

KINETOSTATYKA I DYNAMIKA TYPOWEGO ŁOŻYSKA TURBINOWEGO W UJĘCIU DIAGNOSTYCZNYM

Wojciech MIĄSKOWSKI, Jan KICIŃSKI

Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn

ul. Oczapowskiego 11/132 10-900 Olsztyn 5, fax. (89) 5233255, email: wojmek@uwm.edu.pl

Streszczenie

Przedmiotem badań jest przednie łożysko generatorowe turbosespołu 13K215 o mocy 200 MW. Jest to typowa jednostka energetyczna stosowana w naszym kraju. Węzły łożyskowe łączące część niskoprężną i generator szczególnie wpływają na własności kinetostatyczne i dynamiczne całej maszyny. Stąd konieczność szybkiej i prostej metody wyznaczania charakterystyk takich jak: rozkład ciśnień, minimalna grubość filmu smarnego, moc tarcia, przepływ oleju oraz prostych relacji diagnostycznych. Własności dynamiczne obejmować będą: tłumienie, częstotliwości drgań własnych oraz amplitudy drgań. Wyniki obliczeń przedstawione w dalszej części opracowania przeprowadzono dla układu wirnik-podpory w zakresie prędkości obrotowych wirnika od $n = 500$ obr/min do $n = 3500$ obr/min.

Słowa kluczowe: dynamika maszyny, teoria smarowania, łożysko ślizgowe, turbosespoły, diagnostyka, diagnostyka techniczna

STEADY-STATE ANALYSIS AND DYNAMICS OF TYPICAL TURBINE BEARING IN DIAGNOSTIC FORMULATION

Wojciech MIĄSKOWSKI, Jan KICIŃSKI

Summary

The steady-state analysis and dynamic properties of journal bearing of large 200MW turbosets is presented in the paper. These are typical power engineering units, applied in Poland. Bearing placed between a low pressure turbine has particular influence on the dynamic force analysis and dynamics of whole machinery. Therefore, quick and simple method of determination of characteristics, such as: pressure distribution, minimum thickness of lubricating film, friction power, oil flow and diagnostic relations, is essential. Dynamic properties include: damping, natural frequency and vibration amplitudes. The calculation, were prepared for rotor-bearing-foundation system, in the rotor rotational speed range from $n=500$ r.p.m. to $n=3500$ r.p.m.

