

PROBLEMY NIEKONWENCJONALNYCH UKŁADÓW ŁOŻYSKOWYCH

Łódź 09-10 maja 1995 roku

Leszek Dąbrowski, Michał Wasilczuk
(*Politechnika Gdańska*)

UWAGI NA TEMAT DOKŁADNOŚCI MODELI OBLICZENIOWYCH HYDRODYNAMICZNYCH ŁOŻYSK WZDŁUŻNYCH. BIOMECHANICZNE

SŁOWA KLUCZOWE

hydrodynamiczne łożysko wzdluzne, metody obliczeniowe, badania doświadczalne, weryfikacja dokładności

STRESZCZENIE

W literaturze, mimo licznych publikacji na temat modeli obliczeniowych, niewiele jest informacji na temat dokładności oraz źródeł błędów w obliczeniach. Badania łożyska z podatną płytą ślizgową objęły stworzenie modelu obliczeniowego uwzględniającego złożony kształt szczeliny smarowej, zmianę lepkości oleju w szczelinie smarowej oraz wymianę ciepła. Przeprowadzono także badania doświadczalne, podczas których w typowych warunkach pracy łożyska wyznaczano m. in. minimalną grubość filmu, moment tarcia oraz temperaturę łożyska, a także kształt szczeliny smarowej. Porównanie wyników wykazało dużą zgodność podstawowych charakterystyk łożyska wyznaczonych doświadczalnie i obliczeniowo. Z przeprowadzonych badań można wysnuć wnioski na temat głównych źródeł niedokładności w obliczeniach hydrodynamicznych.

WPROWADZENIE

W literaturze naukowej przedstawiane są bardzo złożone modele umożliwiające obliczeniowe wyznaczenie charakterystyk hydrodynamicznych łożysk wzdluznych różnej konstrukcji. Standardem współcześnie prezentowanych metod obliczeniowych stało się uwzględnianie następujących zjawisk:

1. zmiany lepkości smaru w funkcji trójwymiarowych pól temperatury i ciśnienia w szczelinie smarowej,
2. mieszanie smaru w przestrzeni między sekcjami,
3. wymianę ciepła przez smar oraz obie współpracujące powierzchnie łożyska, oraz rzadziej
4. zmiany kształtu szczeliny smarowej wskutek termosprężystych odkształceń łożyska.

Przykładem może być model zaprezentowany C.M.Ettlesa i H.G.Andersona wraz z programem komputerowym MARIVAC 1 [1]. Program ten pozwala rozwiązać różniczkowe równania Reynoldsa i energii w szczelinie smarowej z uwzględnieniem kawitacji oraz przepływu ciepła przez tarczę wału i płytkę ślizgową w przestrzeni trójwymiarowej oraz równanie ugięcia płytki ślizgowej wywołane działaniem ciśnienia hydrodynamicznego i temperatury, sformułowane w ramach teorii cienkich płyt (w przestrzeni dwuwymiarowej). W pracy autorzy zaprezentowali porównanie wyników uzyskanych przy pomocy programu dla wolnoobrotowego (300 obr/min), średnio-obciążonego (3.4 MPa) łożyska

okrętowego z doświadczalnymi danymi zaczerpniętymi z literatury. Mimo złożoności obliczeń i niezbyt dużego obciążenia łożysk obliczona grubość filmu różniła się od zmierzonej o ok. 4 μm czyli o prawie 20%.

Według autorów w rozwoju metod obliczeniowych łożysk wzdłużnych nastąpiła dysproporcja polegająca z jednej strony na bardzo drobiazgowym rozpatrywaniu zjawisk przepływowych i cieplnych w szczelinie smarowej, a nie dość dokładnej analizie stanu odkształceń elementów łożyska, z drugiej strony. Z uwagi na powszechnie akceptowany fakt znaczącego wpływu odkształceń powierzchni ślizgowych łożyska na jego właściwości (np. [1]), wspomniana dysproporcja prowadzi do niedokładności powstających modeli obliczeniowych mimo ich wielkiej złożoności. Obecna dokładność modeli obliczeniowych ogranicza ich zastosowanie jedynie do wstępnej weryfikacji konstrukcji łożysk, a nie pozwala na określenie stanów granicznych.

