

Andrzej KORCZAK, Jacek PASZEK,  
Arkadiusz KRYSTA, Ryszard JAŁOWIECKI

## **BADANIA ŁOŻYSKA OSIOWEGO Z WAHLIWIE PODPARTYM PIERŚCIENIEM WIRUJĄCYM**

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono wyniki badań hydrostatyczno–hydrodynamicznego łożyska osiowego z wahliwie podpartym pierścieniem ślizgowym (wirującym). Istota działania łożyska jest zastrzeżona patentem [1]. Nowe łożysko składa się z elementów wirujących: tarczy osadzonej na wale, opartego o nią pierścienia pośredniego i kolejno podpartego pierścienia ślizgowego. Zastosowano podparcia łożyskami przyrównanymi obróconymi o  $90^\circ$ .

## **THE RESEARCH A NEW AXIAL SLIDE BEARING WITH A SELF-ALIGNING ROTATING RING**

**Summary.** The paper contains results of the research on application of a new axial hydrostatic slide bearing (being a balance disk in a multi-stage centrifugal pump) with a self-aligning rotating ring. The new axial hydrostatic slide bearing consists of the following rotating elements: disk mounted on the shaft, intermediate ring rested on the disk, sliding ring rested on the intermediate ring. The prismatic bearings twisted by  $90^\circ$  are applied between the elements.

## **UNTERSUCHUNGEN DER GLEITLAGER MIT EINEM PENDELND GESTÜTZTEN ROTIERENDEN RING**

**Zusammenfassung.** Im Aufsatz wurden die Ergebnisse der Untersuchungen von hydrostatisch–dynamischen Gleitlager mit einem pendelnd gestützten rotierenden Gleitring gesammelt und besprochen. Prinzip der Funktion dieses Gleitlagers ist patentiert worden [1]. Der neue Gleitlager besteht aus folgenden rotierenden Bauelementen: einer Scheibe, die auf Welle eingesetzt ist, einem der Scheibe nachfolgenden Zwischenring, der mit Scheibe in Berührung kommt sowie nachfolgenden gestützten Gleitlager. Als Stützelemente wurde prismatische um  $90^\circ$  gedrehte Lager gewählt.

## 1. WSTĘP

W niniejszej pracy opisano badania konstrukcji łożyska osiowego z wahliwie podpartym pierścieniem ślizgowym. Badana konstrukcja zastosowana jako zespół tarczy odciążającej napór osiowy w pompie odśrodkowej wielostopniowej będzie odporna na zanieczyszczenia mechaniczne i chemiczne w pompowanej cieczy oraz będzie pobierać mniej mocy aniżeli znane konstrukcje tarcz odciążających.

Zastosowanie tarczy odciążającej o średnicy mniejszej od średnicy szyi wirnika pompy powoduje wzrost ciśnienia potrzebnego do zrównoważenia naporu osiowego ponad ciśnienie w króćcu tłocznym. Zastosowanie zamknięcia hydraulicznego w pierścieniu oporowym i zasilanie czystą cieczą szczeliny poprzecznej między pierścieniem ślizgowym i oporowym pozwala uzyskać równowagę sił osiowych. Zasilanie czystą cieczą o odpowiednim ciśnieniu odbywa się za pomocą pompy pomocniczej. W celu ograniczenia do niezbędnego minimum wydajności i mocy pompy pomocniczej zastosowano wahliwie podparcie pierścienia ślizgowego za pomocą łożyska pryzmatycznego, co umożliwia zmniejszenie szerokości szczeliny, wycieku przez szczelinę i mocy pompy pomocniczej.

Konstrukcja łożyska osiowego o takim rozwiązaniu, będąca też modelem tarczy odciążającej, jest przedmiotem prezentowanych badań.

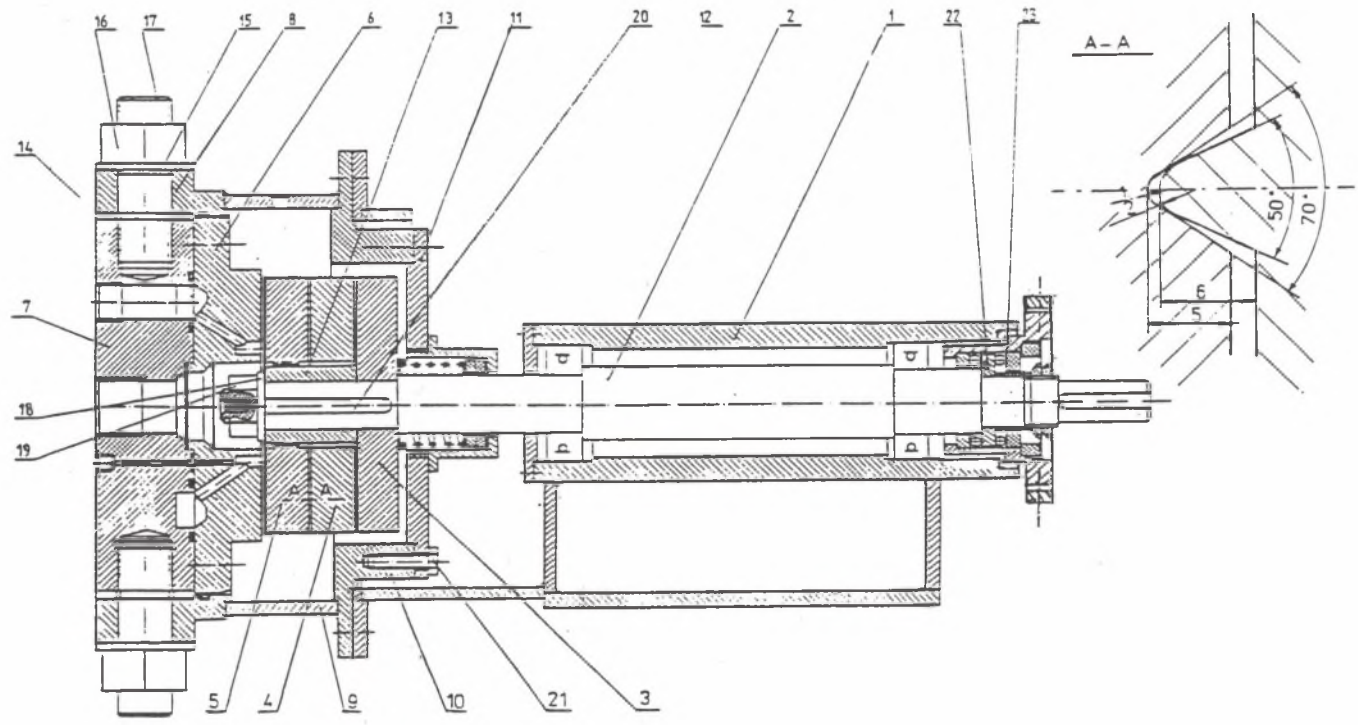
Badania przeprowadzono w ramach prac dyplomowych, których kolejne tematy obejmowały:

- przekonstruowanie modelu zbudowanego wg opisu patentowego [2], do badań przepływów osiowosymetrycznych przez szczeliny poprzeczne i zaadoptowanie go do niniejszych badań [13],
- przeprowadzenie na stanowisku pomiarowym badań spadków ciśnień i średnich natężeń przepływów w szczelinach poprzecznych [14],
- skonstruowanie mechanizmu do pomiaru sił osiowych i pomiaru tych sił [15].

Badany układ przepływowy ma zdolność samoczynnego hydrodynamicznego kształtowania szczelin, przez co nie dopuszcza do tarcia suchego ich ścianek. W opracowaniu koncepcji badanego rozwiązania kierowano się analogią do zjawiska przepływu w zbieżnych szczelinach zespołu tłoczek–cylinder, zapobiegającego ich zacieraniu, analizą obliczeniową zależności parametrów pracy tarczy odciążającej od jej wymiarów [9] oraz analizą wyników badań zawartych w pracy doktorskiej prof. Gintera Kosyny [4].

## 2. OPIS KONSTRUKCJI MODELU

Przedstawiona na rys. 1 konstrukcja modelu łożyska osiowego była przedmiotem badań laboratoryjnych. Łożysko składa się z zespołu wirującego oraz



Rys. 1. Konstrukcja modelu

Fig. 1. The design of the model

części stałej. Zespół wirujący jest złożony z wału 2, sztywno na nim osadzonej tarczy 3, pierścienia pośredniego 4 oraz pierścienia ślizgowego 5. Pierścień 5 jest uszczelniony względem wału tzw. „O”-ringiem, który ma dodatkowo za zadanie centrować pierścień 5. Część stałą łożyska stanowi tarcza oporowa 6 z zamknięciem hydraulicznym. Zamknięcie hydrauliczne jest zasilane pompą pomocniczą.