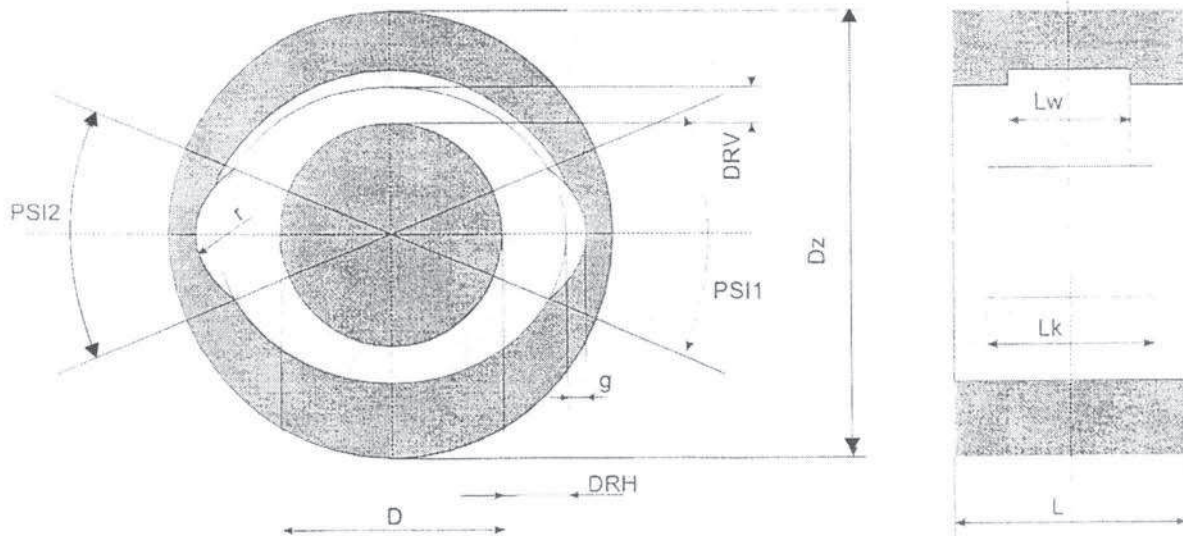
1. WSTĘP

Celem pracy była analiza własności kinetostatycznych i dynamicznych wielkogabarytowych poprzecznych łożysk ślizgowych, stosowanych w maszynach energetycznych dużej mocy, a także opracowanie narzędzi badawczych umożliwiających ich szybką prostą diagnostykę. Analizę tą przeprowadzono dla zakresu prędkości obrotowych $n = 500\div 3500$ obr/min przy stałym obciążeniu wynikającym z ciężaru wirnika. Przedmiotem zainteresowań była odpowiedź na pytanie, czy granica stabilności układu złożonego z prostego modelu wirnika i złożonego modelu łożyska leży powyżej nominalnej prędkości obrotowej oraz ilu prędkości rezonansowych można oczekiwać przy rozruchu i wybiegu. Zaproponowany sposób analizy umożliwia uzyskanie w szybki i prosty sposób niezbędnych informacji o własnościach takiego łożyska, co może

być użyteczne zarówno dla projektantów jak i eksploatorów dużych maszyn energetycznych. Jak się okazuje zaproponowana w pracy metodologia typu: prosty wirnik – złożone łożysko może być w wielu przypadkach użytecznym narzędziem badawczym przy wstępnych pracach projektowych lub modernizacyjnych. Oczywiście nie może ona zastąpić pełnej analizy złożonych, wielopodporowych układów wirnik – łożyska z użyciem zaawansowanych metod analizy konstrukcji (np.: MES).

2. PRZEDMIOT BADAŃ

Przedmiot badań stanowi przednie łożysko generatorowe turbosespołu 13K215 o mocy 200 MW. Jest to typowa jednostka energetyczna stosowana w naszym kraju. Węzły łożyskowe leżące pomiędzy częścią niskoprężną i generatorem szczególnie wpływają na własności kinetostatyczne i



Rys.1. Schemat łożyska generatora (łożysko z luzem soczewkowym)

dynamiczne całej maszyny, stąd możliwość szybkiej i prostej oceny charakterystyk tych łożysk jest istotna.

Parametry geometryczne łożyska (Rys. 1.):

Średnica nominalna czopa	$D = 0.4 \text{ m}$
Średnica zewnętrzna panwi	$D_z = 0.78 \text{ m}$
Szerokość panwi	$L = 0.5 \text{ m}$
Luz konstrukcyjny promieniowy pionowy DRV	
minimalny	0.40 mm
maksymalny	0.49 mm
Luz konstrukcyjny promieniowy poziomy DRH	
minimalny	0.80 mm
maksymalny	0.88 mm
Masa panwi łożyska	$MP = 955 \text{ kg}$
Liczba kieszeni smarnych	$I_k = 2$
Szerokość wybrania w górnej półpanwi	$L_w = 0.31 \text{ m}$
Szerokość kieszeni nr 1	$L_{k1} = 0.35 \text{ m}$
Rozpiętość kątowa kieszeni nr 1	$PSI_1 = 30^\circ$
Szerokość kieszeni nr 2	$L_{k2} = 0.35 \text{ m}$
Rozpiętość kątowa kieszeni nr 2	$PSI_2 = 30^\circ$
Temperatura czopa	$T_c = 323 \text{ K}$
Soczekowatość $DEL = 1 - DRV/DRH = 0.452$	
Splaszczanie $CVH = DRV/DRH = 0.548$	

Temperatura czopa T_c oszacowano w oparciu o pomiary eksperymentalne wykonane na obiekcie.

3. METODOLOGIA BADAŃ

Do badań przyjęty został złożony tzn. elastodiatermiczny model łożyska ślizgowego uwzględniający wymianę ciepła pomiędzy filmem olejowym, panwią i otoczeniem. Model ten został szczegółowo opisany w monografii [1]. W niniejszej pracy wykorzystano programy komputerowe IZOTER i DIATER [1], [2] bazujące na tym modelu.

Diatermiczny model cieplny łożyska (DIATER) umożliwia dość dokładne wyznaczenia rozkładu

ciśnienia i temperatury w filmie olejowym i tym samym wyznaczenie średniej temperatury oleju wylotowego T_{wyl} . Z kolei temperatura T_{wyl} stanowić może podstawę do określenia tzw. średniej lepkości efektywnej oleju i analizy za pomocą prostszego izotermicznego programu IZOTER. Tą drogą można wyznaczyć kinetostatyczne charakterystyki łożyska takie jak: minimalna grubość szczeliny smarnej, moc tarcia, zapotrzebowanie oleju i ciśnienie maksymalne.