Weryfikacja wyników obliczeń jest również związana z dużymi trudnościami doświadczalnego wyznaczenia stanu odkształceń powierzchni ślizgowych, minimalnej grubości filmu smarowego oraz strat tarcia w wysokoobciążonym łożysku, dlatego konieczne jest staranne opracowanie metodyki wyznaczenia poszczególnych wielkości.

MODEL OBLICZENIOWY ŁOŻYSKA O DOWOLNYM KSZTAŁCIE POWIERZCHNI ŚLIZGOWEJ

W Politechnice Gdańskiej obiektem badań teoretycznych i doświadczalnych jest łożysko wzdłużne z podatną płytą ślizgową [2]. Podczas pracy łożyska podparta tylko w niektórych miejscach płyta ślizgowa pod wpływem ciśnienia hydrodynamicznego ulega odkształceniom, tworząc na obszarze każdej sekcji zbieżną szczelinę smarową, sprzyjającą powstaniu nośności hydrodynamicznej. Badania oraz udane aplikacje potwierdziły korzystne właściwości łożyska.

Odształcanie się płyty ślizgowej jest podstawowym mechanizmem powstawania nośności hydrodynamicznej w nowym łożysku. Model obliczeniowy tego łożyska musi zatem umożliwiać dokładne obliczenie odkształceń płyty ślizgowej, co wymaga między innymi dokładnego opisu zjawisk cieplnych i zastosowania procedur numerycznych pozwalających na uzyskanie zgodności wzajemnie sprzężonych wielkości:

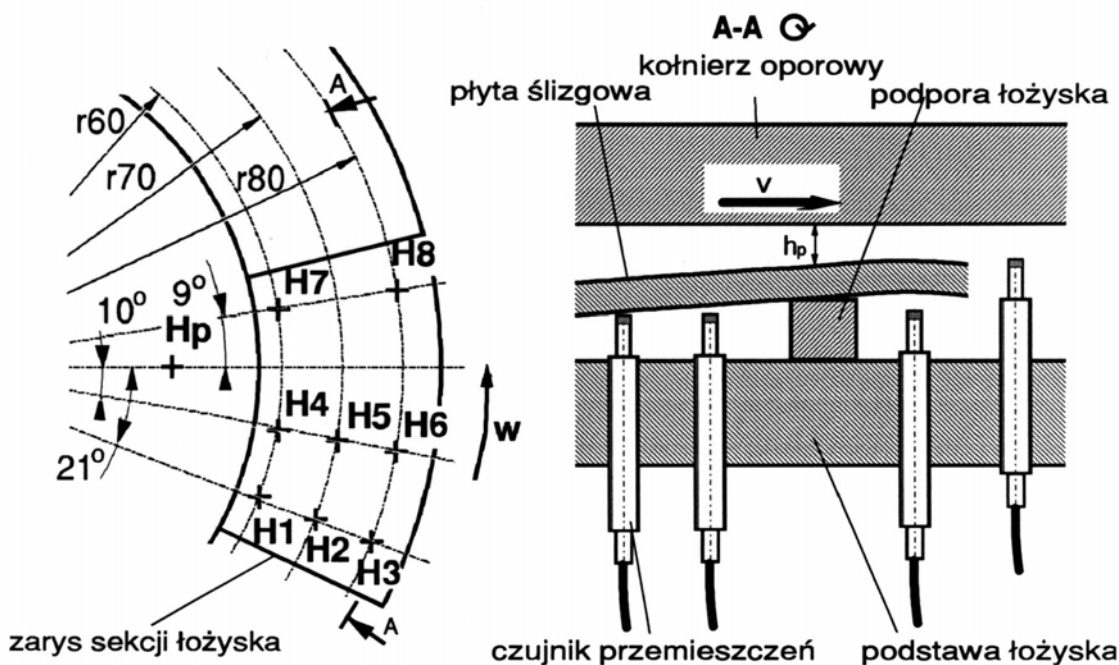
- kształtu szczeliny smarowej, który wynika z odkształceń płyty ślizgowej zależnych od rozkładu ciśnienia i temperatury;
- ciśnienia hydrodynamicznego zależnego od kształtu szczeliny smarowej (będącego wynikiem termosprężystych odkształceń płyty) i lepkości smaru (zależnej od rozkładu temperatury)
- rozkładu temperatury zależnego od lokalnych natężeń przepływu i gradientów ścinania oleju (zależnych od kształtu szczeliny i lepkości).

