

Michał WODTKE*

WERYFIKACJA MODELU HYDROSTATYCZNEGO WSPOMAGANIA ŁOŻYSKA NOŚNEGO HYDROGENERATORA

VERIFICATION OF A MODEL OF HYDROSTATIC LIFTING OF A WATER TURBINE THRUST BEARING

Słowa kluczowe:

hydrostatyczne smarowanie, łożyska wzdłużne, obliczenia MES

Key words:

hydrostatic lubrication, thrust bearings, FEM calculations

Streszczenie

Łożysko nośne hydrogeneratora jest najbardziej obciążone (i zagrożone) w trakcie rozruchów i wybiegów. W tych fazach pracy (ze względu na zmniejszoną prędkość obrotową) nośność hydrodynamiczna jest niepełna a także w niektórych typach turbin pojawia się dodatkowe obciążenie osiowe. Hydrostatyczne uzupełnianie nośności hydrodynamicznej stosowane jest zwłaszcza w pompoturbinach, dla których rozruchy

* Wydział Mechaniczny, Politechnika Gdańska, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn.

i wybiegi są znacznie częstsze niż w innych maszynach. Laboratoryjna weryfikacja nowych rozwiązań jest możliwa w bardzo ograniczonym zakresie, stąd konieczność obliczeniowej weryfikacji pracy hydrostatycznej łożyska.

Przedstawiony w pracy przykład obliczeniowy dotyczy łożyska nośnego hydrogeneratora 125 MW elektrowni szczytowo pompowej Porąbka-Żar. Modele obliczeniowe MES uwzględniały m.in.: przepływ cieczy smarującej przez hydrostatycznie zasilaną szczelinę smarową, udział (wywołanych ciśnieniem w szczelinie) odkształceń klocków w kształtowaniu szczeliny, wpływ konstrukcji podparcia na odkształcenie klocków. Różnice wyników pomiarów i obliczeń są niewielkie, co pozwala na wykorzystanie opracowanej metodyki obliczeniowej do przewidywania własności wahliwych klocków łożysk nośnych z hydrostatycznym wspomaganiami.

WPROWADZENIE

Łożysko nośne hydrogeneratora jest najbardziej obciążone (i zagrożone) w trakcie rozruchów i wybiegów [L. 1]. W dodatku w tych fazach pracy (ze względu na zmniejszoną prędkość obrotową) nośność hydrodynamiczna jest niepełna. Hydrostatyczne uzupełnianie nośności hydrodynamicznej stosowane jest zwłaszcza w pompoturbinach. Ich głównym zadaniem są interwencje w sytuacji przeciążenia lub niedociążenia sieci energetycznej, co wymaga przeciętnie 4÷5 rozruchów w ciągu doby. Coraz częściej do szybkich interwencji w sieci przygotowywane są także klasyczne hydrozespoły turbinowe w elektrowniach przepływowych. W dużych maszynach, o masie wirnika powyżej 100 T, dodatkową zaletą wprowadzenia hydrostatycznego zasilania do klockowego łożyska nośnego jest poprawa jakości ustawiania linii wału i wyważenia wirnika w trakcie prac remontowych, powiększająca trwałość i niezawodność łożysk poprzecznych.

Położenie podparcia wahliwego klocka łożyskowego Michella lub Kingsbury'ego jest optymalizowane dla prawidłowej pracy hydrodynamicznej. Aby uzyskać jednakową grubość szczeliny smarowej na całym obwodzie klocka w czasie pracy hydrostatycznej – należy odpowiednio usytuować komorę hydrostatycznego smarowania na powierzchni ślizgowej klocka. Niepoprawne zaprojektowanie tej komory grozi silnym