Trudniejszą kwestią jest wyznaczenie charakterystyk dynamicznych. Pojęcie takie jak granica stabilności, prędkości rezonansowe czy amplitudy drgań wymuszonych powinny być wyznaczone dla układu wirnik – łożyska, a nie dla samego łożyska. Musimy, więc przyjąć określony model wirnika i zintegrować go z modelem łożyska. Najprostszym możliwym modelem wirnika jest wirnik jednomasowy, symetryczny podatny lub sztywny. Równania opisujące taki wirnik dają się w sposób analityczny powiązać z współczynnikami sztywności i tłumienia filmu olejowego [1]. W efekcie powstaje układ ze złożonym diatermicznym lub izotermicznym modelem łożyska i prostym modelem wirnika. Przy tak prostym modelu wirnika możemy przyjąć, iż o własnościach dynamicznych takiego układu w głównej mierze decydować będą łożyska ślizgowe.

Pominiemy wszelkie równania opisujące tego rodzaju model, gdyż szczegółowo zostały one wyprowadzone i opisane w wcześniej już wspomnianej monografii [1] jak i w wielu innych publikacjach. Opracowana została procedura DYNAMIKA stanowiąca część składową programów DIATER i IZOTER bazująca na prostym modelu wirnika.

Podsumowując tą część rozważań można stwierdzić, że jeżeli nasze badania skoncentrujemy głównie na analizie własności łożysk ślizgowych, to

przyjęty model układu wirnik – łożyska wydaje się być wystarczająco dokładny dla wstępnych oszacowań i budowy prostych relacji diagnostycznych.

4. WYNIKI BADAŃ

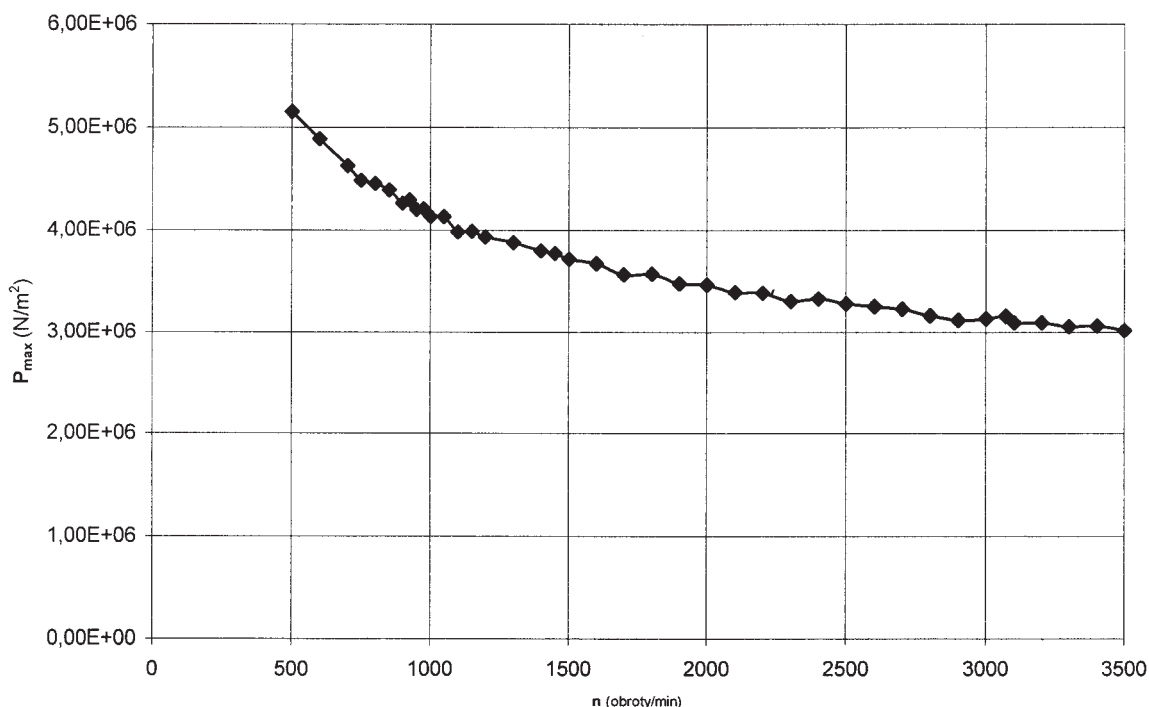
Wyniki analizy przyjętego łożyska turbinowego za pomocą programów DIATER→IZOTER→DYNAMIKA i według zaproponowanej metodologii badań przedstawiają rys. 2÷8 w odniesieniu do kinetostatyki i rys. 9÷12 w odniesieniu do dynamiki. W całym zakresie analizy przyjęto stałe obciążenie łożyska $P_{st} = 220$ kN wynikające z ciężaru wirnika oraz średnią temperaturę oleju wylotowego $T_{wyl} = 45^{\circ}\text{C}$ stanowiące wynik pomiarów temperatury czopa T_c i oszacowań za pomocą programu DIATER. Można więc stwierdzić, iż analizowane było łożysko dużej maszyny energetycznej pracującej w swych naturalnych warunkach eksploatacyjnych. Zaproponowany algorytm obliczeń umożliwia również symulacje prostych defektów, typu gwałtownej zmiany obciążeń lub parametrów smarowania, pozyskiwanie ich symptomów w postaci np.: charakterystyk amplitudowo – częstotliwościowych.

