rys.40. Charakterystyka podwójnego tłumika szeregowo-bocznikowego perforowanego w części wzdłużnego łożyska powietrznego



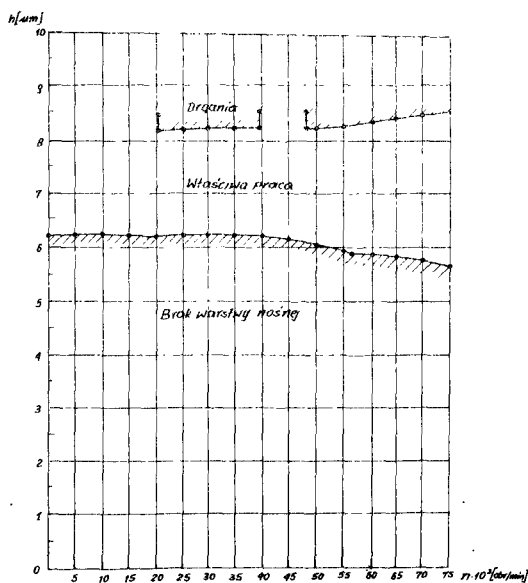
Rys.41. Wykres drgań i wpływ potrójnego tłumika bocznikowo-szeregowego perforowanego w części wzdłużnego łożyska powietrznego



Rys.42. Stateczność ruchu wzdłużnego łożyska powietrznego z potrójnym tłumikiem bocznikowo-szeregowym perforowanym



Rys.43. Drgania i wpływ tłumika bocznikowo-szeregowego perforowanego z materiałem pochłaniającym w komorach rezonansowych wbudowanego w podstawę wzdłużnego łożyska powietrznego



Rys.44. Charakterystyka tłumika bocznikowo-szeregowego perforowanego z materiałem pochłaniającym w komorach rezonansowych wbudowanego w podstawę wzdłużnego łożyska powietrznego

Stwierdzono, że podstawy wzdłużnych łożysk powietrznych można wykorzystać dla tłumienia drgań. W ten sposób uniknięto dodatkowego powiększenia wymiarów gabarytowych ułożyskowania gazowego.

Tłumiki bocznikowe /rys.28/ umieszczono w dolnej części wzdłużnego łożyska gazowego. Rozwiązanie z powietrzną komorą rezonansową umożliwia tłumienie pewnego zakresu drgań o niższych częstotliwościach. Nad płytką z otworami zastosowano komorę nośną. Materiał pochłaniający podwyższa własności tłumiące.

Na rysunku 29 przedstawiono typowe drgania i działanie tłumika bocznikowego z powietrzną komorą rezonansową wzdłużnego łożyska powietrznego. Charakter drgań jest złożony i przedstawia wpływ okresowego wypływu masy sprężonego gazu z komory nośnej, chropowatości oraz innych błędów geometrycznych rozwiązania.

Wyniki wielu badań dla różnych prędkości obrotowych przedstawiono na rysunku 30 w postaci charakterystyki tłumika bocznikowego z powietrzną komorą rezonansową w dolnej części wzdłużnego łożyska powietrznego. Próg nośności występuje dla grubości warstwy rzędu 4  $\mu\text{m}$ . Następnie mamy stosunkowo wąski zakres właściwej pracy. W miarę wzrostu prędkości obrotowej  $n$  powiększa się stopniowo obszar spokojnej pracy. Wynika to z dynamicznego działania lepkości i tworzenia się uzupełnia-

jącej klina smarującego.

Wykres drgań i działanie tłumika bocznikowego z wypełnio -  
ną komorą pochłaniającą /rys.31/ świadczy o poważnej skutecz -  
ności rozwiązania.

Z obszarów przedstawionych na rysunku 32 widać, że umiesz -  
czenie dodatkowej warstwy pochłaniającej rozszerzyło zakres  
spokojnej pracy.

Dalsze możliwości zapewniają tłumiki bocznikowo-szerego -  
we /rys.33/. Z badań wynika, że zastosowanie kilku komór umożli -  
wia szersze tłumienie drgań o wyższych częstotliwościach. Za -  
chowanie materiału pochłaniającego podwyższa intensywność dzia -  
łania rozwiązania.

Z wykresu /rys.34/ można określić rodzaj drgań i działa -  
nie podwójnego tłumika bocznikowo-szeregowego w dolnej części  
wzdłużnego łożyska powietrznego. Udział składowych jest poważ -  
ny.

Charakterystyka /rys.35/ podwójnego tłumika bocznikowo -  
szeregowego przedstawia skuteczne działanie w obszarze zbliżo -  
nym do wyższych prędkości.

Działanie potrójnego tłumika bocznikowo-szeregowego z war -  
stwą pochłaniającą /rys.36/ jest skuteczne.

Zakres intensywnego działania wielokrotnego tłumika bocz -  
nikowo-szeregowego z materiałem pochłaniającym /rys.37/ jest  
szerszy od poprzedniego /rys.35/.



Często nie wystarczają komory tłumiące z pojedynczymi otworami. Szersze możliwości tłumienia zapewniają rozwiązania perforowane /rys.38/.

Podwójny tłumik bocznikowo-szeregowy perforowany w części wzdłużnego łożyska powietrznego zastosowano właściwie do usunięcia złożonych drgań /rys.39/.

Z charakterystyki /rys.40/ wynika skuteczne działanie omawianego tłumika dla niższych prędkości.

Działanie potrójnego tłumika bocznikowo-szeregowego perforowanego /rys.41/ jest skuteczne.

Uzyskano /rys.42/ szerszy zakres tłumienia od poprzedniego /rys.40/ oraz zmniejszenie amplitudy drgań dla prędkości rzędu  $43 \cdot 10^3$  obr/min.

Materiał tłumiący powiększa też skuteczność tłumika bocznikowo-szeregowego /rys.43/.