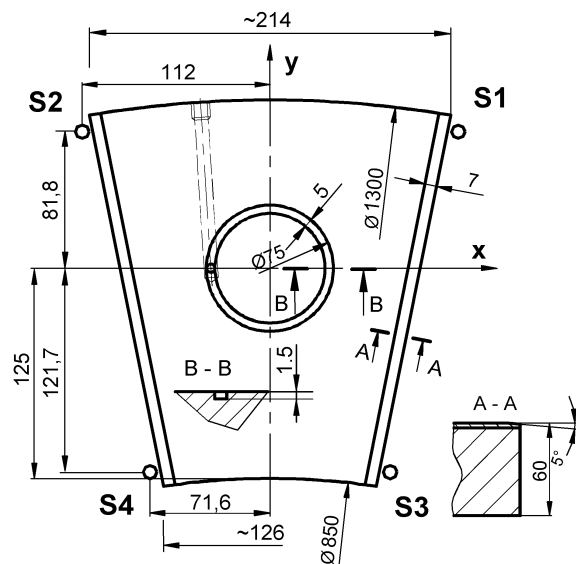
dociśnięciem jednego z narożników klocka do nabierającej prędkości tarczy wału i niszczeniem łożyska. Hydrostatyczna komora na powierzchni ślizgowej bardzo przeszkadza w pracy hydrodynamicznej, stąd musi być niewielka i do „otwarcia się” szczeliny hydrostatycznej wykorzystywana jest sprężysta deformacja klocka. Eksperymentalny dobór parametrów konstrukcyjnych klocków łożysk o wielkich rozmiarach ($\varnothing 1\div 4$ m) dla spełnienia tak wielu wymagań jest niezwykle kosztowny. Alternatywą jest proponowany proces obliczeniowy, pozwalający dodatkowo określić wydatek oleju (rozmiar pompy), zapewniający bezpieczną pracę łożyska.

CEL PRACY

Celem niniejszej pracy było zbudowanie i zweryfikowanie modelu klocka łożyska nośnego i szczeliny olejowej podczas pracy hydrostatycznej; z uwzględnieniem:

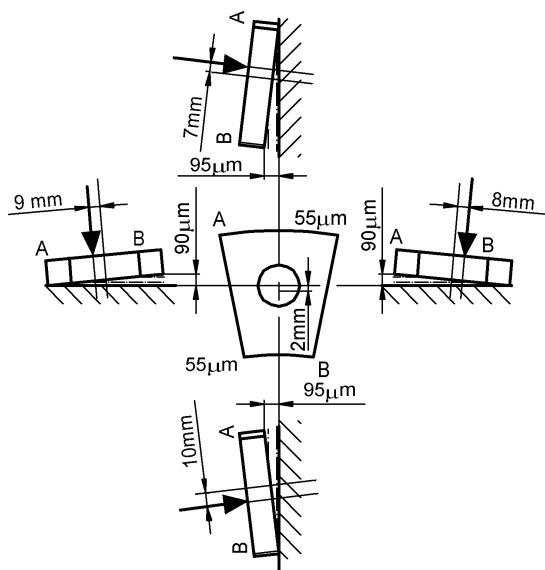
- przepływu oleju przez szczelinę smarową,
- deformacji klocka wywołanych ciśnieniem hydrostatycznym,
- konstrukcji podparcia klocka.

Model opracowano w oparciu o system obliczeniowy MES ANSYS 6.1. Do weryfikacji ww. modelu zaplanowano wykorzystać eksperymentalne badania położenia środka wyporu hydrostatycznego i stateczności klocka, przeprowadzone i opublikowane przez Bednarka [L. 2]. Podstawowa praca Bednarka, wielokrotnie przytaczana w literaturze światowej, dotyczyła klocków łożysk nośnych hydrozespołów 125 MW elektrowni szczytowo-pompowej Porąbka-Żar (Rys. 1). Stosowane w łożyskach hydrozespołów podparcie każdego klocka na 16 sprężynach śrubowych zostało dla celów pomiarowych zastąpione podparciem na walcu o średnicy $\varnothing 58$. Bednarek wyznaczył doświadczalnie środek hydrostatycznego wyporu filmu olejowego oraz wartości przesunięć jego punktowego podparcia powodujące zanik hydrostatycznego filmu olejowego w jednym z naroży klocka (Rys. 2).