Przebieg charakterystyk statycznych (rys. 2÷8) jest typowy dla łożysk tej klasy. Zwraca tu uwagę duża wartość minimalnej szczeliny smarnej $h_{min} = 250$ μm dla prędkości znamionowej $n_n = 3000$ obr/min. Oznacza to, że łożysko charakteryzuje się dużą rezerwą nośności. Również przy prędkości obrotowej $n = 500$ obr/min (rozwrot, wybieg)

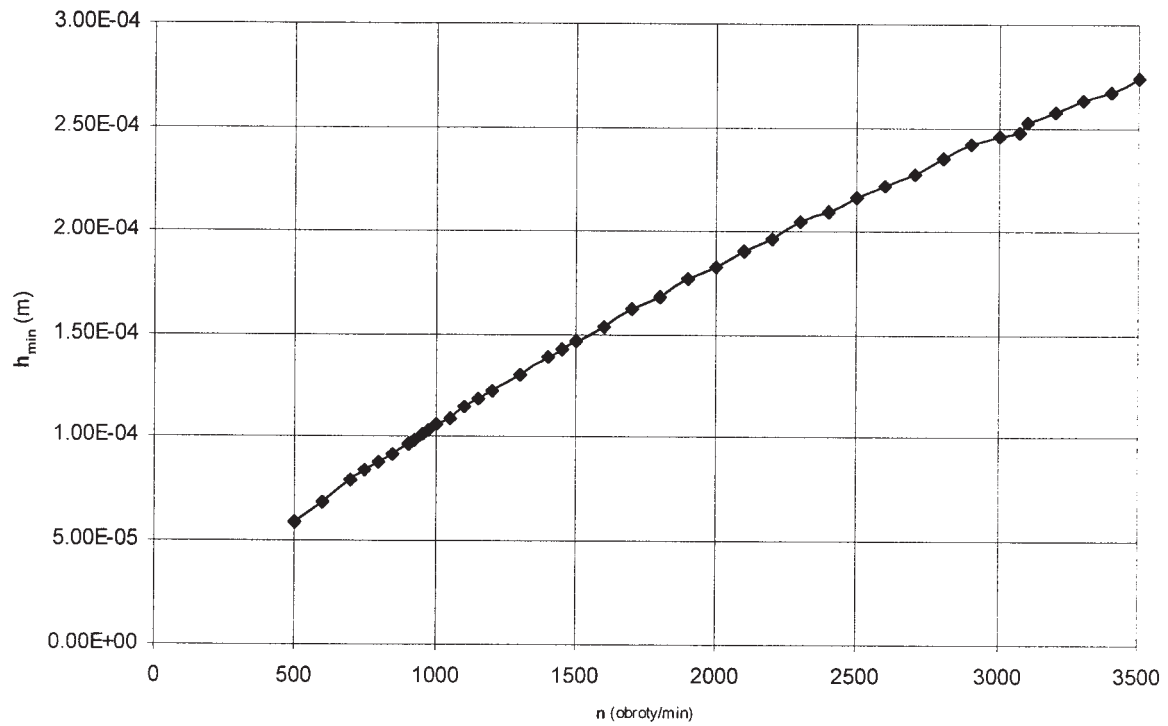
wartość h_{min} wynosi ~ 50 μm co jest wskaźnikiem zupełnie zadowalającym. Rys. 6 i 7 uwiadczenia znany fakt „wyostrzenia” się profilu ciśnienia hydrodynamicznego w miarę spadku prędkości obrotowej n (a więc wzrostu mimośrodowości względnej ϵ). Wartość ciśnienia P_{max} nie przekracza wartości 5 MPa, a więc nie przekracza zakresu bezpiecznego.