W związku z trudnościami budowy tak złożonego modelu podjęto decyzję o dekompozycji modelu łożyska na szczelinę smarową oraz podatną płytę ślizgową, co jak się wydaje, pozwoli na uniknięcie trudności numerycznych przy jednoczesnym uwzględnieniu zjawisk hydrodynamicznych i cieplnych. Pierwszym etapem prac była budowa modelu dowolnie ukształtowanej szczeliny smarowej [3]. Model obliczeniowy opracowany przez Z. Popowicza jest w stosunku do przedstawionego wyżej "standardu" nieco uproszczony. Nie uwzględnia on zmian lepkości cieczy na grubości szczeliny smarowej (lepkość jest w tym modelu funkcją dwuwymiarowego pola temperatury i ciśnienia), oraz w dużym uproszczeniu ujemuje wymianę ciepła między sąsiednimi szczelinami. Opracowany model z założenia nie uwzględnia również odkształceń powierzchni ślizgowych - kształt powierzchni łożyska jest dowolny, ale nie ulega on w trakcie obliczeń zmianom.

DOŚWIADCZALNE BADANIA WŁAŚCIWOŚCI ŁOŻYSK

Przeprowadzone badania miały na celu zweryfikowanie tezy mówiącej, że nie dość dokładne wyznaczanie odkształceń jest poważnym źródłem błędów obliczeń hydrodynamicznych. Jeżeli teza ta jest prawdziwa, to prawdziwe jest również twierdzenie, że w przypadku znanego kształtu szczeliny smarowej w warunkach pracy łożyska (to jest po odkształceniu) dokładność obliczeń hydrodynamicznych jest zadowalająca. Badania doświadczalne przeprowadzono na stanowisku badawczym SON-1M [4], konstrukcja stanowiska i opracowana metodyka pomiarów umożliwiły pomiar momentu tarcia w łożysku, temperatury łożyska oraz wyznaczenie geometrii szczeliny smarowej w warunkach pracy.