Rys. 1. Kłoczek łożyska nośnego hydrogeneratora elektrowni Porąbka-Żar o mocy 125 [MW]

Fig. 1. Tilting pad of a power plant Porąbka-Żar 125 [MW] hydrogenerator thrust bearing



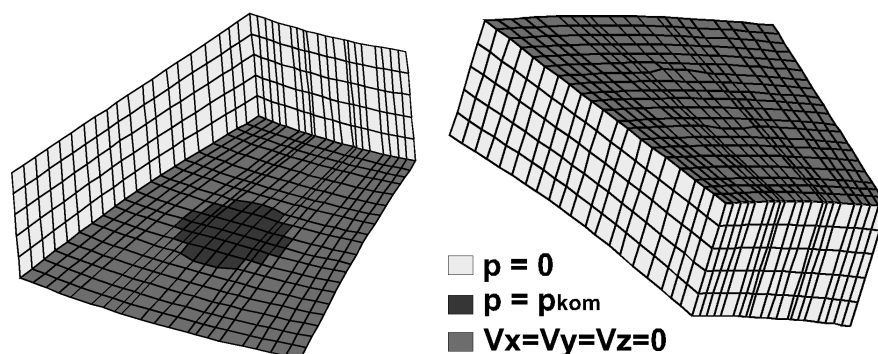
Rys. 2. Wyniki badania położenia środka wypadkowej siły nośnej hydrostatycznego filmu olejowego i stateczności kłocka łożyska [L. 2]

Fig. 2. Results of the research on the center of hydrostatic pressure and equilibrium of the bearing pad [L. 2]

MODEL OBLICZENIOWY

Model MES szczeliny smarowej

Model szczeliny smarowej przedstawiono na **Rys. 3**. Powierzchnię ślizgową klocka pomniejszono o 7 mm ścicia krawędzi wlotowej i wylotowej (**Rys. 1**). Szczelinę podzielono siatką węzłów 21x21 w płaszczyźnie ślizgowej klocka oraz na 5 warstw na grubości. W wyniku otrzymano 2000 ośmiowęzłowych, prostopadłościennych, płynowych elementów skończonych. Zastosowane warunki brzegowe to: zerowe wartości ciśnień węzłowych na powierzchniach wypływowych oleju ze szczeliny ($p = 0$), ciśnienia węzłowe elementów w obszarze komory hydrostatycznego smarowania równe ciśnieniu zasilania oleju ($p = p_{kom}$) oraz zerowe prędkości węzłowe na powierzchniach styku elementów płynowych z tarczą oporową wału oraz z powierzchnią ślizgową klocka ($V_x = V_y = V_z = 0$). Pominięto odkształcenia tarczy wału. Zaimplementowany w strukturę systemu obliczeniowego ANSYS moduł rozwiązywał równanie przepływu płynu Naviera-Stokes'a oraz równanie ciągłości przepływu z założeniem nieściśliwości oleju, przepływu laminarnego oleju w szczelinie smarowej oraz braku wewnętrznych źródeł ciepła pochodzących np. ze ścinania oleju w szczelinie. Założenie izotermicznego przepływu przez szczelinę smarową jest uznawane za poprawne przy niewielkich prędkościach ślizgania dla łożysk hybrydowych [L. 5]. W przypadku obliczeń łożysk hydrostatycznych uzasadnieniem jest zasilane szczeliny dużą ilością zimnego oleju z wanny łożyska.

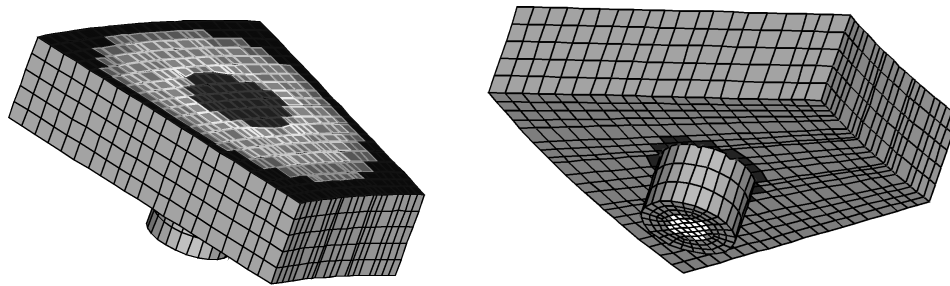


Rys. 3. Model MES szczeliny olejowej z zaznaczonymi schematycznie warunkami brzegowymi (wysokość szczeliny dla zwiększenia czytelności powiększona 1000 razy)