Oznaczenia charakterystycznych wymiarów pierścienia ślizgowego 5 i tarczy oporowej 6 podano na rys 3. W badanym modelu przyjęto następujące wymiary charakterystycznych wielkości:  $r_w = 0$ ,  $r_1 = 26$  mm,  $r_2 = 31$  mm,  $r_3 = 38,5$  mm,  $r_4 = 75$  mm,  $r_p = 23$  mm. Opierając się na wynikach badań G. Kosyny zaprojektowano krótką szczelinę dośrodkową oraz stosunkowo znacznie dłuższą szczelinę odśrodkową. W rezultacie tego przyjęcia oczekiwano, że dominujący moment spowodowany asymetrią rozkładu ciśnień w szczelinach będzie skutecznie przeciwdziałał zetknięciu się powierzchni czołowych pierścieni ślizgowego 5 i oporowego 6.

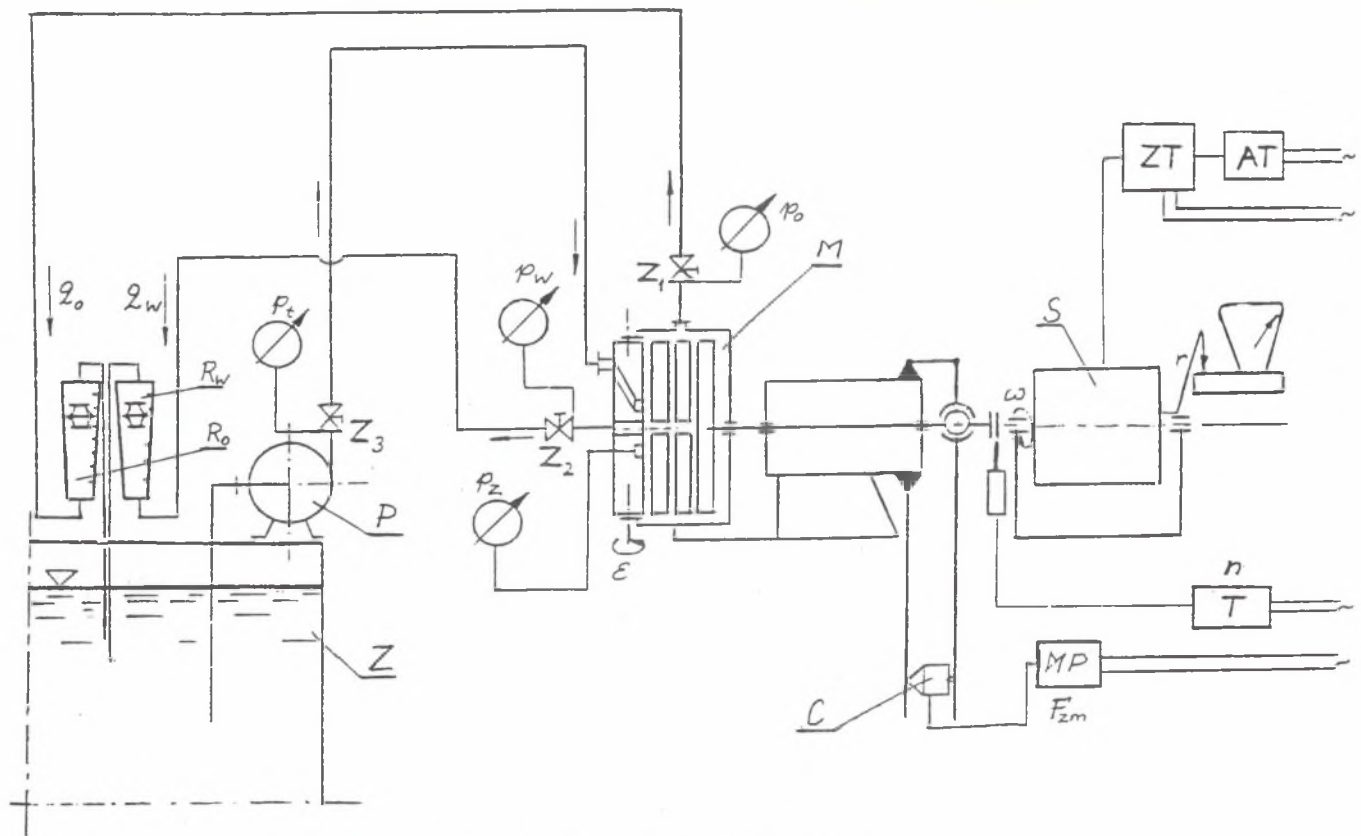
Pierścień 4 opiera się wahlwie o tarczę 3 poprzez łożysko pryzmatyczne, którego przekrój A–A pokazano na rys. 1. Pierścień 5 opiera się o pierścień pośredni 4 takim samym łożyskiem pryzmatycznym, lecz obróconym o  $90^\circ$ . W rezultacie pierścień 5 może się wahać wokół każdej osi prostopadłej do osi wału.

Pierścień 6 jest przytwierdzony do tarczy 7, która jest osadzona w kadłubie 8 obrotowo na czopach 17. Umożliwia to ustawienie zamierzonej nieprostopadłości względem osi wału. Nieprostopadłość mierzy się obracając wałem z przymocowanym czujnikiem mikrometrycznym wodzącym po tarczy 7. Wał jest łożyskowany we wsporniku łożyskowym 1, do którego jest przymocowany kadłub 8. Osiove łożysko toczne 22 jest osadzone w tulei 23, która jest podparta łożyskami osadzonymi w gniazdach dźwigni 24. Dźwignia dwustronna 24 jest krótkim końcem oparta o oś strzemienia 27, a długim końcem o przetwornik siły 32.

Wał jest zesprężlony z silnikiem elektrycznym prądu stałego, który napędza zespół wirujący modelu z prędkością obrotową w zakresie 0–3000 obr/min.

### 3. STANOWISKO BADAWCZE

Schemat stanowiska badawczego przedstawia rys. 2. Składa się ono z modelu M napędzanego silnikiem S prądu stałego o mocy 7,5 kW, który jest zasilany przez prostownik tyrystorowy ZT. Prędkość obrotowa  $n$  była regulowana autotransformatorem AT i mierzona tachometrem T. Silnik jest łożyskowany w kołysce umożliwiającej określenie momentu za pomocą pomiaru reakcji ramienia R na wadze W. Pozwala to określać moc brodenia i obserwować, czy nie występuje tarcie suche pierścienia ślizgowego o pierścień oporo-



Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego

Fig. 2. Schematic diagram of the measuring system



wy. Zamknięcie hydrauliczne w pierścieniu oporowym jest zasilane wodą ze zbiornika Z pompą pomocniczą P.

Dokonywano pomiaru ciśnień: w zamknięciu hydraulicznym  $p_z$ , w przewodzie odpływowym osiowym  $p_w$ , i w kadłubie  $p_o$ . Ciśnienia  $p_w$  i  $p_o$  są ciśnieniami za szczelinami, w których występował przepływ dośrodkowy i odśrodkowy. Rotametrami  $R_w$  i  $R_o$  mierzono natężenia przepływu dośrodkowego  $q_w$  i odśrodkowego  $q_o$ . Ponadto pomiar ciśnienia  $p_t$  za pompą P pozwalał na sprawdzające określenie wydajności pompy  $Q = q_w + q_o$  na podstawie jej charakterystyki  $Q = f(p_t)$ . Pomiaru siły dokonywano czujnikiem C współpracującym z mostkiem pomiarowym MP.