Zastosowanie ukształtowania bocznikowo-szeregowego i materiału pochłaniającego /rys.44/ zapewnia spokojną pracę w dwóch obszarach.

Wykazano doświadczalnie możliwość rozszerzenia obszarów stateczności przez stosowanie tłumików bocznikowo-szeregowych. Przedstawione wykresy można traktować jako wytyczne konstrukcyjne. W zależności od rodzaju pracy łożyska gazowego istnieje konieczność zapewnienia potrzebnego obszaru stateczności.

## 6. Przykłady

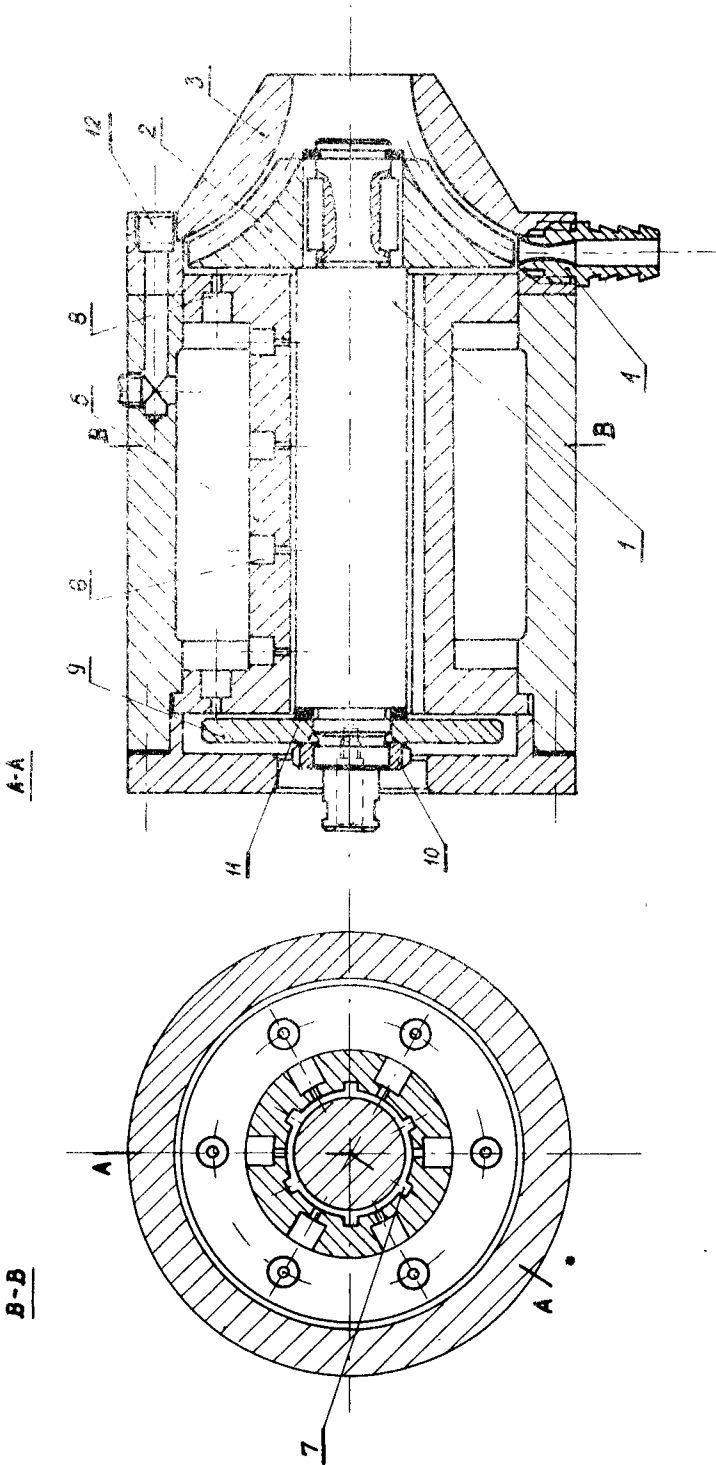
### 6.1. Gazowe łożyskowania szlifierek do otworów

Obróbka ścierna wymaga stosowania prędkości skrawania kilkudziesięciu m/s. Dla stosunkowo małych średnio narzędzi ściernych wynika konieczność uzyskania prędkości rzędu kilkuset tysięcy obr/min. Tylko gazowe łożyskowania wrzecienników szlifierek do otworów umożliwiają pełne wykorzystanie możliwości obróbki ścierniej z ekonomiczną prędkością skrawania.

Szlifowanie jest często obróbką wykańczającą, która musi zapewnić możliwie małą chropowatość i poważną dokładność wymiarową. Ułożyskowanie gazowe zapewnia płynną pracę i tym samym stosunkowo małe wartości /wysokości nierówności/średniego arytmetycznego odchylenia profilu.

W rzeczywistych rozwiązaniach należy również zwracać uwagę na odpowiednią sztywność układu. Podatność warstwy nośnej jest mała. Łożyska powietrzne zajmują stosunkowo mało miejsca i zapewniają właściwe ukształtowanie wrzeciona. Odkształcenia układu są bardzo małe.