Fig. 3. FEM model of the fluid film (thickness exaggerated 1000 times), boundary conditions shown at the drawing

Model MES klocka łożyska

Model klocka łożyska wraz z modelem podparcia przedstawiono na **Rys. 4**. Powierzchnia ślizgowa klocka podzielona została (podobnie jak szczelina olejowa) siatką węzłów 21×21 , a grubość klocka podzielono na 5 warstw, dzięki czemu uzyskano 2000 ośmiowęzłowych bryłowych elementów skończonych. Model klocka uproszczono pomijając rowek hydrostatycznego smarowania oraz warstwę białego metalu na powierzchni ślizgowej, co zgodne jest z zaleceniami literaturowymi [L. 6]. Zachowano jednakowe współrzędne węzłów na styku klocka i szczeliny olejowej, co pozwoliło uniknąć interpolacji wyników pochodzących z jednej analizy i będących obciążeniem w drugiej i odwrotnie. Taki problem (komplikację i dodatkową niedokładność) napotkali Brown, Medley i Ferguson [L. 5] – w przypadku gdy odpowiednie węzły nie leżą w tym samym punkcie na powierzchni styku. Modelowane podparcie w postaci stalowego walca o średnicy zewnętrznej $\varnothing 58$ [mm] i wysokości 40 [mm] jest identyczne z tym, które zastosowano w stanowisku badawczym [L. 2]. Na **Rys. 4** zaznaczono schematycznie warunki brzegowe dla modelu klocka łożyska: obciążenie powierzchni ślizgowej ciśnieniem pochodzącym z obliczeń przepływowych oraz podparcie walca na dolnej jego powierzchni. Widoczne są również elementy kontaktowe na powierzchni styku walca podpierającego oraz spodu klocka.



Rys. 4. Model MES klocka łożyska wraz z walcem podpierającym z zaznaczonym obciążeniem oraz warunkami podparcia

Fig. 4. FEM model of a bearing pad with supporting cylinder and support boundary conditions

Schemat obliczeń

Obliczenia przeprowadzone zostały w pętłach iteracyjnych. Tok obliczeniowy (**Rys. 5**) podzielić można na dwie zasadnicze części: obliczenia przepływowe wg modelu szczeliny smarowej przedstawionego w p. 3.1. oraz strukturalne obliczenia sprężystej deformacji powierzchni ślizgowej klocka wg p. 3.2.

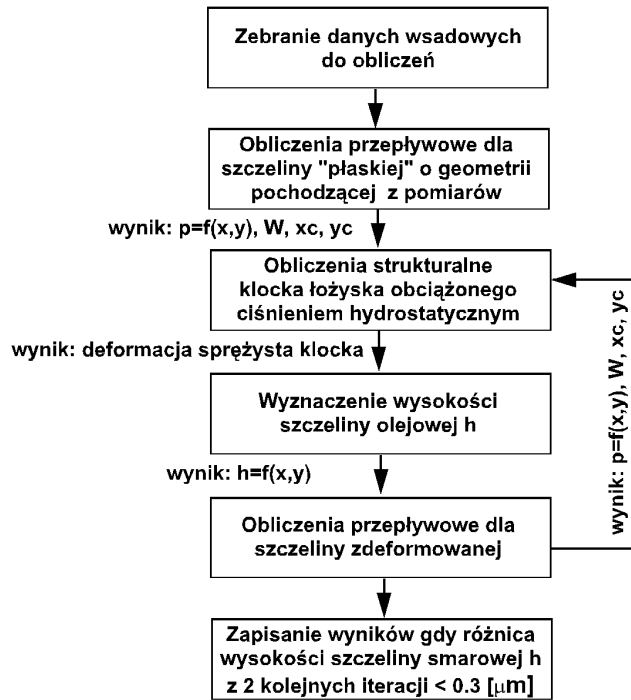
Zestaw danych wsadowych do obliczeń składał się z:

- wartości ciśnienia oleju panującego w obszarze komory hydrostatycznego zasilania p_{kom} [Pa],
- lepkości oleju ν [Pa s] (dla odpowiedniej temperatury),
- grubości w czterech punktach (narożach klocka) szczeliny smarowej (**Rys. 2**).

Do obliczeń wykorzystano wielkości z badań eksperymentalnych Bednarka [**L. 2**] (z uwagami przedstawionymi w p. 4).

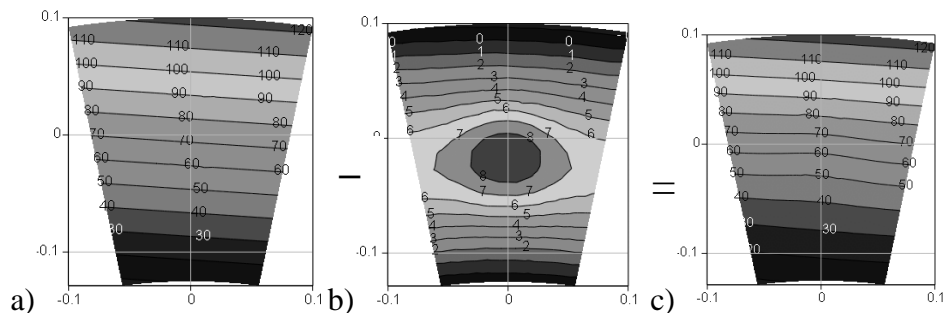
Wynikiem pierwszego kroku obliczeniowego – przy założeniu płaskiej powierzchni ślizgowej klocka były: rozkład ciśnienia hydrostatycznego na powierzchni ślizgowej klocka łożyska $\mathbf{p} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{y})$, wartość siły wypadkowej pochodzącej od ciśnienia hydrostatycznego filmu olejowego \mathbf{W} , oraz współrzędne położenia tej siły – \mathbf{x}_c , \mathbf{y}_c . Ciśnienia węzłowe nie nadają się wprost do przeniesienia jako obciążenie do modelu strukturalnego, i wymagały przeliczenia na siły węzłowe wg wzorów obliczeniowych zawartych w pracy Szmeterla [**L. 3**]. Praktyczną aplikację powyższego zabiegu obliczeniowego znaleźć również można w pracy Dąbrowskiego [**L. 4**]. Wynikiem obliczeń strukturalnych była deformacja sprężysta klocka łożyska pod działaniem ciśnienia hydrostatycznego, a ta zsumowana odpowiednio z początkową płaską szczeliną pozwalała wyznaczyć wysokość zdeformowanej szczeliny $\mathbf{h} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{y})$ (**Rys. 6**).

W kolejnym kroku obliczeniowym ponawiano obliczenia przepływowe, tym razem dla szczeliny zdeformowanej, uzyskując w wyniku nowy rozkład ciśnienia, siłę nośną łożyska i współrzędne wypadkowej siły od ciśnienia. W ten sposób wyniki z kolejnych etapów obliczeń przenoszone były ręcznie jako obciążenia do następnego kroku obliczeniowego do momentu, kiedy największa różnica wysokości szczeliny smarowej $\mathbf{h} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{y})$ z dwóch kolejnych iteracji była mniejsza niż 0.3 μm .