#### 4. OBSERWACJA PRACY MODELU I POMIARY

Po zbudowaniu modelu i zmontowaniu stanowiska badawczego dokonano obserwacji jego pracy i przeprowadzono kilka serii pomiarów [7]. O efekcie tworzenia się hydrodynamicznej warstewki cieczy między pierścieniem ślizgowym a oporowym świadczy następująca obserwacja: przed uruchomieniem pompy P dociskano nakrętką 23 z łożyskiem tocznym 22 pierścień ślizgowy 5 do pierścienia oporowego 6 tak, że obrót wałem był silnie hamowany tarciem powierzchni czołowych. Po uruchomieniu pompy P, która wówczas wytwarzała najwyższe ciśnienie, tarcie suche ustąpiło i opór zredukował się. Pozostawał do pokonania tylko opór toczenia wału w łożyskach i brodzenia zespołu wirującego w wodzie. Można to zjawisko wyjaśnić stwierdzeniem, że na skutek działania sił ciśnienia nastąpiło sprężyste odkształcenie elementów konstrukcji i na całym obwodzie wytworzyła się pożądana szczelina między pierścieniem ślizgowym i oporowym. Oględziny powierzchni pierścieni ślizgowego i oporowego po kilkunastu godzinach pracy nie wykazały śladów przycierania.

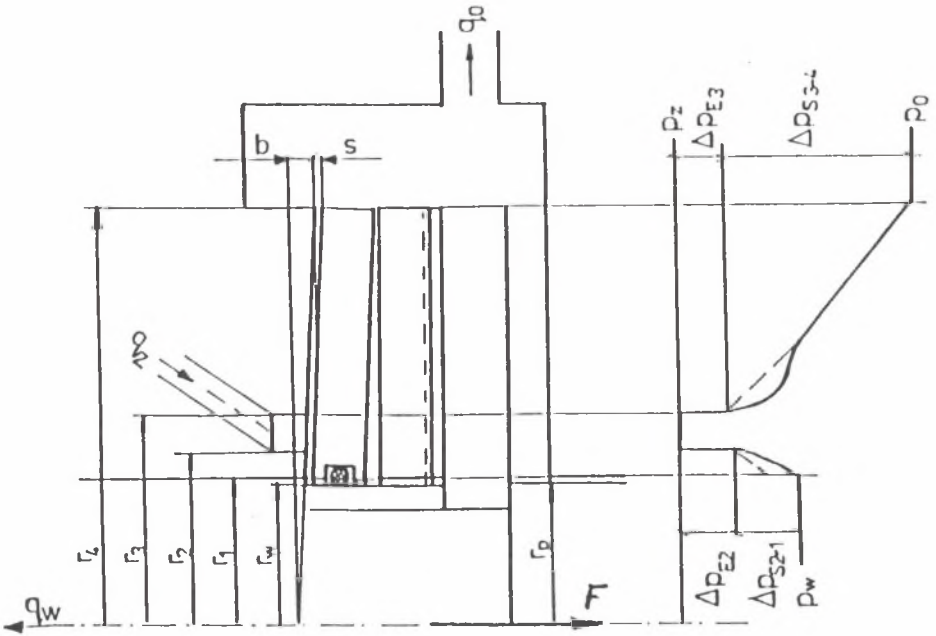
Następnie dokonano szczegółowych pomiarów dla niższych niż w opisanym eksperymencie ciśnień zasilania  $p_z$ . Zmierzone parametry pracy modelu opracowano w punkcie 6.

#### 5. ALGORYTM OBLICZEŃ

##### 5.1. Spadki ciśnienia w przepływach przez szczeliny poprzeczne

Na rys. 3 przedstawiono schemat badanego układu przepływowego z zaznaczonymi mierzonymi i obliczanymi wielkościami.

Z badań G. Kosyny [4] wynika, że natężenie przepływu laminarnego przez szczelinę poprzeczną nieznacznie zależy od nierównoległości ścianek, przy określonym spadku ciśnienia i tej samej średniej szerokości szczeliny. Spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej obliczamy wzorem [7, 8]:



Rys. 3. Charakterystyczne wymiary tarczy i wielkości mierzone oraz obliczane  
 Fig. 3. Characteristic dimensions of the disc, measured and calculated quantities

$$\Delta p = \Delta p_E + \Delta p_S \tag{1}$$

gdzie spadek ciśnienia we wlocie do szczeliny  $\Delta p_E$  określamy ze wzoru:

$$\Delta p_E = \rho \zeta v_E^2 / 2 = \rho 1,2 v_E^2 \tag{2}$$

Spadki ciśnienia w szczelinie poprzecznej można obliczyć np. algorytmem wg pracy [5]. Wówczas spadek ciśnienia w przepływie odśrodkowym przez szczelinę poprzeczną 3-4 obliczamy wzorem:

$$\begin{aligned} \Delta p_{S3-3} = & - 0,5 \rho v_4^2 r_4^2 (r_3^{-2} - r_4^{-2}) - \rho \omega^2 8^{-1} (r_4^2 - r_3^2) + \\ & + 0,5 \rho \lambda_{3-4} v_4^2 r_4^2 s^{-1} (r_3^{-1} - r_4^{-1}) \end{aligned} \tag{3}$$

Współczynnik oporu  $\lambda$  określamy wzorem:

$$\lambda = 0,0848(10^5/\text{Re})^{1,25} (1 + 10^{-6} \text{Re}')^{3,145} \quad (4)$$

gdzie umowne liczby Reynoldsa dla szczeliny 3–4 wynoszą

$$\text{Re} = v_4 r_4 / \nu \quad (5)$$

$$\text{Re}' = \omega r_m^2 / 2\nu \quad (6)$$

$$r_m = (r_3 + r_4) / 2 \quad (7)$$

Średnie prędkości promieniowe przepływu w szczelinie obliczamy z równań ciągłości:

$$q_0 = 2\pi r_3 s v_3 = 2\pi r_4 s v_4 \quad (8)$$

$$q_w = 2\pi r_2 s v_2 = 2\pi r_1 s v_1 \quad (8a)$$

Spadki ciśnienia w szczelinie poprzecznej można też obliczyć korzystając z opracowanych na podstawie badań wykresów zamieszczonych w pracach [3] lub [6].

Do weryfikacji wyników badań w niniejszej pracy sięgnięto do klasycznych wzorów określających spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej przy założeniu newtonowskiego modelu laminarnego przepływu przez szczelinę płaską. Jedynie w odróżnieniu od typowego w hydraulice siłowej ujęcia [10], całkowity spadek ciśnienia określano wzorem (1), określając lokalny spadek ciśnienia we wlocie do szczeliny wzorem (2). Spadki ciśnienia  $\Delta p_{sz1-2}$  i  $\Delta p_{sz3-4}$  w szczelinie poprzecznej między promieniami  $r_1$  i  $r_2$  oraz  $r_3$  i  $r_4$ , określają wzory:

$$\Delta p_{sz1-2} = \frac{6q_w \rho \nu}{\pi b^3} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (3a)$$

$$\Delta p_{sz3-4} = \frac{6q_0 \rho \nu}{\pi b^3} \ln \frac{r_4}{r_3} \quad (3b)$$

## 5.2. Siły osiowe

Całkowita siła osiowa działająca na tarczę wynosi:

$$F = F_{2-1} + F_{3-4} + F_1 + F_2 - F_3 \quad (9)$$



gdzie:

$$F_{2-1} = \int_{r_2}^{r_1} \int_0^{2\pi} \pi p(r, \varphi) r \, dr \, d\varphi \quad (10)$$

$$F_{3-4} = \int_{r_3}^{r_4} \int_0^{2\pi} \pi p(r, \varphi) r \, dr \, d\varphi \quad (11)$$

$$F_1 = \pi(r_3^2 - r_2^2)p_z \quad (12)$$

$$F_2 = \pi(r_1^2 - r_w^2)p_w \quad (13)$$

$$F_3 = \pi(r_4^2 - r_p^2)p_o \quad (14)$$

### 5.2.1. Siła osiowa $F_{ob}$ obliczona przy liniowej zmianie ciśnienia

W pierwszym przybliżeniu założono osiowo-symetryczny rozkład ciśnienia w szczelinach poprzecznych i przyjęto jego liniowy spadek wzdłuż promienia określając jego wartość wzorem (3). Wówczas:

$$F_{2-1} = \pi[(p_z - \Delta p_{E3})(r_4^2 - r_3^2) - \Delta p_{S3-4}(2r_4^2 - r_3r_4 - r_3^2)/3] \quad (10a)$$

$$F_{3-4} = \pi[(p_z - \Delta p_{E3})(r_2^2 - r_1^2) - \Delta p_{S2-1}(r_2^2 + r_1r_2 - 2r_1^2)/3] \quad (11b)$$