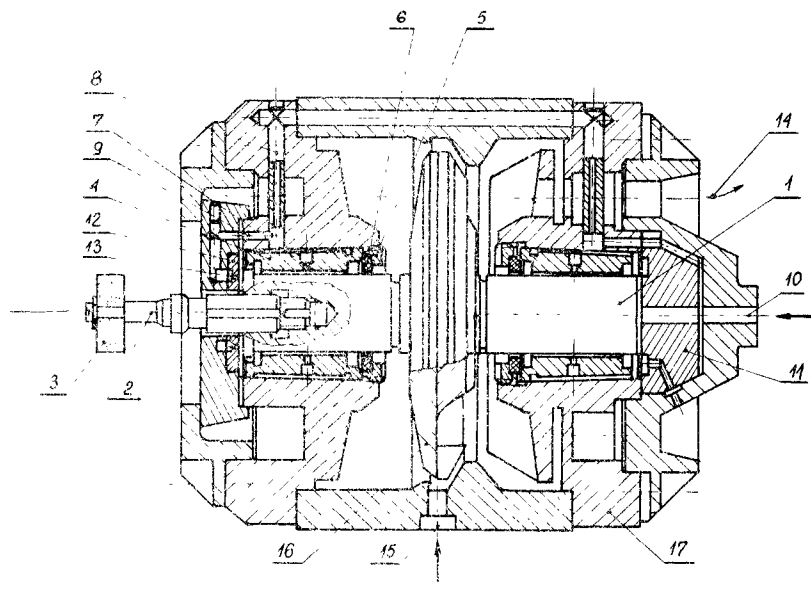
Opracowano z warte rozwiązanie wrzeciennika szlifierek do otworów na łożyskach aerostatycznych z kanałami wyrównawczymi .



Rys.45. Wrzeciennik szlifierski do małych otworów na łożyskach aerostatycznych z kanałami wyrównawczymi napędzany pneumatycznie

Wrzeciono 1 posiada gniazdo do mocowania trzpienia i ściernicę. Tarcza oporowa 9 jest ściśnięta nakrętką 10 i oparta na elastycznej podkładce 11. Wirnik 2 pneumatycznego napędu turbiny zapewnia moment napędowy bez styku ciał stałych z wirującym zespołem wrzeciona. Właściwe ukształtowanie kadłuba 3 umożliwia dobre wykorzystanie energii czynnika napędowego. Sprężone powietrze dla turbiny doprowadzone jest dyszą 4. Panew łożyska 5 posiada stopniowane otwory poprzeczne 6 i wzdłużne 8. Kanały wyrównawcze 7 zapewniają równomierny rozkład ciśnienia w poprzecznym obszarze nośnym. Sprężony gaz nośny jest doprowadzony otworem 12.

Rozwiązanie turboustroju przedstawionego na rysunku 45 posiada korzystny oraz wydajny napęd gazowy. Zasilanie turbiny jest niezależne od dopływu sprężonego powietrza do obszarów nośnych ułożyskowania aerostatycznego. Przestrzeń między korpusem i panwią została wykorzystana jako wyrównująca komora gazowa. W ten sposób uzyskano właściwy dopływ powietrza do obszarów nośnych łożysk. Poprzeczna część ułożyskowania posiada równomierne zasilanie. Zastosowano symetryczne kanały wyrównawcze. Zapewniają one rozkład głównego ciśnienia nośnego o szerokiej części środkowej zbliżonej do wartości  $p_{gr} = \text{const.}$  Wówczas wartość średniego ciśnienia jest bardziej zbliżona do wielkości ciśnienia czynnika zasilającego. W charakterze części łożysk wzdłużnych działają płaszczyzny oporowe wirnika 2 i tarczy 9. Sztywność układu zapewnia dużą dokładność pracy.



Rys.46. Aerostaticzne ułożyskowanie wrzeciona szlifierki do średnic otworów

napęd zrealizowano przez zastosowanie turbinki pneumatycznej.

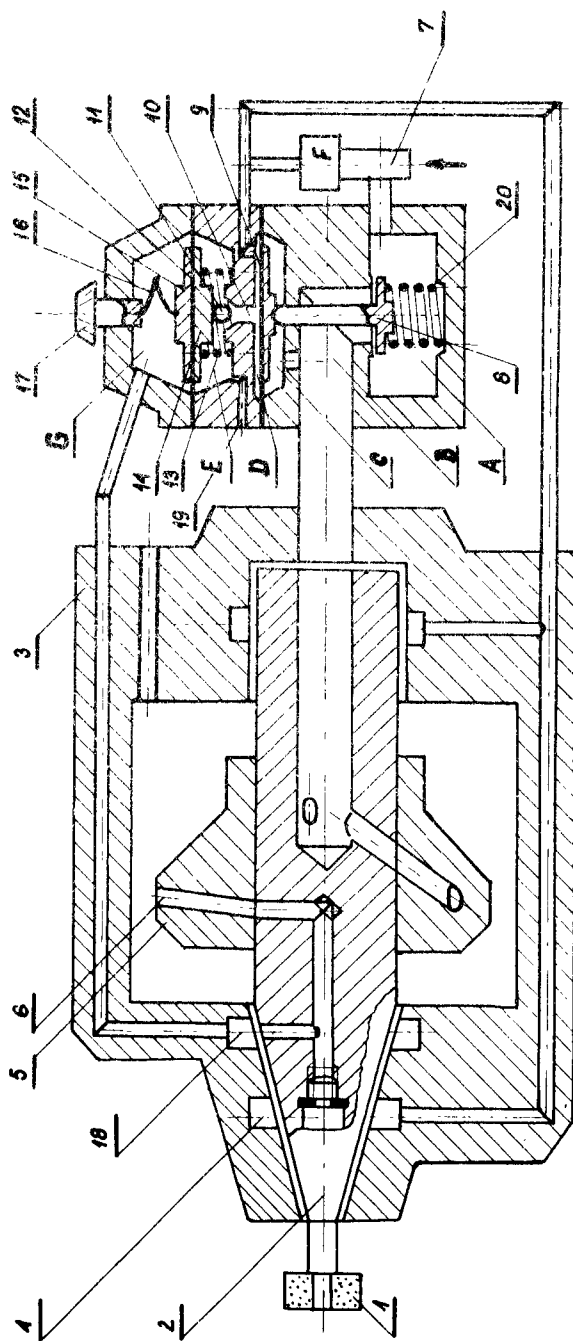
Turboustroje na łożyskach gazowych można wszechstronnie zmieniać w zależności od rodzaju zastosowania.