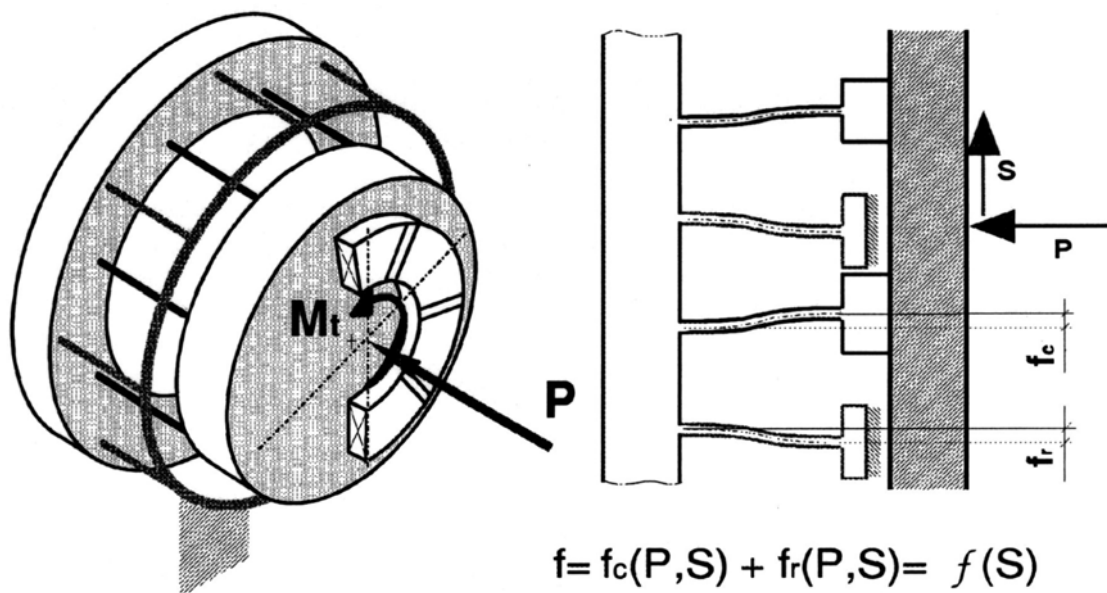
Wpływ kształtu szczeliny smarowej na właściwości łożyska jest decydujący zwłaszcza w łożysku z podatną płytą ślizgową, gdzie odkształcenia płyty ślizgowej są główną przyczyną powstania nośności hydrodynamicznej. Łożysko z podatną płytą ślizgową jest dobrym obiektem badań weryfikujących wspomniane twierdzenie także dlatego, że stosunkowo łatwe do wyznaczenia, giętkie odkształcenia płyty ślizgowej są główną składową odkształceń łożyska. Podczas badań kształt szczeliny smarowej wyznaczany był metodą interpolacji na podstawie pomiarów osiowego położenia kołnierza oporowego oraz odkształceń płyty ślizgowej w 8 wybranych miejscach (rys. 1). Opracowana metodyka i komputerowa obróbka danych umożliwiła wyeliminowanie niekorzystnych efektów związanych z niejednorodnością kołnierza oporowego oraz odkształceniami elementów stanowiska [5], co pozwoliło na uzyskanie dokładności pomiaru w granicach około $\pm 1.3 \mu\text{m}$ (przy poziomie ufności 95%).



Rys. 1. Sposób wyznaczania geometrii szczeliny smarowej w łożysku

Głównym problemem pomiaru niewielkiego momentu tarcia w hydrodynamicznym łożysku wzdłużnym jest działanie znacznej siły osiowej obciążającej łożysko, która zakłóca pomiar. Problem ten w stanowisku badawczym SON-1M rozwiązany został dzięki specjalnej konstrukcji momentomierza (rys. 2), [6]. Badane łożysko połączone jest z ostoją (korpusem głowicy badawczej) za pomocą ustroju sprężystego złożonego z dwóch grup

lek - ściskanych i rozciąganych. Miarą momentu tarcia jest kąt skręcenia momentomierza, wynikający z sumy ugięć obu grup belek wywołanych siłą styczną. Wpływ siły osiowej na strzałkę ugięcia belek rozciąganych i ściskanych jest przeciwny co do znaku, a sztywności belek są tak dobrane, że wpływ ten jest w obrębie konstrukcji momentomierza całkowicie skompensowany. Wyeliminowanie wpływu siły wzdłużnej na wskazania momentomierza umożliwia pomiar momentu tarcia z dokładnością do ok. ± 0.5 Nm (przy poziomie ufności 95%), przy działaniu siły osiowej do ok. 60 kN.



Rys. 2. Schemat budowy i zasada działania momentomierza

Temperaturę łożyska mierzono za pomocą termopar w punkcie położonym w 75% od krawędzi natarcia obwodowo i w 75% od krawędzi wewnętrznej promieniowo w przybliżeniu 2 mm pod powierzchnią płyty ślizgowej. Temperatura w tym punkcie pomiaru, oznaczana w literaturze indeksem "C75%/R75%", jest bliska temperaturze maksymalnej i dobrze oddaje cieplne obciążenie łożyska, stąd jest dość powszechnie przyjętym standardem pomiaru temperatury [7].