### 5.2.2. Siła osiowa $F_{ln}$ obliczona przy logarytmicznej zmianie ciśnienia wzdłuż promienia

Siły osiowe działające w szczelinie odśrodkowej i dośrodkowej można policzyć przy założeniu zmian ciśnienia wzdłuż promienia określonych wzorem (3a) i wówczas po podstawieniu do całek (10) i (11) otrzymujemy:

$$F_{2-1} = \pi \left[ r_2^2 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln(r_2/r_1)} \right] \Delta p_{1-2} + \pi(r_2^2 - r_1^2)p_w \quad (10b)$$

$$F_{3-4} = \pi \left[ \frac{(r_4^2 - r_3^2)}{2 \ln(r_4/r_3)} - r_3^2 \right] \Delta p_{3-4} + \pi(r_4^2 - r_3^2)p_w \quad (11b)$$

### 5.2.1. Nośność łożyska pryzmatycznego

W badanej konstrukcji nośność łożysk pryzmatycznych powinna być większa od siły osiowej  $F$  działającej na zespół wirujący. Siłą  $F$  działającą na tarczę są obciążone łożyska pryzmatyczne rys. 1, których zadaniem jest umo-

zliwienie wahliwego ruchu pierścienia ślizgowego. Można ją obliczyć wzorem Hertza [11]:

$$F_L = 2\pi\sigma_{\max} \ln[(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2] \sin\beta \quad (15)$$

Dla danych  $\sigma_{\max} = 1200 \text{ N/mm}$

$$r = 2 \text{ mm}, \quad l = 2,49 = 98 \text{ mm}, \quad \beta = 70^\circ,$$

$$E_1 = 19 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2, \quad E_2 = 10,5 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2,$$

$$\nu_1 = 0,3, \quad \nu_2 = 0,35,$$

dla badanej konstrukcji obliczono  $F_L = 21907 \text{ N}$ .

### 5.3. Momenty działające na tarczę odciążającą

Moment  $M$  działający na pierścień ślizgowy wywołany siłami ciśnienia, jest efektem niesymetrii osiowej rozkładu ciśnienia w szczelinach 2–1 i 3–4. Zakładając prostopadłą do osi wału oś  $x$  będącą zarazem osią obrotu pierścienia ślizgowego względem wału, zgodnie z rys. 3 można napisać [4]:

$$M_x = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_4} p(r, \varphi) r^2 \sin \varphi \, dr \, d\varphi \quad (16)$$

$$M_y = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_4} p(r, \varphi) r^2 \cos \varphi \, dr \, d\varphi \quad (17)$$

Warunkiem niedopuszczenia do tarcia suchego jest pokonanie przez moment  $M_x$  następujących momentów:

$M_g$  – momentu żyroskopowego pierścienia ślizgowego,

$M_p$  – momentu w ruchu oscylacyjno-obrotowym pierścienia pośredniego,

$M_L$  – momentu tarcia w łożyskach przyzmatycznych.

$M_D$  – momentu tarcia uszczelnienia typu „O”,

$M_F$  – momentu bezwładności cieczy, w której wirują pierścienie 4 i 5.

Składowa momentu  $M_y$  powoduje asymetrię reakcji łożysk przyzmatycznych.

Przy doskonałej prostopadłości pierścienia oporowego do osi wału wszystkie wymienione momenty zerują się. Pozostaje tylko moment oporu w ruchu obrotowym.

### 5.4. Pobór mocy przez zespół wirujący

Moc brodenia tarczy w wodzie można obliczyć wzorem [12]:

$$P_t = 1,224 \cdot 10^4 \operatorname{Re}^{-0,182} \omega^3 r_4^4 \left( r_4 + \frac{5}{2} e \right) \quad (18)$$

gdzie:

$$\operatorname{Re}'' = \omega r_4^2 / \nu \quad (19)$$

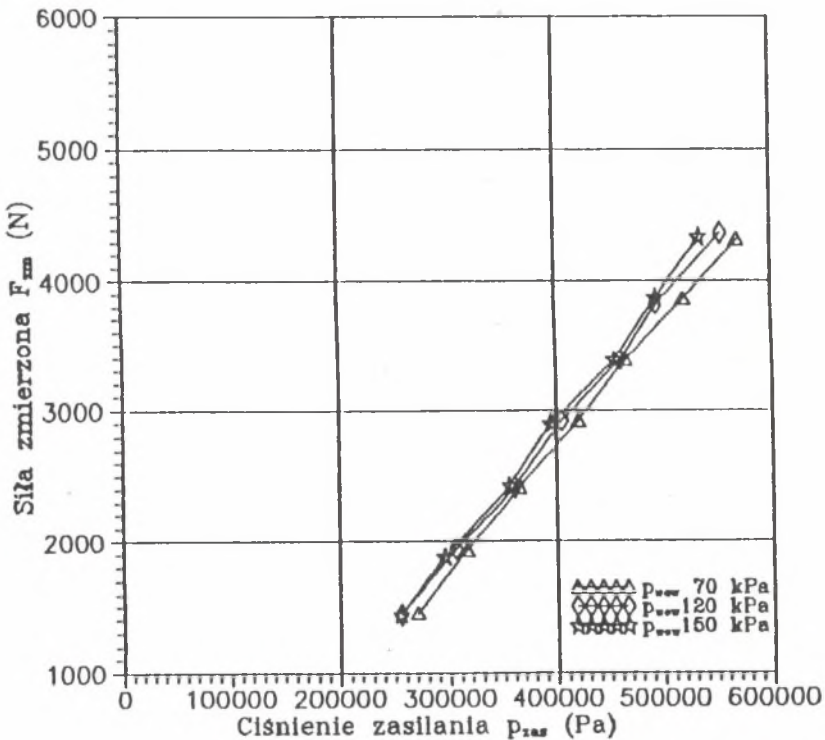
Pobór mocy pompy pomocniczej wynosi:

$$P_p = (q_w + q_o) p_z / \eta_p \quad (20)$$

Sprawność pompy pomocniczej można przyjąć np.  $\eta_p = 0,74$ .

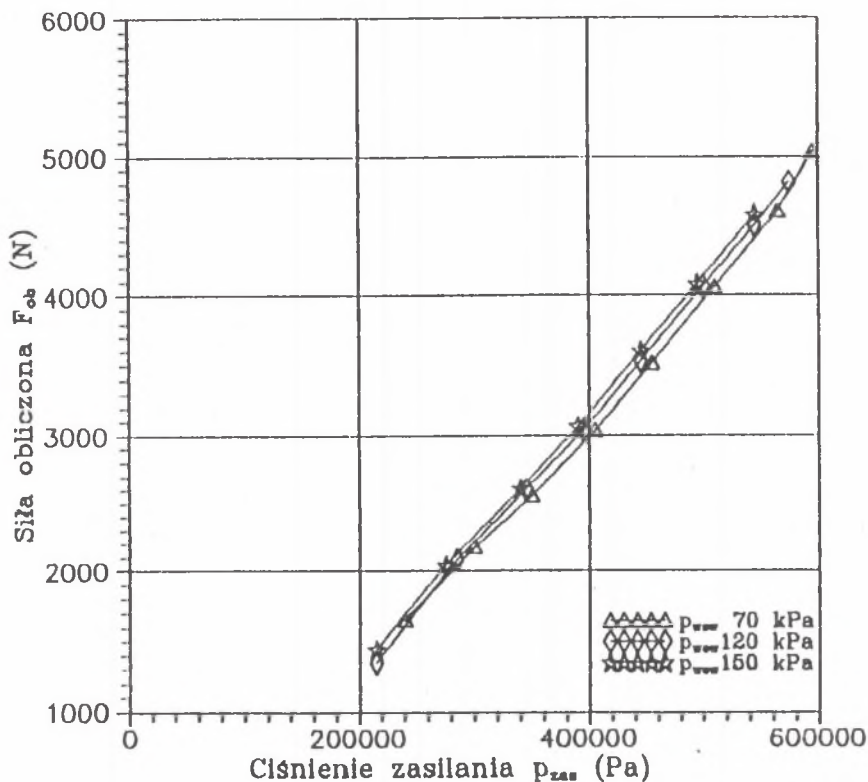
Całkowity pobór mocy zespołu tarczy odciążającej:

$$P = P_t + P \quad (21)$$



Rys. 4a. Zależność zmierzonej siły osiowej  $F_{zm}$  od ciśnienia zasilania  $p_z$