Aerostaticzne ułożyskowanie wrzeciona szlifierki od średnic otworów przedstawione na rysunku 46 przewidziane jest do stosunkowo wydajnej obróbki ścierniej. Trzpień 2 ze ściernicą 3 zamocowany jest w otworze wrzeciona 1. Ułożyskowanie składa się z dwóch odrębnych sztywnych części. Zasadnicze panwie poprzeczne 4 są podparte w stożkowych otworach korpusu 17. Przy pomocy nakrętek 5 i wyraźnie odkształcalnych podkładek 6 można zmieniać ich położenie. Luz średnicowy poprzecznych łożysk gazo-

wych jest stosunkowo mały /rzędu setnych części milimetra/. Wobec tego można również przez odkształcenia panwi 4 analizowanych łożysk gazowych zmieniać luz oraz w pewnym stopniu kształt obszaru nośnego. Praca łożyskowań aerostatycznych zależy bardzo od zmiany grubości warstwy nośnej. Sprężone powietrze zasilające łożyska gazowe jest doprowadzane otworem 10 i odpowiednimi kanałami przez dysze 7 do czynnych szczelin.

Rozwiązanie wrzeciennika musi zapewnić właściwe położenie osiowe. Zastosowano dwa łożyska wzdłużne. W prawej części wrzeciennika wykorzystano czołową płaszczyznę wrzeciona 1. Drugą częścią łożyska wzdłużnego jest wkładka oporowa 11. Z drugiej strony wykorzystano pierścieniową płaszczyznę czołową i zastosowano wkładkę 12. Sprężone powietrze jest doprowadzane przez dyszę 13.

Wirniki 16 napędu pneumatycznego umieszczono w środkowej części wrzeciona. Sprężone powietrze o ciśnieniu wyższym od łożyskowego doprowadzono otworem 15. Ukształtowanie wrzeciennika zapewnia stosunkowo duży moment napędowy.



Rys.47. Schemat automatycznego regulatora prędkości obrotowej aerostaticznego wrzeciennika szlifierki do otworów

Sciernica 1 jest zamocowana na wrzecionie 2. Lewa część jest utożyskowana stożkowo. W ten sposób zabezpieczono wrzeciono salifierki w zakresie obciążeń poprzecznych i równocześnie łożysko stożkowe przejmuje siły działające w lewą stronę. Sprężone powietrze jest doprowadzane odpowiednimi kanałami w korpusie 3 do zasilającego rowka pierścieniowego 4. Prawa część wrzeciona posiada łożysko poprzeczne i wzdłużne. Wymienione pary kinematyczne uzyskano przez odpowiednie ukształtowanie korpusu 3. Wirnik 5 jest zasilany osiowo. Przez zastosowanie kanału 6 obracające się koło turbinowe pracuje równocześnie jako pompa odsrodkowa.

Sprężne powietrze jest doprowadzane z sieci do rury 7. Następnie część jego zasila komorę A, a pozostały czynnik nośny jest oczyszczany przez filtr F i zasila łożyska. Ilość sprężonego powietrza doprowadzoną do napędu turbinowego reguluje się zaworem 8, 20 uruchamianym przez membranę 9. Drugi strumień oczyszczonego powietrza z filtru F płynie do komory D. Uzyskano w ten sposób siłownik. Ilość sprężonego powietrza w komorze D zależy od działania zaworu składającego się z dyszy 10 i kulki 11. Ważne jest działanie membrany 12. Do niej przyklejone są tarcze 14, 15. W komorze E zastosowano też sprężynę 13. Napięcie górnej sprężyny 16 można regulować przy pomocy części 17. Wielkość ciśnienia w komorze 6 zależy od rzeczywistej prędkości obrotowej wału. Przy ustalonym ruchu obroto-



wym membrany 9 i 12 znajdują się w równowadze. Gdy dla większego obciążenia maleje prędkość obrotowa, wówczas maleje działanie wirnika 5 w przewodzie 6 i równocześnie podwyższa się ciśnienie w rowku 18 i komorze 6.

Następnie membrana 12 zmniejsza wpływ powietrza z komory D przez zawór kulkowy do komory E i dalej otworem 19. W ten sposób wzrasta ciśnienie w komorze D. Trzpień z tarczą 8 naciska na sprężynę 20 i otwiera zwiększony dopływ sprężonego powietrza do wirnika napędu turbinowego. Wzrasta prędkość obrotowa, maleje ciśnienie w komorze 6 i stopniowo dochodzimy do stałego ruchu obrotowego.

## 6.2. Gazowe łożyskowanie wrzecion frezarek

Pełne wykorzystanie możliwości obróbki frezarskiej i częściowo wiertarskiej łączy się z koniecznością uzyskania wysokich prędkości obrotowych powyżej dziesięciu tysięcy obr/min. Uzyskanie szybkobieżnych rozwiązań metodą łożyskowania tocznego jest bardzo trudne oraz w wielu przypadkach praktycznie niemożliwe lub ekonomicznie nieopłacalne.

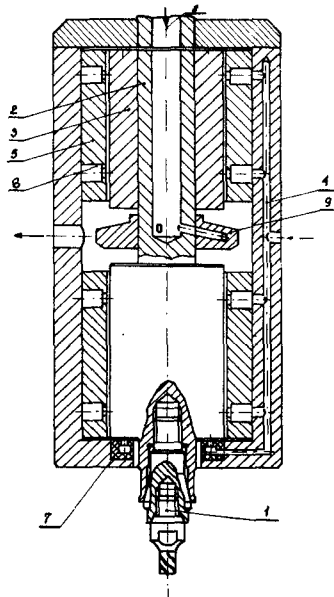
Poważna ilość energii cieplnej jest podczas obróbki z bardzo dużą prędkością unoszona. Jeżeli udział wymienionej składowej odprowadzania energii termicznej z obszaru o szczególnie podwyższonej temperaturze jest poważny, wówczas stosowanie szybkobieżnego frezowania dla małych wymiarów jest w pełni uzasad-

nione.