PORÓWNANIE WYNIKÓW POMIARÓW I OBLICZEŃ

Do obliczeń wykorzystano, omówiony wyżej program komputerowy do obliczeń charakterystyk łożysk o dowolnych, zadanych kształtach powierzchni ślizgowej. Przy pomocy tego programu przeprowadzono obliczenia charakterystyk łożysk o znanych, wyznaczonych doświadczalnie, kształtach. W trakcie obliczeń iteracyjnie, metodą bisekcji wyznaczano minimalną grubość filmu olejowego zapewniającego uzyskanie (przy zadanym i niezmiennym kształcie powierzchni ślizgowej) nośności równej obciążeniu łożyska w badaniach doświadczalnych. Po wyznaczeniu minimalnej grubości filmu obliczano straty tarcia w łożysku, średnie naciski w łożysku, a także rozkład temperatury w płycie ślizgowej łożyska. W tabeli 1 porównano uzyskane doświadczalnie i obliczeniowo wyniki. Wyniki z tabeli 1 przedstawione są również na rys. 3 i 4.

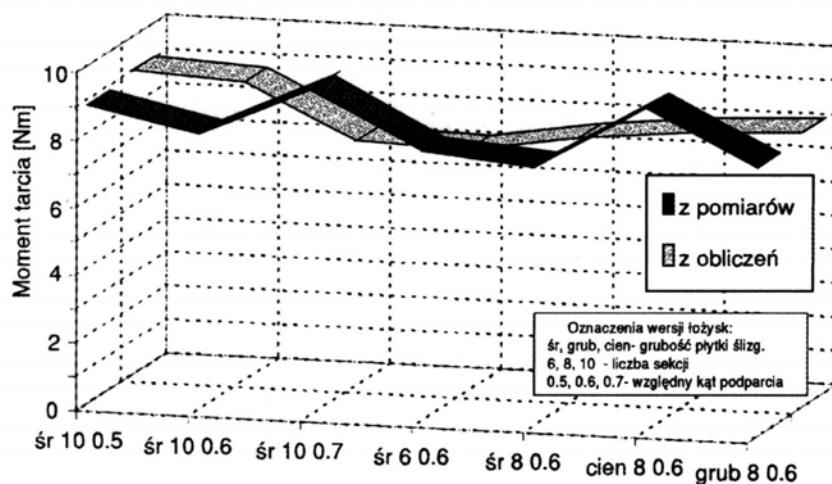
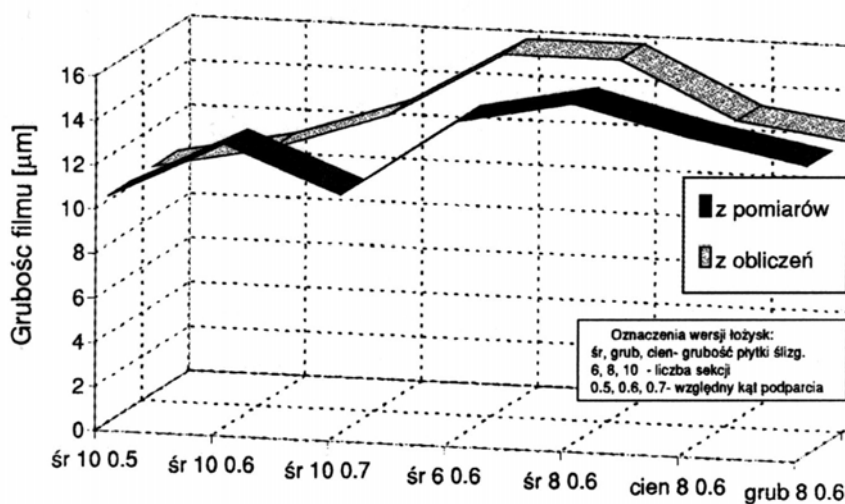
Tabela 1. Porównanie wyników uzyskanych doświadczalnie z obliczeniami.