Fig. 4a. Results of measurements:  $F_{zm} = f(p_z)$



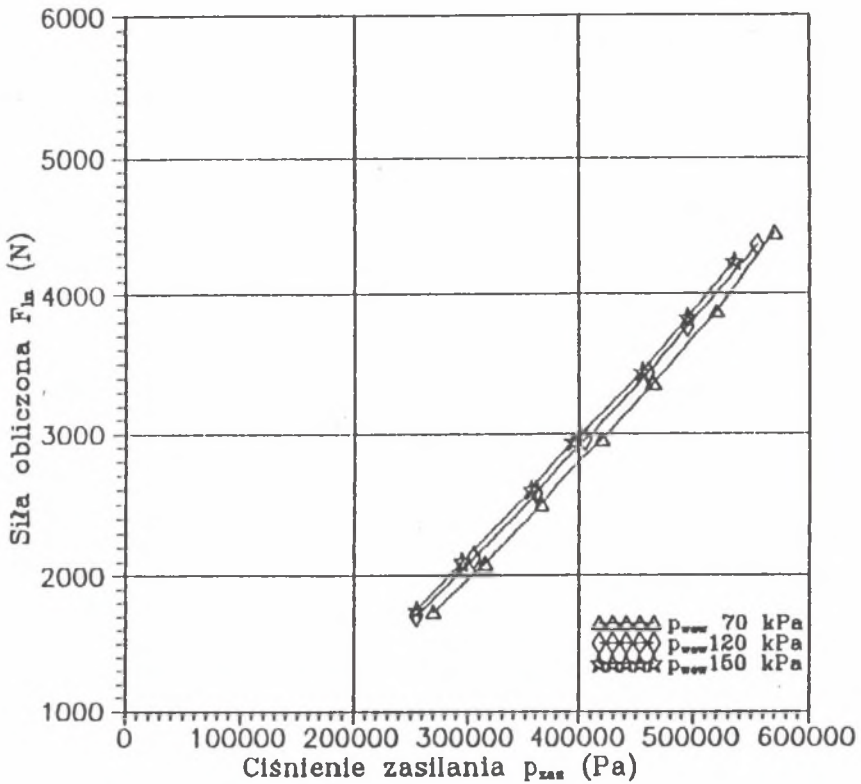
Rys. 4b. Zależność obliczonej siły osiowej z zastosowaniem wzorów (10a) i (11a) od ciśnienia zasilania  $p_z$

Fig. 4b. Results of calculated with function (3):  $F_{ob} = f(p_z)$

Jest to wielkość istotna przy porównaniu np. różnych rozwiązań konstrukcji łożyska osiowego lub tarczy odciążającej.

## 6. OMÓWIENIE WYNIKÓW BADAŃ

Pomiarów dokonano przy prędkościach obrotowych zespołu wirującego:  $n = 0, 700, 1000, 1400, 2000, 2800$  obr/min. Kąt skręcenia tarczy oporowej 6 od położenia prostopadłego do osi wału ustalano kolejno:  $\varepsilon = 0^\circ, 0,16^\circ, 0,32^\circ$ . Pozostałe mierzone wielkości, to: ciśnienie  $p_z = 0,1 \pm 1$  MPa, ciśnienia  $p_w$  i  $p_o$ , natężenie przepływu  $q_w$  i  $q_o$ , siła osiowa  $F$ .



Rys. 4c. Zależność siły osiowej  $F_{Ln}$  obliczonej z zastosowaniem wzorów (10b) i (11b) od ciśnienia zasilania  $p_z$

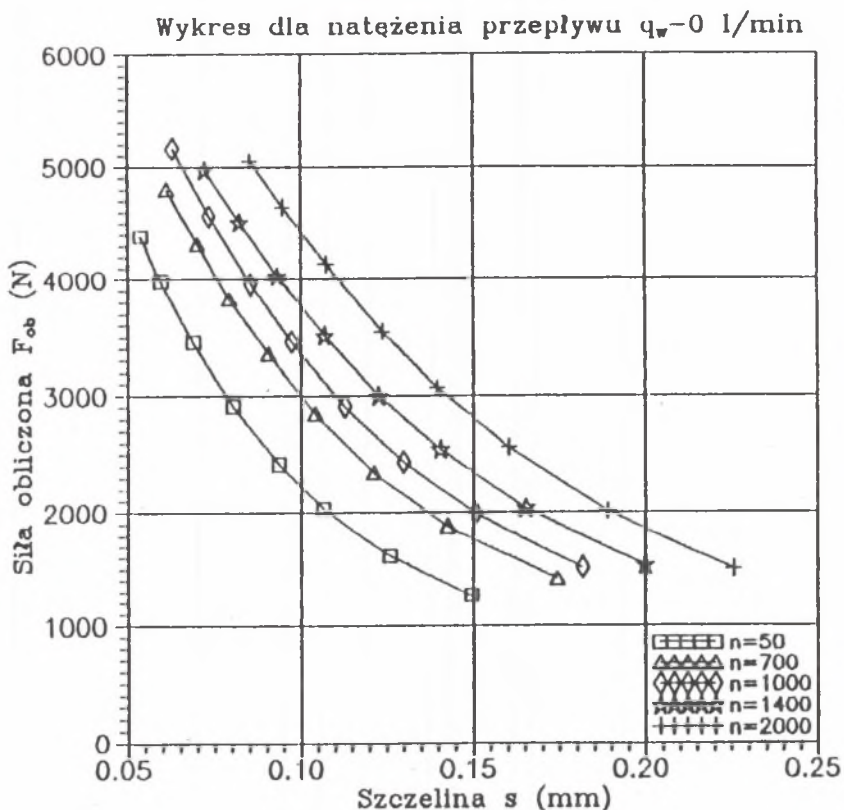
Fig. 4c. Results of calculated with function (3a):  $F_{Ln} = f(p_z)$

Zmiany parametrów dokonywano przez dociskanie czujnika siły do dźwigni, w której osadzono łożysko osiowe zespołu wirującego. Powodowało to wzrost ciśnienia  $p$  i siły osiowej  $F$ .

Następnie przyjmując określone wartości stałych i mierzonych wielkości zmiennych:  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $r_3$ ,  $r_4$ ,  $\rho$ ,  $p_z$ ,  $p_w$ ,  $p_o$ ,  $q_w$ ,  $q_o$ , za pomocą wzorów (1 – 14) obliczono szerokość szczeliny  $s$  oraz siłę osiową  $F$ . Na podstawie dokonanych pomiarów i obliczeń sporządzono wykresy, na których przedstawiono zależności:

- zmierzonej siły osiowej  $F_{zm}$  od ciśnienia zasilania  $p_{zas}$  – rys. 4a,
- obliczonej z zastosowaniem wzorów (10a) i (11a) siły osiowej  $F_{ob}$  od  $p_{zas}$  – rys. 4b,





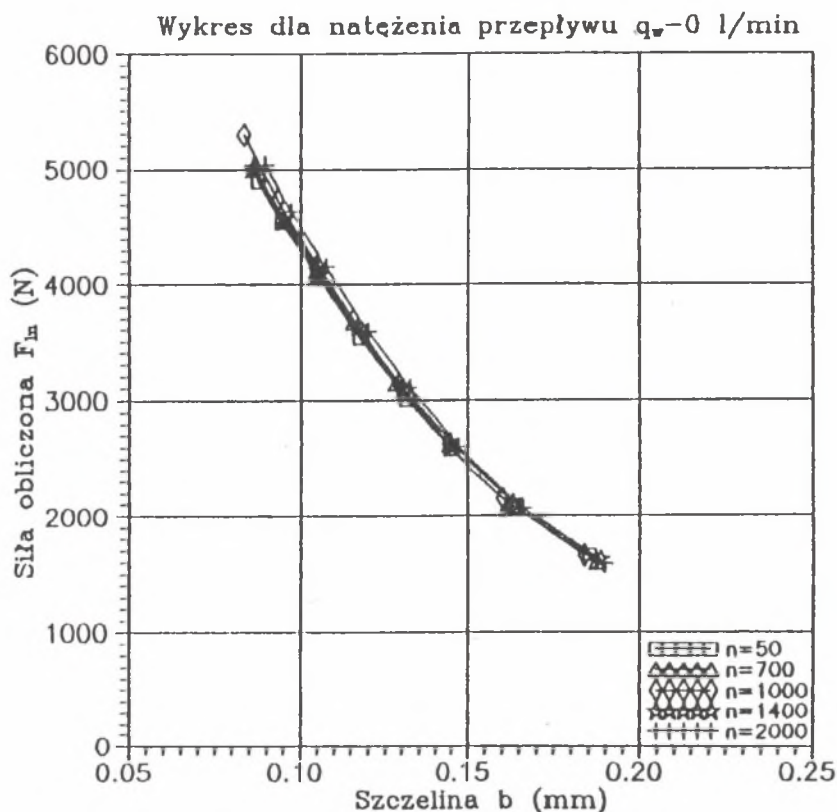
Rys. 5a. Zależność obliczonej siły osiowej  $F_{ob}$  od szerokości szczeliny

Fig. 5a. Results of calculated with function (3):  $F_{ob} = f(s)$

– obliczonej z zastosowaniem wzorów (10b) i (11b) siły osiowej  $F_{ln}$  od  $p_{zas}$  – rys. 4c.