Siły skrawania podczas frezowania osiągają poważne wartości. Wobec tego obciążenia łożysk gazowych w kierunku poprzecznym i wzdłużnym są znaczne. Zagadnienie nośności w omawianych rozwiązaniach jest stosunkowo ważne. Należy starannie określić ukształtowanie geometryczne oraz wielkość powierzchni oporowych.

Całość musi być zwarta i możliwie sztywna. W układzie występują poważne obciążenia dynamiczne. Wobec tego kształt części wirujących powinien ułatwiać wyważanie dynamiczne.

Kształt wrzeciennika łączy się też z wykonaniem całej frezarki. Należy zapewnić rozwiązanie ułatwiające montaż analizowanego zespołu. Posiada to szczególne znaczenie podczas napraw.



Rys.48. Schemat aerostaticznego wrzeciennika frezarki z napędem pneumatycznym

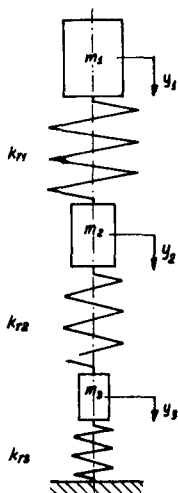
Na rysunku 48 przedstawiono opracowane przez autora rozwiązanie aerostatycznego wrzeciennika frezarki z napędem pneumatycznym.

Prez 1 jest mocowany w rozpatrywanym wrzecionie 2. Właściwy dobór czopów 3 zapewnia optymalne naciski w szczelinach nośnych. Z jednej strony rozwiązania aerostatyczne dopuszczają wysokie wartości średniego ciśnienia w obszarach nośnych. Jednak powiększa to wyraźnie niebezpieczeństwo utraty stateczności.

Oczyszczone i osuszone sprężone powietrze doprowadza się układem kanałów 4. Stosunkowo duża symetria rozwiązania zapewnia równomierne zasilanie poszczególnych części aerostatycznego ułożyskowania wrzeciona frezarki. Panwie łożysk poprzecznych 5 zasilają obszar nośny podwójnym układem symetrycznych dysz promieniowych 6. Szerokość części środkowej między łożyskami o charakterze poprzecznym łączy się też z momentem przejmowanym przez podpory. Przestrzeń wykorzystano też dla rozwiązania napędu i wzdłużnej pary kinematycznej 7. Położenie ułożyskowań wzdłużnych w sąsiedztwie obciążeń osiowych umożliwia szybkie przejmowanie naprężeń i odciąża dalsze części wrzeciona.

Sprężone powietrze napędu doprowadzono otworem 8. Wirnik 9 turbiny pneumatycznej zapewnia elastyczny napęd wrzeciona frezarki.

Wyraźne rozdzielanie dopływu sprężonego powietrza do łożysk i napędu jest w pełni uzasadnione. Zasilanie obszaru nośnego łączy się z poważnymi wymaganiami w zakresie czystości gazów. Również ciśnienie posiada w tej części wrzeciennika najczęściej - ciej średnie wartości. Natomiast wymagania dotyczące czystości powietrza zasilającego napęd są niższe, równocześnie ciśnienie musi być wyższe oraz musimy zapewnić znaczne natężenie przepływu.



Rys.49. Rozwiązanie aerostycznego wrzeciennika frezarki pionowej dla znacznych obciążeń

Na rysunku 49 przedstawiono rozwiązanie aerostatycznego wrzeciennika frezarki pionowej dla znacznych obciążeń. Narzę - dzie skrawające 1 umieszczono w analizowanym wrzecionie 2. Noś - ne czopy 3 rozmieszczono symetrycznie. Panwie łożyskowe 4 za - pewni ją właściwe luzy. Czysta, sprężone powietrze rozprowa - dzono układem kanałów 5. Dokładnie wykonane dysze 6 umożli - wiają właściwą pracę podpór gazowych. Zapewniono też poprawne utożyskowanie wzdłużne.

Sprężone powietrze części napędowej doprowadzono przez o - twór stopniowy 8 do wirnika 9.

Całość rozwiązania wrzeciennika jest sztywna i zapewnia wysoką dokładność obróbki.

## 7. Wnioski końcowe

1. O nośności decyduje głównie rozkład ciśnienia w przegowym obszarze uszczelniającym. Najkorzystniejsze są luzy łożysk gazowych w zakresie warstwy przysiennej.
2. Dla łożysk gazowych o średnicach 80-100 mm optymalne śred - nie arytmetyczne odchylenie profilu  $R_a$  chropowatości jest rzędu 0,16  $\mu\text{m}$ .
3. Równocześnie stwierdzono, że dla zakresu średnic 20-100 mm optymalna wysokość parametru geometrycznego  $R_z$  chropowatoś - ci wynosi 0,8  $\mu\text{m}$ .

4. Wykazano, że teoretyczne możliwości wyznaczenia obszaru stateczności są ściśle związane z szeregiem parametrów łożysk gazowych. Tolerancje granic są stosunkowo niskie i tym samym zaistniała konieczność przeprowadzania badań doświadczalnych.
5. Stwierdzono doświadczalnie możliwość usuwania drgań przez zastosowanie tłumików rezonansowych.
6. Pojedyncze komory działają w bardzo wąskich obszarach.
7. Dla szerszych zakresów częstości skuteczne są wielokrotne ustroje bocznikowo-szeregowy. Materiał pochłaniający podwyższa intensywność pochłaniania energii drgań.
8. Wibracje o niskich częstościach można usuwać przez wbudowanie perforowanych ustrojów bocznikowych.
9. Rozwiązanie gazowego ułożyskowania turboustroju powinno zapewnić optymalne wykorzystanie energii sprężonego powietrza. Średnia wartość ciśnienia w szczelinach nośnych będzie wówczas zbliżona do wartości  $p_1$  gazowego czynnika zasilającego.