Wielkość	Jednostka	Sposób uzyskania	Wariant łożyska						
			O- obl.	śr 10	śr 10	śr 10	śr 6	śr 8 0.6	cien 8
		E- eksp.	0.5	0.6	0.7	0.6		0.6	0.6
Grubość filmu	μm	O	10.3	11.3	13.1	16.0	16.0	13.5	12.8
		E	10.2	12.8	10.8	14.7	15.4	14.1	13.1
Moment tarcia	Nm	O	9.00	8.81	7.23	7.12	7.64	7.95	8.11
		E	8.84	8.12	9.59	7.93	7.61	9.52	7.91
Temp. łożyska	$^{\circ}\text{C}$	O	72.0	70.0	68.0	66.8	68.0	68.5	67.5
		E	73.7	71.8	69.9	70.0	69.9	71.5	70.4

Oznaczenia wariantów łożysk:

śr, gr, cien- grubość płyty ślizgowej: średnia, gruba, cienka
 10, 6, 8- liczba sekcji płyty ślizgowej
 0.5, 0.6, 0.7- względny kąt położenia podpory sekcji ślizgowej: 50, 60, 70% kąta opasania sekcji

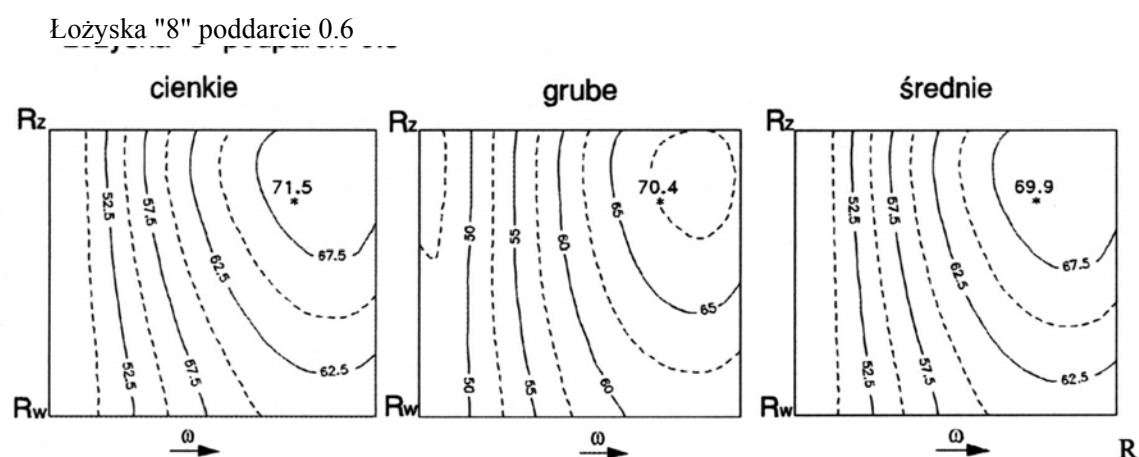
Rys. 3. Porównanie grubości filmu obliczonej i wyznaczonej doświadczalnie



Rys. 4. Porównanie momentu tarcia obliczonego i wyznaczonego doświadczalnie.

Wyniki pomiaru minimalnej grubości filmu w łożysku wykazują bardzo dobrą zgodność z wynikami obliczeń. Rozbieżności mieszczą się w granicach błędów pomiaru. Podobnie jest w przypadku pomiarów i obliczeń momentu tarcia - rozbieżności mieszczą się w granicach błędów pomiaru.

Na rysunku 5 przedstawiono we współrzędnych biegunowych uzyskane obliczeniowo rozkłady temperatury w połowie grubości płytki ślizgowej z zaznaczonymi (*) wartościami pochodzącymi z pomiarów. Przedstawione rozkłady temperatury świadczą o tym, że literaturowe zalecenia dotyczące miejsca pomiaru temperatury są słuszne, ponieważ temperatura zmierzona w punkcie pomiaru temperatury ($t_{C75\%/R75\%}$) Jest bliska maksymalnej temperaturze. Zgodność temperatury zmierzonej i wyznaczonej na podstawie obliczeń jest dobra, największe rozbieżności nie przekraczają 3°C (ok. 4%).