Na wykresie rys. 5a przedstawiono zależność obliczonej wzorami (10a) i (11a) siły osiowej  $F_{ob}$  od szerokości szczeliny  $s$ . Z wykresu widać, że ze wzrostem prędkości obrotowej wzrasta szerokość szczeliny. Jest to logiczny efekt wzrostu współczynnika  $\lambda$  oporu przepływu przez szczelinę poprzeczną, wraz ze wzrostem prędkości obrotowej ścianki wirującej. Efekt ten został stwierdzony w pracach [3, 5, 6].

Na wykresie rys. 5b przedstawiono zależność siły  $F_{ln}$  od obliczonej tym logarytmem szerokości szczeliny  $b$ . Dla różnych prędkości obrotowych wyniki

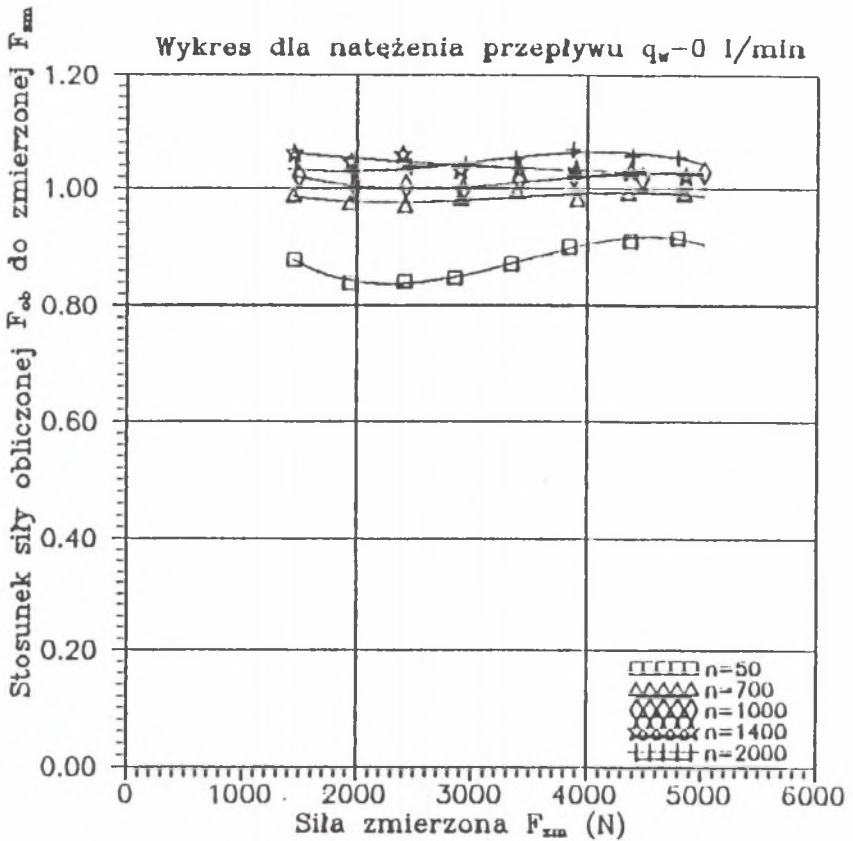
Rys. 5b. Zależność obliczonej siły osiowej  $F_{ln}$  od szerokości szczelinyFig. 5b. Results of calculated with function (3a):  $F_{ln} = f(b)$ 

praktycznie pokryły się, ponieważ drugi model obliczeniowy nie uwzględnia wpływu wirowania ścianki na opór przepływu.

Następnie dla zmierzonych  $F_{zm}$  i obliczonych  $F_{ob}$  oraz  $F_{ln}$  sił osiowych sporządzono wykresy  $F_{ob}/F_{zm}$  oraz  $F_{ln}/F_{zm}$  dla:

- zamkniętego przepływu dośrodkowego, czyli  $q_w = 0$ ; rys. 6a i 6b,
- dla ciśnienia  $p_w = 70$  kPa; rys. 7a i 7b,
- dla ciśnienia  $p_w = 120$  kPa; rys. 8a i 8b,
- dla ciśnienia  $p_w = 150$  kPa; rys. 9a i 9b.

Z wykresów wynika, że w zakresie zmian mierzonych parametrów pracy modelu łożyska osiowego z wahliwie podpartym pierścieniem ślizgowym, oby-

Rys. 6a. Stosunki sił  $F_{ob}/F_{zm}$  dla  $q_w = 0$ Fig. 6a. Comparison the calculated  $F_{ob}$  with experimental  $F_{zm}$  axial thrust for  $q_w = 0$ 

dwa modele obliczeniowe pozwalają na określenie siły osiowej  $F$  z podobną dokładnością. Można ją uznać za zadowalającą dla obliczeń konstrukcyjnych.

Na wykresach rys. 10a i 10b przedstawiono obliczoną zależność szerokości szczelin  $s$  i  $b$  od natężeń przepływów osiowych  $q = q_z$  przy przepływie dośrodkowym  $q_w = 0$ . Również na tych wykresach widać różnice w przyjętych modelach obliczeniowych. W rzeczywistości szerokość szczeliny zależy od prędkości obrotowej wirującej ścianki, co uzasadniono powyżej. W niniejszych badaniach nie było możliwości pomiaru szerokości szczeliny  $s$ .