## Literatura

1. Apanasiewicz S., Kazimierski Z., Lewandowski J., Szaniawski A.:  
The flow of the gas layer between two conical surfaces, Fluid  
Trans., Nr 5/1971.
2. Bieźanow B.W.: Mechanizmy pneumatyczne. PWT 1959.
3. Blass J.: Aerostatica kaprova ložiska, Strojirestvi, Nr 2/1968.
4. Blondeel E, Snoeys R.: Aerostatic journal bearings with pres-  
sure depending restrictions, Annals of the CIRP Nr 1/1973.
5. Boffey D.A.: The stability of a rigid rotor in a flexibly  
supported self-acting gas journal bearing, Proz. Gas Bea -  
ring Symp. University of Southampton 1969.
6. Bogusz W.: Stateczność układów nieliniowych, PWN, 1966.
7. Bukowski J.: Mechanika płynów, PWN, 1959.
8. Burton R.A., Carpenter M.J.: Impact of gas-reasing supported  
rotor, Transactions of the ASLE, vol.8, Nr 4, October 1965.
9. Butler A., Popovic N.: Vapor deposition of lubricant, Lubri-  
cation Engineering, Journal of the ASLE, February 1974.
10. Campbell D.P.: Dynamika procesów, PWN, 1962.
11. Castelli V., Elrod H.G: Solution of the stability problem  
for 360 deg self-acting, gas - lubricated bearings, Tran -  
sactions of the ASME, Ser. D, March 1965.
12. Chalecki J.: Podstawy teoretyczne działania tłoczkowego tłu-  
mika powietrznego, PAN, Nr 4/1965.

13. I.Cheng M.S., Pan C.H.T.: Stability analysis of gaslubricated, self-acting, plain, cylindrical, journal bearings of finite length, using Galerkin's method, Transactions of the ASME, Ser. D, March 1965.
14. Cheng M.S., Trumpler P.H.: Stability of the high-speed journal bearing under steady load, Transactions of the ASME, Ser.B, August 1963.
15. Chironis N.: New data on gas bearings. Product Engineering, Nr 25/1964.
16. Christian M.: Gas bearing circulations, Nuclear Eng. Inc. N.Power, Nr 12/1967.
17. Constantinescu V.N.: On hydrodynamic instability of gas - lubricated journal bearings, Transactions of the ASME, Ser. D, September 1965.
18. Constantinescu V.N., Sălculescu: O metodă pentru akterminarea aproximativa a distributiei presiniulor printr-un air central de orificii, Stud. Cel.Mec.Apl., Nr 3/1967.
19. Dietrich S.: Zastosowanie łożysk powietrznych do montażu pras do płyt spilśnionych, Przegląd Mechaniczny Nr 20/1963.
20. Dolezalek C.M., Stump D.: Untersuchungen über das Schwebeverhalten von Platten mit Traglasten bis 200 kp of einem Luftpolster, Werkstattstechnik Nr 11/1961.
21. Elrod H.G., Glanfielf G.A.: Computer procedures for the desing of flexibly mounted, externally pressurized, gas lubricated journal bearings, Proc. Gas Bearing Symp., Uni - versity of Southampton 1971.



22. Fuller D.D.: Teoria i praktyka smarowania, PWT, 1960.
23. Grinnell S.K., Richardson H.H.: Design study of a hydrostatic gas bearing with inherent osifice compenastion, Transactions of the ASME, Ser. D, January 1957.
24. Gross W.A.: Film gas lubrication, J. Wilney and Sons, 1962.
25. Grossman R.L.: Application of flow ans stability theory to the design of externally pressurized spherical gasbearings, Transactions of the ASME, Ser. D., December 1963.
26. Hartung H.A.: Lubrication review, Transactions of the ASME, Ser. D, September 1966.
27. Harris C.M., Crede C.E.: Shock and Vibration Handbook, Mc Graw-Hill 1961.
28. Hashiguchi K., Tasuura A.: Dynamical pressure distribution in aerodynamic bearing, Bulletin of the ISME, Nr 99/1973.
29. Hayaski C.: Nonlinear oscillations i physical systems, Mc Graw-Hill 1964.
30. Jorin J.I.: Vibrometria, Gosnauktechnizdat, Masinostroit. Lit. 1963.
31. Kamiński E., Ziemia S.: O możliwościach stosowania tłumienia powietrznego w przyrządach bezwładnościowych, Zesz. Nauk.Polit. Pozn., Mech. i El. Roln., Nr 7/1966.
32. Kauderer H.: Nieliniejna mechanika, Izd. Inostran. Lit. 1961.
33. Kazimierski Z.: Optimization of hybrid gas lubricated conical bearings. Journal Mechanical Engineering Science, Nr 5/1972.