Rys. 5. Blokowy schemat przeprowadzonych obliczeń elasto-hydrostatycznych

Fig. 5. Flow chart of elasto-hydrostatic calculations



Rys. 6. Sposób wyznaczenia zdeformowanej szczeliny olejowej $h = f(x,y)$, a) płaska szczelina z pomiarów, b) deformacja klocka łożyska pod działaniem ciśnienia hydrostatycznego, c) zdeformowana szczelina olejowa $h = f(x,y)$ jako różnica a i b

Fig. 6. Evaluation of the shape of the oil gap – $h = f(x,y)$, a) inclination of a pad (assumed to be flat) based on measurement results b) pad deformation caused by hydrostatic pressure, c) oil gap profile as a difference between a) and b)

Wyznaczenie siły nośnej podpory hydrostatycznej W oraz jej współrzędnych

Jednym z wyników obliczeń numerycznych jest nośność łożyska w pracy hydrostatycznej W dla przytoczonych przez Bednarka grubości w czterech punktach na obwodzie szczeliny smarowej. Wyliczono ją zamieniając ciśnienia węzłowe na siły węzłowe. Całkowita siła nacisku na klocek wyznaczana jest jako suma wszystkich sił węzłowych wyliczonych z ciśnień, natomiast położenie siły wypadkowej wyliczane jest z równań momentów sił węzłowych.

Wyznaczenie natężenia przepływu Q oleju przez szczelinę

W oparciu o obliczone MES prędkości oleju w węzłach leżących na poszczególnych bocznych powierzchniach szczeliny – metodą wielomianów sklejaną obliczono średnie prędkości przepływu oleju przez te powierzchnie oraz natężenia przepływu oleju Q [l/min] przez szczelinę.

DANE DOŚWIADCZALNE

Po pierwszych próbach weryfikacji opisanej powyżej procedury obliczeniowej na podstawie wyników pomiarów opisanych przez Bednarka [L. 2], okazało się iż dane te są niewystarczające. Brak było wyników wskazań oraz położenia wszystkich czujników przemieszczeń, tolerancja pomiaru temperatury ($T = 40 \pm 5$ [°C]) była dość znaczna biorąc pod uwagę lepkość oleju która silnie zależy od jego temperatury. Dla pełnej weryfikacji opracowanej metody obliczeniowej niezbędne okazało się uzupełnienie eksperymentalnych danych przytoczonych w pracy Bednarka [L. 2]. W marcu br. dr inż. K. Bednarek z AGH w Krakowie ponowił swoje eksperymenty na zachowanym stanowisku badawczym (z udziałem autora niniejszej pracy), co pozwoliło wystarczająco uzupełnić zestaw danych dla weryfikacji opracowanego modelu obliczeniowego (p. 3).

WYNIKI POMIARÓW I OBLICZEŃ

W **Tab. 1** zestawiono wyniki pomiarów. W **Tab. 2** zebrano wyniki obliczeń:

- wypadkową nośność podpory hydrostatycznej W ,
- natężenie przepływu oleju przez szczelinę Q ,
- współrzędne x_c , y_c położenia siły W na powierzchni ślizgowej klocka.

Przyjętymi za eksperymentem Bednarka danymi do obliczeń były również: ciśnienie oleju w komorze hydrostatycznej p_{kom} [Pa], lepkości oleju ν [Pa s] (w temperaturze pomiarowej T_{oleju}) oraz przemieszczenia naroży klocka **S1**, **S2**, **S3** i **S4** [μm] (**Rys. 1**) łożyska w czasie pracy hydrostatycznej (**Tab. 1**).

Tabela 1. Zestawienie wyników pomiarów

Nr zestawu danych	xc	yc	T_{oleju}	p_{kom}	S1	S2	S3	S4
	[mm]	[mm]	[°C]	[MPa]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]
4	0	-14.5	31	8.6	130	120	10	0
5	0	-12.3	32	8.85	120	110	15	10
6	0	0	30	9.6	85	75	80	65