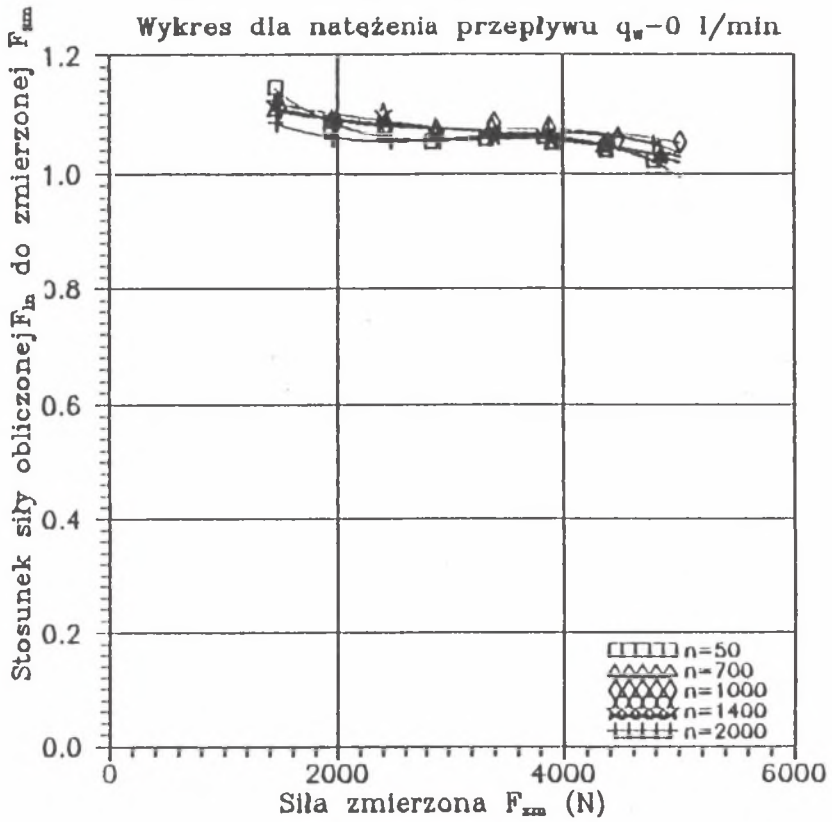
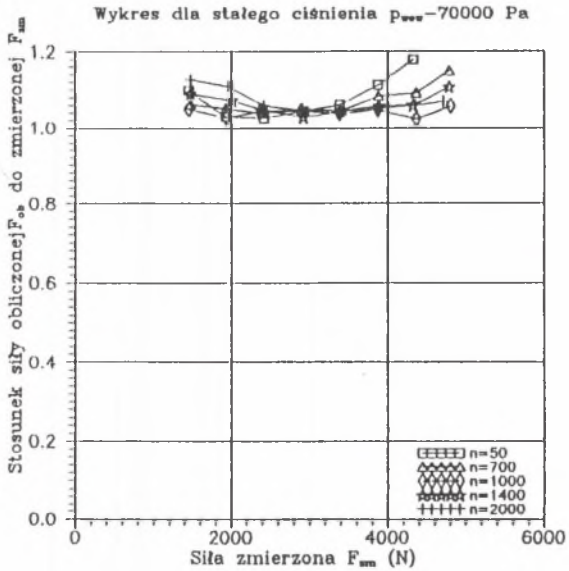
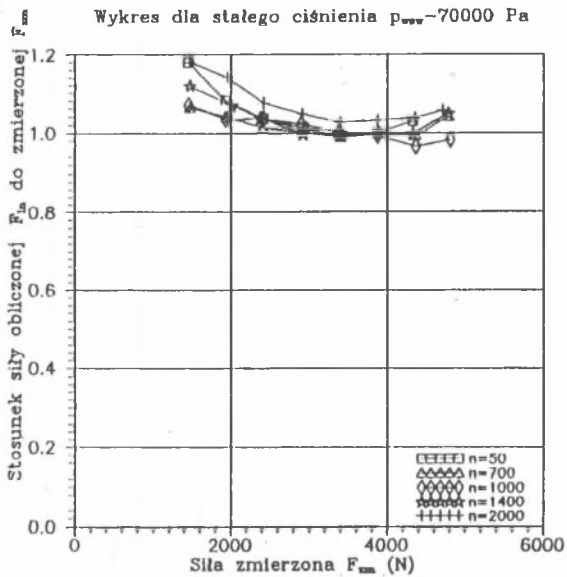
Rys. 6b. Stosunki sił  $F_{ln}/F_{zm}$  dla  $q_w = 0$ 

Fig. 6b. Comparison the calculated  $F_{ln}$  with experimental  $F_{zm}$  axial thrust for  $q_w = 0$



Rys. 7a. Stosunki sił  $F_{ob}/F_{zm}$  dla  $p_w = 70$  kPa

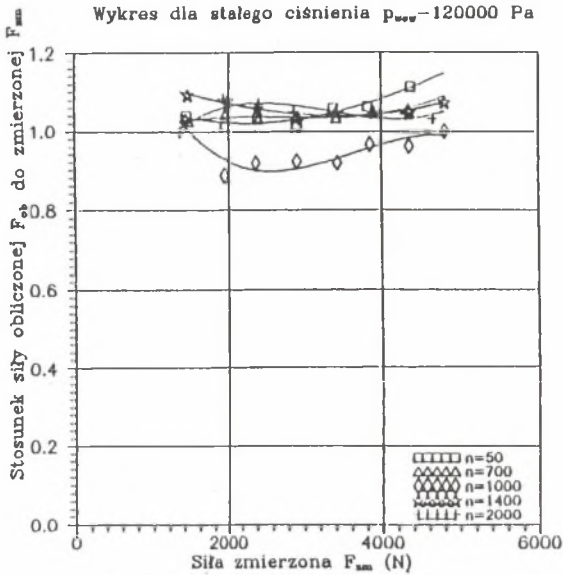
Fig. 7a. Comparison the  $F_{ob}$  with  $F_{zm}$  for  $p_w = 70$  kPa



Rys. 7b. Stosunki sił  $F_{in}/F_{zm}$  dla  $p_w = 70$  kPa

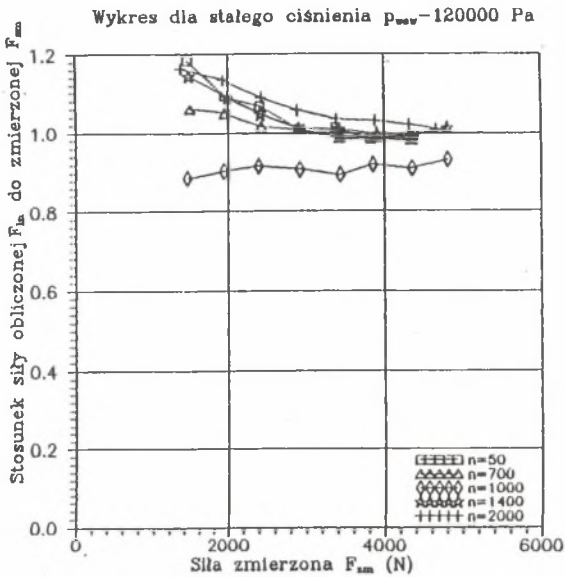
Fig. 7b. Comparison the  $F_{in}$  with  $F_{zm}$  for  $p_w = 70$  kPa





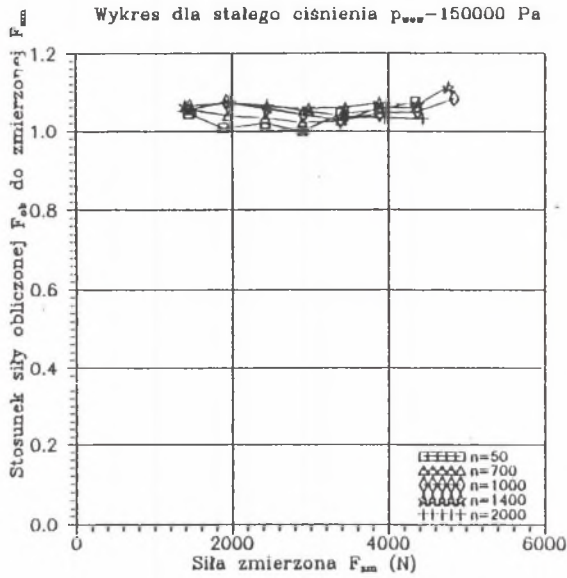
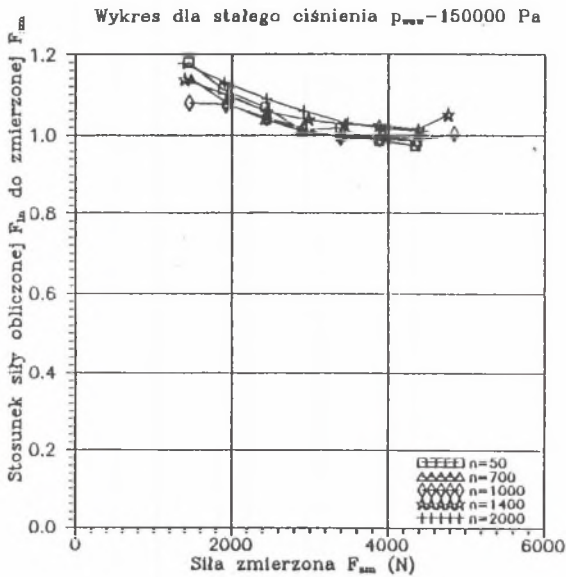
Rys. 8a. Stosunki sił  $F_{ob}/F_{zm}$  dla  $p_w = 120$  kPa