34. Larson R.H.A., Richardson H.H.: A preliminary study of whirl instability for pressurized gas-bearings, Transactions of the ASME, Ser. D, March 1962.
35. Lehmann R.: Erfahrung mit Luftlagern, Feingeratetechnik, Nr 4/1960.
36. Lehmann R., Pick R., Wiemer A.: Grundlagen für Berechnung der Strömungsvorgängen in luftgeschmierten. Geslagern mit geringen Gleitgeschwindigkeit, Feingerätetechnik, Nr 8/1963.
37. Lehmann R., Wiemer A., Rogal R.: Łożyska powietrzne, Pomiar, Automatyka, Kontrola, Nr 4/1962.
38. Licht L, Elrod H.G. Jr: Experimental study of the stability of an externally pressurized, gas-lubricated thrust bearing, Transactions of the ASME, Ser. E, March 1966.
39. Lombard J., Duchaim P.J.: Determination de caracteristiques de poliers et buties aérostatiques, CIRP Annals, vol. 20, Nr 1/1972.
40. Lowe W.J.: Nonsynchronous response of a privoted-pad gas bearing, Transactions of the ASME, Ser. B, November 1967.
41. Maciakowski R.: O pewnych możliwościach rozszerzania zakresu stabilnej pracy gazo-dynamicznych łożysk powietrznych, praca doktorska, 1966.
42. Makarow W.A.: Rascziot aerostaticzeskich naprawliajuszczych, Stanki i Instrument, Nr 5/1964.
43. Makarow W.W.: Rascziot aerostaticzeskich naprawliajuszczych s cidentalnoj nieszuszczej zonoj, Wiestnik Maszynostroje - nija, Nr 9/1966.
44. Malanowski S.B., Pan C.M.T.: The static and dynamic characteristics of the spiral - grooved thrust bearing, Transactions of the ASME, Ser. D, September 1965.

45. Mayer J.H.Jr., Shaw M.C.: Characteristics of an externally pressurized bearing having variable external flow restriction, Transactions of the ASME, Ser. D, June 1963.
46. Michael W.A.: Approximate methods for time - dependent gas-film lubrication problems. Transactions of the ASME, December 1963.
47. Mitropolski Ju.A.: Problemy asimptoticzeskoj teorii niestacionarnych kolebanij. Izdat. Nauka 1964.
48. Mori H., Miyamatsu J., Sahata S.: Research on externally pressurized circular thrust gas - lubricated bearings, Bull. ISME, Mai 1964.
49. Mori H., Yabe H., Oknishi K.: Analysis of oternally pressurized rectangular pads with multiple supply holes, Transactions of the ASLE, Nr 9/1966.
50. Mori H., Yabe H., Ono T.: Theory of externally pressurized circular porous gas bearing, Transactions of the ASME, Ser. D, September 1965.
51. Mori H., Yabe H., Yamahage H., Furukawa J.: Theoretical analysis of externally pressurized porous journal gas bearing, Transactions of the JSME, October 1967.
52. Muijderman E.A.: Supporti con scanalature a spirale, un nuovo tipo senza contatto, Macchine, Nr 1/1968.
53. Mullan P.J.: Pressurized fixed - orifice gas journal bearing in plan vibration, Transactions of the ASME, Ser. D, March 1965.
54. Neale M.J.: Tribology Handbook, The Butterworth Group 1973.
55. Newgard P.M., Kiang R.L.: Elastic orifices for pressurized gas bearings, Transactions of the ASLE, Nr 3, July 1966.

56. Osiecki J.: The construction of discrete vibrating model and the existence of wear couplings in the practical analysis of machine dynamics, Zag. Drgań Niel., Nr 10/1969.
57. Osiecki J., Ziemba S.: Podstawy pomiarów drgań mechanicznych, PWN, 1968.
58. Osiński Z.: Rozpraszanie energii w nieliniowych układach mechanicznych, Zag. Org. Niel., Nr 9/1968.
59. Osiński Z.: Kierunki rozwojowe badań tłumienia drgań w procesach dynamicznych, Seminarium Zesp. Dynamiki Maszyn przy Komitecie Podstaw Konstrukcji i Technologii Maszyn PAN, Warszawa 1969.
60. Pan C.H.T.: Gas lubricated spherical bearings, Transactions of the ASME, Ser. D, June 1963.
61. Pan C.H.T.: Spectral analysis of gas bearing systems for stability studies, Development in mechanics, Nr 3/1965.
62. Popowicz Z., Maciakowski R.: Pomiar położenia czopa w łożysku gazowym w funkcji obciążenia i prędkości obrotowej, Prace Inst. Maszyn Przemysł., Nr 35/1967.
63. Prandtl L.: Dynamika przepływu, PWN, 1956.
64. Ramanaiah G.: Influence of molecular mean free path in gas-lubricated thrust bearings, Wear, Nr 3/1969.
65. Rice W., Mc Alister K.W.: Laminar through-flow of newtonian fluid between coaxial rotating cones, Transactions of the ASME, Ser. E, Nr 1/1970.
66. Rogal R.: Anwendung aerostatischer Lager in Maschinenbau, Maschinenbautechnik, Nr 6/1968.
67. Rothe M.C.: Investigation of inherent gas-bearing-torques acting on a spinning sphere gyro. Transactions of the ASLE, Nr 3/1966.

68. Sochnacka Z.: Łożyska hydrostatyczne smarowane powietrzem, Prace Instytutu Lotnictwa, Nr 23/1964.
69. Sneek H.J.: A solution for the pressure distribution in a short gas journal bearing, Transactions of the ASME, September 1963.
70. Sneek H.J., Elwell R.C.: The externally pressurized, porous wall, gas - lubricated journal bearing, Transactions of the ASLE, Nr 4/1965.
71. Someya T.: Das dynamisch belastete, zylindrische Gleitlager unter Verkantung, Motortechnische Zeit, Nr 2/1967.
72. Stedman C.K.: Acoustical damping for linear accelerometers. J. Acoust. Ser. AM, Nr 3/1959.
73. Sternlich B., Arwas E.: Modern gas - bearings turbomachinery, Mechanical Engineering, January and February 1966.
74. Stuller G.: Ein Beispiel für die Anwendung von Luftlagern in der Messtechnik, Feingerätetechnik, Nr 10/1966.
75. Szaniawski A.: Przepływ lepkiej cieczy nieściśliwej w szczelinie stożkowego łożyska ślizgowego. Prace IPPT PAN, Nr 15/1970.
76. Tang I.C.: Inertia effects of air on externally pressurized gas bearing, Acta Mech., Wiedeń, Nr 1/1968.
77. Taniguchi O., Tamura A., Ono R.: Experimental study of whirl instability of externally pressurized air journal bearings, Bull. JSME, February 1968.
78. Tatara A.: On the stability of rotors in externally pressurized gas journal bearings. Transactions of the JSME, March 1968.