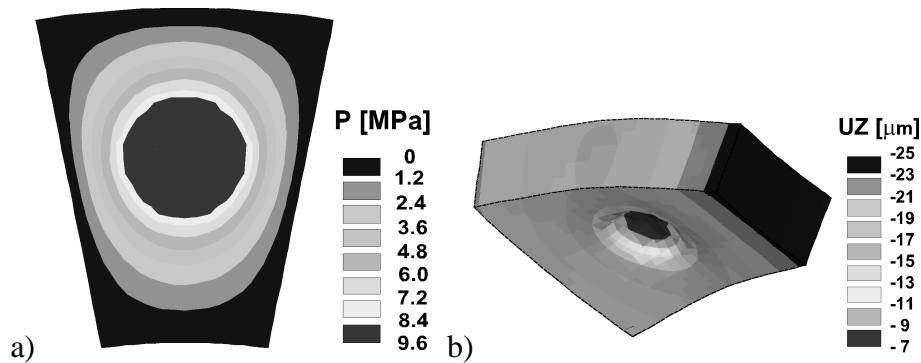
W celu uniknięcia błędu spowodowanego rozrzutem lepkości oleju (PN wskazuje tylko zakres lepkości dla danej klasy oleju w danej temperaturze) pobrano ze stanowiska badawczego próbkę oleju T-46 i pomierzono jego lepkość w funkcji temperatury. Pozwoliło to na wyznaczenie konkretnej wartości lepkości oleju w temperaturze pomiaru (**Tab. 2**). Przykład wyników obliczeń w formie graficznej pokazano na **Rys. 7**. Dla wszystkich zestawów danych pomiarowych zmierzone obciążenie klocka łożyska wyniosło $W = 135$ [kN], a natężenie przepływu oleju przez szczelinę $Q = 2.224$ [l/min] (co stanowi wydatek waporowej pompy zasilającej łożysko). Zestawy danych pomiarowych różniły się od siebie temperaturą oleju ($T = 31 \pm 1$ [°C]), położeniem punktu podparcia klocka i w konsekwencji ciśnieniem oleju w komorze hydrostatycznego zasilania oraz wskazaniem poszczególnych czujników przemieszczeń.

Tabela 2. Zestawienie wyników obliczeń i ich błędów dla 3 zestawów danych pomiarowych

Nr zestawu danych	ν [Pa s]	W [kN]	ΔW [%]	Q [l/min]	ΔQ [%]	Δxc [mm]	Δyc [mm]
4	0.068	128.4	4.9	2.07	6.9	-0.7	-2.3
5	0.064	128.1	5.1	1.81	18.6	-0.5	-1.8
6	0.071	126.2	6.5	1.80	19.1	-0.4	-1.2

gdzie:

- ΔW – błąd względny obliczonego obciążenia,
- ΔQ – błąd względny wyznaczonego wydatku pompy zasilającej,
- $\Delta xc, \Delta yc$ – różnica między wynikiem obliczeń MES oraz pomiarami środka podparcia,



Rys. 7. Przykładowy wynik obliczeń MES, a) rozkład ciśnienia hydrostatycznego na powierzchni ślizgowej klocka łożyska, b) deformacja klocka w kierunku osi Z wywołana ciśnieniem hydrostatycznym – deformacje powiększone 2000 razy

Fig. 7. Example of the results, a) pressure distribution, b) pad deformation caused by hydrostatic pressure (exaggerated 2000 times)

DYSKUSJA WYNIKÓW I WNIOSKI

Największe różnice względne wyników obliczeń i eksperymentu dotyczą natężenia przepływu oleju przez szczelinę smarową Q . Dodatkowa analiza ujawniła, że taką różnicę można skorygować zmieniając temperaturę oleju o $\Delta T = \sim 4.5$ [°C]. Podobnie oceniając wpływ błędu pomiaru obciążenia oraz pomiaru grubości szczeliny w czterech punktach na obwodzie – oceniono, że różnice wyników obliczeń i eksperymentu nie przekraczają łącznego wpływu wspomnianych błędów pomiarowych. Wielkości błędów szukanych wartości uprawniają do wysunięcia następujących wniosków:

1. Różnice wyników pomiarów i obliczeń: W , Q , x_c , y_c klocka łożyska hydrogeneratora są niewielkie, co pozwala na wykorzystanie opracowanej metodyki obliczeniowej do projektowania wahliwych klocków łożysk nośnych z hydrostatycznym wspomaganie.
2. Dla celów projektowania łożysk nośnych niezbędne jest uwzględnienie w obliczeniach sprężystych deformacji klocków łożyskowych, można natomiast pominąć rozgrzewanie się oleju w wyniku przepływu przez szczelinę oraz termiczne deformacje klocków.
3. Możliwe jest wykrywanie błędów konstrukcyjnych na etapie projektowania – stwierdzanie na drodze obliczeniowej awaryjnych stanów pracy podpór.