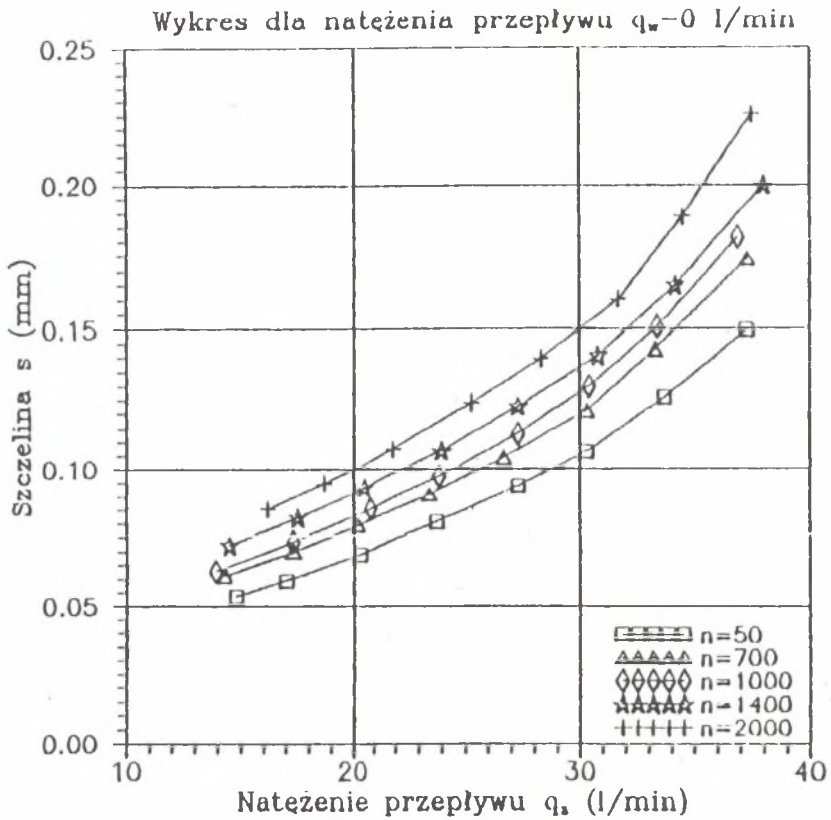
Fig. 8a. Comparison the  $F_{ob}$  with  $F_{zm}$  for  $p_w = 120$  kPa



Rys. 8b. Stosunki sił  $F_{ln}/F_{zm}$  dla  $p_w = 120$  kPa

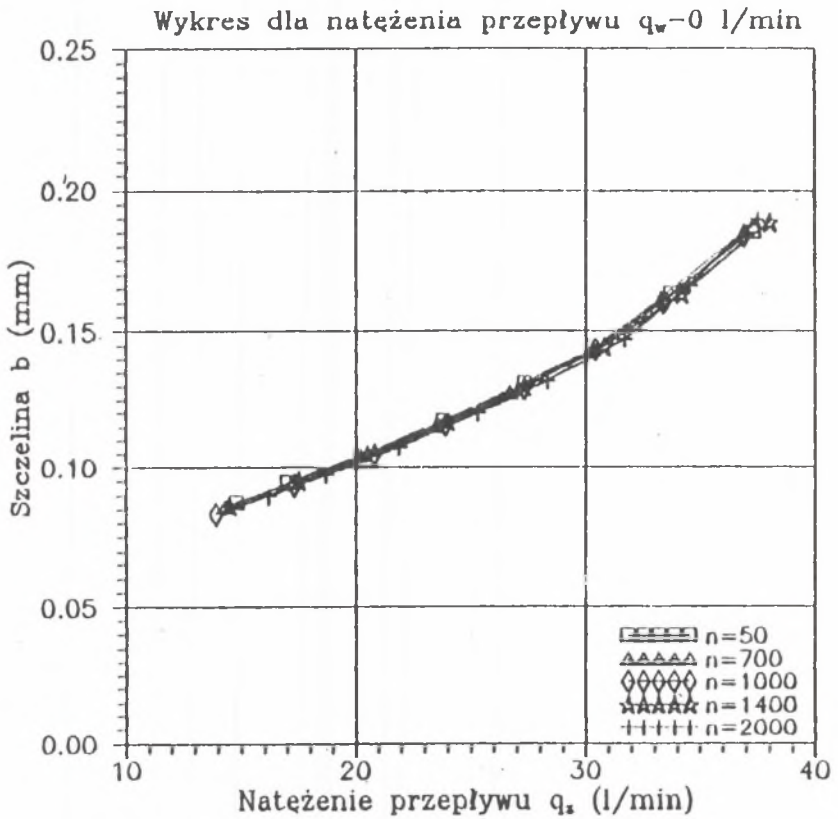
Fig. 8b. Comparison the  $F_{ln}$  with  $F_{zm}$  for  $p_w = 120$  kPa

Rys. 9a. Stosunki sił  $F_{ob}/F_{zm}$  dla  $p_w = 150$  kPaFig. 9a. Comparison the  $F_{ob}$  with  $F_{zm}$  for  $p_w = 150$  kPaRys. 9b. Stosunki sił  $F_n/F_{zm}$  dla  $p = 150$  kPaFig. 9b. Comparison the  $F_n$  with  $F_{zm}$  for  $p_w = 150$  kPa



Rys. 10a. Zależność obliczonej pierwszym algorytmem szerokości szczeliny  $s$  od natężenia przepływu  $q_z$  przy  $q_w = 0$

Fig. 10a. Relation of the calculated (with function 3) radial gap  $s$  and volume flow rate  $q_z$  for  $q_w = 0$



Rys. 10b. Zależność obliczonej drugim algorytmem szerokości szczeliny  $b$  od natężenia przepływu  $q_z$  przy  $q_w = 0$

Fig. 10b. Relation of the calculated (with function 3a) radial gap  $b$  and volume flow rate  $q_z$  for  $q_w = 0$

## LITERATURA

- [1] Korczak A. Lamboj J. Nikolin S. Perchał S. Wróblewski A.: Pompa wirowa odśrodkowa wielostopniowa. Patent PL nr 163278 B1. 25.06.1990.
- [2] Korczak A.: Przyrząd do badania przepływów osiowosymetrycznych przez szczelinę uszczelniającą. Patent nr 78947. 15.10.1973.
- [3] Wagner, W.: Experimentelle Untersuchungen an radial durchstromten Dichtspalten, Diss. 1972, T.U. Braunschweig.
- [4] Kosyna, G.: Untersuchungen an radial durchstromten dichtspalten mit ebenen Spaltwandungen unter Berücksichtigung von Parallelitätsfehlern, Diss. 1976, T.U. Braunschweig.
- [5] Korczak, A.: Przepływ przez promieniową szczelinę uszczelniającą pompach wirowych, Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice. 1972.
- [6] Jędral W.: Badania przepływu przez szczelinę jako elementu optymalizacji układu odciążającego w pompie wirowej. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1977.
- [7] Korczak A.: Entlastungscheibe mit selbsttätig einstellbarem Ring in einer mehrstufigen Kreiselpumpe. Pumpentagung. Karlsruhe '92.
- [8] Korczak A.: Łożysko osiowe z wahliwie podpartym pierścieniem wirującym Konferencja n-t.: Technologia maszyn wirnikowych. Rzeszów 1993.
- [9] Korczak A. Lamboj J.: Obliczenia hydrauliczne tarczy odciążającej napór osiowy w pompie wirowej odśrodkowej wielostopniowej. VII Konferencja Mechaniki Płynów. PAN. Białowieża 1988.
- [10] Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1984
- [11] Tryliński W.: Drobne mechanizmy i przyrządy precyzyjne. WNT, Warszawa 1978.
- [12] Łazarkiewicz Sz., Troskoleński A.T.: Pompy wirowe. WNT, Warszawa 1973.
- [13] Paszek J.: Obliczenia hydrauliczne i wytrzymałościowe oraz konstrukcja modelu do badań nowego rozwiązania tarczy odciążającej. Praca dyplomowa. Pol. Śl., Gliwice 1991.
- [14] Krysta A.: Badania laboratoryjne nowej konstrukcji tarczy odciążającej siłę osiową. Praca dyplomowa. Pol. Śl. 1992.
- [15] Jałowiecki R.: Kontynuacja badań konstrukcji tarczy odciążającej. Praca dyplomowa. Pol. Śl. 1993.

**Abstract**

The paper contains results of the research on application of a new axial hydrostatic slide bearing (being a balance disk in a multi-stage centrifugal



pump) with a self-aligning rotating ring. The new axial hydrostatic slide bearing consists of the following rotating elements: disk mounted on the shaft, intermediate ring rested on the disk, sliding ring rested on the intermediate ring. The prismatic bearings twisted by  $90^\circ$  are applied between the elements. As a result, the sliding ring is self-aligning. Moreover, it is sealed with regard to the shaft. In the stagnant ring a lantern ring is applied, through which clean water is supplied by an auxiliary pump. The water flows outwards and inwards. The axial force is balanced by the pressure under the disk. A model and experimental set has been built. The reliability of the new axial hydrostatic slide bearing is being investigated. An algorithm has been developed to compute the design features. The computational results were compared with experimental data. Elaborated experimental data have been present graphically.