79. Tomo S.: Experimental study on the pressure distribution of externally pressurized air bearings, GIRP, Ann., Nr 4/1967.
80. Tondi A.: Some problems of rotor dynamics, Publ. House of CSAV 1965.
81. Tondi A.: The effect of an elastically - responded foundation mass and its damping on the imitation of selfexcited vibrations of a rotor mounted in air - pressurized bearings, Proc. Gas Bearing Symp., University of Southampton 1971.
82. Tuliszką E.: Sprężarki, dmuchawy i wentylatory, WNT, 1969.
83. Tuliszką E.: Turbiny ciepłone. Zagadnienia termodynamiczne i przepływowe, WNT, 1973.
84. Turnblack R.C.: The molecular transit time and its correlation with the stability of externally pressurized gasbearings. Transactions of the ASME, Ser. D. June 1963.
85. Unterberger R.: Die Steifigkeit der Luftlager, Feinwerktechnik, Nr 1/1961.
86. Unterberger R.: Ein Vergleich der Laugenauigkeit von Präzisionslagern und vorgespannten Luftlagern, Feinwerktechnik, Nr 11/1961.
87. Vohr J.H., Chow J.Y.: Characteristics of bearing-bonegrooved gas-lubricated journal bearings, Transactions of the ASME, Ser. D., September 1965.
88. Walicki E.: Laminarny przepływ cieczy lepkiej w prostokątnym kanale, Zeszyt Naukowy Wyższej Szkoły Inżynierskiej im. J.J.Śniadeckich w Bydgoszczy, Mechanika - Konstrukcje, Nr 2/1973.

89. Walicki E.: Nośność stożkowego łożyska ślizgowego, Zeszyt Naukowy Wyższej Szkoły Inżynierskiej im. J.J.Śniadeckich w Bydgoszczy, Mechanika-Konstrukcje, Nr 2/1973.
90. Warnecke M.J.: Konstruktion und Eigenschaften aerostatischer Lager und Führungen, XXII CIRP Assembly, Szwecja, 1972.
91. Wernerowski K.: Łożyska powietrzne, Bydgoskie Towarzystwo Naukowe, Prace Wydziału Nauk Technicznych, Ser. 2, Nr 1/1966.
92. Wernerowski K.: Ruch łożysk powietrznych, wzdłużnych, praca doktorska, Politechnika Poznańska 1968.
93. Wernerowski K.: Izbrannyje problemy nielinielnych kolebanij wazdusznykh podszypnikow, Materiały V Międzynarodowej Konferencji Drganí Nieliniowych, tom 3, Kijów 1969.
94. Wernerowski K.: Rodzaje stosowanych łożysk powietrznych, Bydgoskie Towarzystwo Naukowe, Prace Wydziału Nauk Technicznych, Ser. B, Nr 2/1970.
95. Wernerowski K.: Badania ruchu łożysk powietrznych, wzdłużnych, Poznańskie Towarzystwo Przyjaciół Nauk, Wydział Nauk Technicznych, Prace Komisji Nauk Podstawowych Sposowanych, tom III, Nr 7/1970.
96. Wernerowski K.: Nośność łożyska powietrznego, wzdłużnego na podstawie równania Naviera -Stokesa. Zeszyt Naukowy Wyższej Szkoły Inżynierskiej im. J.J.Śniadeckich w Bydgoszczy, Mechanika - Konstrukcje, Nr 2/1971.
97. Wernerowski K.: Wybrane zagadnienia akustycznego tłumienia drgań łożysk powietrznych, wzdłużnych, Zeszyt Naukowy Wyższej Szkoły Inżynierskiej im. J.J.Śniadeckich w Bydgoszczy, Mechanika - Konstrukcje, Nr 2/1971.

98. Wiemer A., Lehmann R., Pich R.: Berechnung luftgeschmierter Gleitlager mit genüger Gleichgeschwindigkeit, Feingelatetechnik, Nr 9/1963.
99. Wilcock D.F.: Design and performance of gas pressurized spherical, space - simulator bearings, Transactions of the ASME, Ser. D, September 1965.
100. Wildmann M., Wirright A.: The effect of external pressurisation on self - acting roil bearings, Transactions of the ASME, Ser. D., September 1965.
101. Wood M.D.: Performance of lightly loaded gas journal bearings in the slip - flow and turbulent - flow reginees, J.Mech. E.Sc., Nr 4/1968.
102. Ziemia S.: The influence of viscosity damping on the form of the trajectories of free vibration, Arch.Mech. Stos. Tom IX, Nr 4/1957.
103. Ziemia S.: Analiza drgań, Tom 1, II, PWN, 1957, 1959.
104. Ziemia S., Lenkiewicz W.: Tarcie - systematyka pojęć, aktualny stan rozwoju teorii. Księga Sympozjum n.t."Problemy tarcia i zużycia", Zakopane 1967.
105. Ziemia S.: Vibrator analysis, Part III- Nonlinear Vibrations, PWN, 1970.
106. Ziemia S., Romanowski E., Witczak Z., Pilecki S.: Fizyka uszkodzeń w procesach tarcia, zużycia i zmęczenia materiałów, Mat. IV Sympozjum Tribologicznego, Złoty Potok 1974.



Biblioteka Wydz. Mech.  
ATR w Bydgoszczy

WM

9664