Podziękowanie

Autor pragnie podziękować Panu profesorowi J. Salwińskiemu oraz Panu dr inż. K. Bednarkowi z AGH w Krakowie za udzieloną przy zbieraniu danych doświadczalnych pomoc.

LITERATURA

- [1] Ettles C., Seyler J., Bottenschein M.: Some effects of start-up and shut-down on thrust bearing assemblies in hydro-generators. 2002 ASME/STLE International Joint Tribology Conference, Cancun Mexico.
- [2] Bednarek K.: Środek wyporu hydrostatycznego filmu olejowego i stateczność wychylnej płyty panwiowej w łożysku nośnym hydrogeneratora. Energetyka nr 2/1985 str. 71-72.
- [3] Szmeter J., Dacko M., Dobrociński S., Wieczorek M.: Metoda elementów skończonych w statyce konstrukcji. Przykłady obliczeń. Arkady, Warszawa 1979.
- [4] Dąbrowski L.: Pierścieniowa sprężyna płytowa o wielu podporach jako sprężyste podparcie hydrodynamicznego łożyska wzdłużnego. Praca doktorska. Wydział Mechaniczny Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1997.
- [5] Brown A., Medley J., Ferguson J.: Spring-supported thrust bearing used in hydroelectric generators: finite element analysis of pad deflection. 27th Leeds – Lyon Symposium on Tribology, Lyon, France, Wrzesień 2000.
- [6] Brown A., Medley J., Ferguson J.: Spring-supported thrust bearing used in hydroelectric generators: further developments in the finite element analysis of the pad deflection. 2nd Tribology Congress, Wiedeń, 2001.

Recenzent:
Jan BURCAN

Summary

The most critical regimes of operation of a thrust bearing in a water turbine are start-ups and shutdowns. One of the reasons is lower speed because of which hydrodynamic load carrying capacity is lower than at nominal speed, the other is additional axial load caused by flow phenomena in some types of turbines. Hydrostatic lifting is commonly used especially in pump turbines, for which start-ups and shutdowns are more frequent than in other types of water machines because of their function in electrical system. Hydrostatic lifting helps to generate load-carrying capacity. The possibility of testing

new designs is limited so it is necessary to assess the hydrostatic operation of a bearing by calculations. Equilibrium of a tilting pad, its deformation and the required flow of supplied oil should be evaluated.

The aim of the work was devising and verifying a model of oil film and bearing pad in hydrostatic mode of operation. FEM model used for the calculations included flow of the lubricant supplied to the hydrostatic pocket in the fluid gap, influence of the deformations on the oil gap profile, influence of pad support on its deformation. The main elements and assumptions of the model are described in the paper, as well as the iterative procedure utilised to obtain solutions.

An example of calculations for the thrust bearing of 125 MW pump turbine of Porąbka-Żar power plant is presented in the paper. The thrust bearing consists of 16 spring supported tilting pads. In hydrostatic mode of operation high pressure oil is supplied to the pocket machined on the pad sliding surface. The results show pressure distribution and the deformation of a tilting pad supported on the cylinder caused by hydrostatic pressure. The calculation results were verified in a simple test rig in which only one pad in a hydrostatic mode of operation is tested. The discrepancy between calculations and experiment are also evaluated.

The theoretical results show good correlation with the experiment that is why the devised model can be considered a useful tool for predicting performance of a thrust bearing in hydrostatic mode of operation including the effects of pad support its deformations. It is hoped that failures caused by wrong position of pad support or inadequate oil supply can be predicted and prevented with the use of the devised model.