Rys. 5. Wyznaczone na podstawie obliczeń rozkłady temperatury w łożyskach.

WNIOSKI

Przeprowadzone obliczenia podstawowych charakterystyk łożyska wykazały dużą zgodność z charakterystykami wyznaczonymi doświadczalnie. Obliczenia prowadzone były dla znanej (z dokładnych pomiarów) geometrii szczeliny smarowej, co było istotnym czynnikiem upraszczającym obliczenia. Literaturowe doniesienia mówią o trudnościach uzyskania dokładnych wyników obliczeń wysokoobciążonych łożysk w przypadkach, gdy geometria szczeliny smarowej w warunkach pracy jest nieznaną, co jest najczęściej spotykanym w praktyce przypadkiem. Zgodność wyników doświadczeń z wynikami obliczeń hydrodynamicznych przeprowadzonych dla znanej geometrii szczeliny smarowej dowodzi, że główną trudnością w teoretycznym modelowaniu zjawisk zachodzących w wysokoobciążonych łożyskach są trudności w uwzględnianiu odkształceń w znanych dotychczas modelach obliczeniowych.

Dobrą zgodność wyników przeprowadzonych obliczeń i pomiarów właściwości łożyska można również uznać za potwierdzenie przydatności zbudowanego wcześniej modelu teoretycznego szczeliny smarowej łożyska o zadanej geometrii powierzchni ślizgowej oraz potwierdzenie dokładności opracowanej metodyki pomiarów.

LITERATURA

1. Ettles C. M., Anderson H. G.: Three-Dimensional Thermoelastic Solutions of Thrust Bearings Using Code MARMACI. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, vol. 113 (April 1991).

2. Olszewski O., Łożysko ślizgowe wzdłużne. Patent Nr 140387.
3. Dąbrowski L., Popowicz Z., Wasilczuk M., Siwek B., Olszewski O.: Poszukiwanie optymalnego kształtu powierzchni ślizgowej odkształconej przez hydrodynamiczny film smarowy oraz sposobów uzyskania takiego odkształcenia. Sprawozdanie z projektu Nr DNS-T/03/173/90-02. Pol. Gdańska, Wyd. Bud. Masz., Gdańsk 1991.
4. Dąbrowski L., Olszewski O., Wasilczuk M.: An Experimental Investigation of a Hydrodynamic Bearing with an Elastic Thrust Plate. Materiały International Tribology Congress EUROTRIB '93, Budapeszt.
5. Dąbrowski L., Wasilczuk M.: Method of evaluating shape of the oil film in the bearing with an elastic thrust plate. Materiały Konferencji Engineering Aero Hydro Elasticity. Pilzno 1994.
6. Dąbrowski L., Wasilczuk M.: A Method of Friction Torque Measurement for a Hydrodynamic Thrust Bearing. Artykuł przyjęty do ASME Journal of Tribology.
7. Mikula A. M.; The Effect of Shoe-Backing Material on the Thermal Performance of a Tilting-Pad Thrust Bearing. STLE Preprint, Preprint No. 88-AM-3D-2.

REMARKS ON ACCURACY OF THEORETICAL MODELS OF HYDRODYNAMIC THRUST BEARINGS

SUMMARY

Numerous papers deal with theoretical models of hydrodynamic thrust bearings, however the authors often do not discuss the accuracy of devised models.

For the purpose of finding the source of errors in calculations the following procedure was performed: (i) measurements of the characteristics of the thrust bearings was carried out, including the measurement of the shape of the deflected bearing surface, and then (ii) for the shape of the oil film known from experiments, bearing characteristics were calculated using an advanced thermo-hydrodynamic model of the bearing.

On the basis of comparison of the results the authors state that inaccuracy in evaluation of the bearing deformation is an important component of the total errors in hydrodynamic calculations.

Recenzja: prof. dr hab. inż. Jan Burcan