Celem analizy drgań wymuszonych przyjęto, iż na układ działa siła spowodowana niewyważeniem masy wirnika, przy czym przyjęto stały promień niewyważenia dla wszystkich prędkości obrotowych $\rho = r/\Delta R = 0.02$. Wyniki obliczeń przedstawione zostały na rys. 9 i 10. Zwraca tu uwagę charakterystyczny rezonans przy $n = 975$ obr/min. Oznacza to, że w warunkach wybiegu i rozruchu prędkość ta może okazać się niebezpieczna.

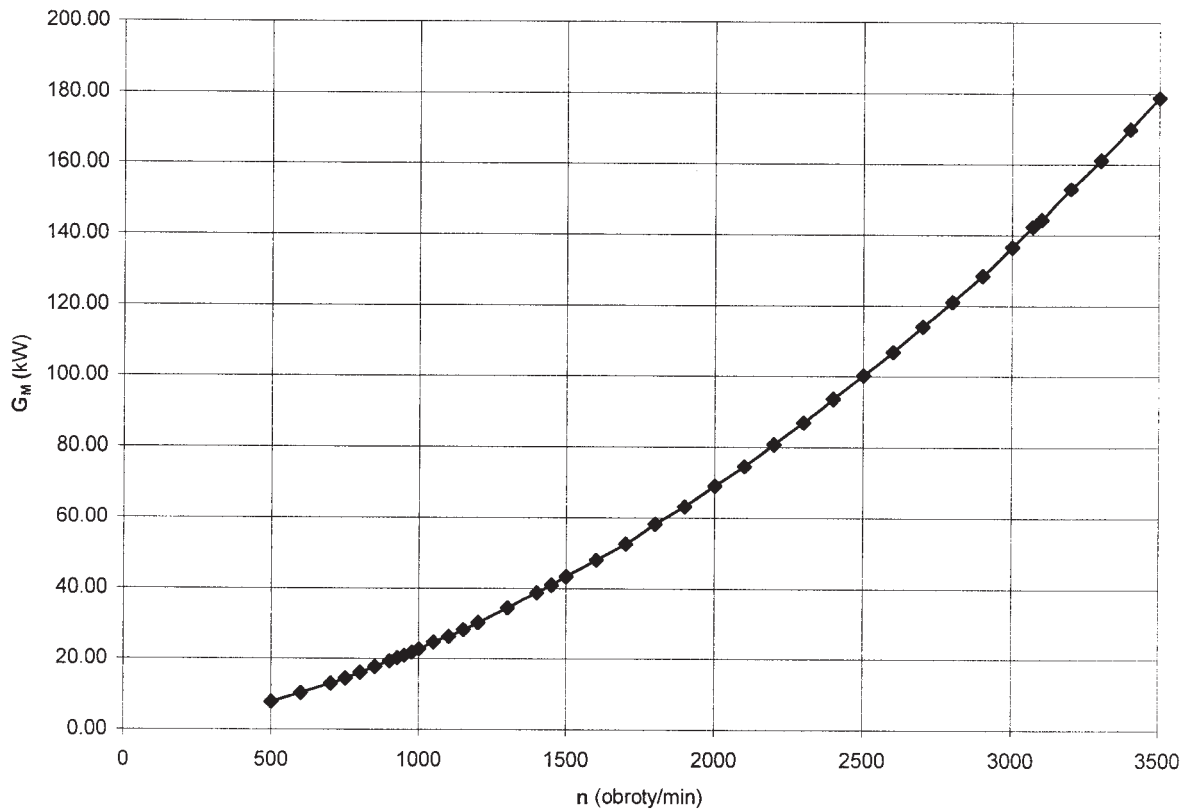
Analiza drgań swobodnych układu dostarcza w głównej mierze informacji na temat granicy stabilnej pracy układu. Układ z jednomasowym, symetrycznym i sztywnym wirnikiem może mieć co najwyżej dwie formy drgań własnych. Przebiegi krzywych tłumienia i częstości drgań tych form przedstawiają rys. 11 i 12. Z rys. 11 wynika, iż tłumienie pierwszej formy drgań własnych zaczyna przyjmować wartości ujemne w okolicach $n = 3070$ obr/min. Tego rodzaju punkt przejścia wyznacza granicę stabilnej pracy układu ω_{gr} . Jak widać leży ona niebezpiecznie blisko prędkości znamionowej $n = 3000$ obr/min. Przekroczenie granicy stabilności oznaczać może niebezpieczeństwo pojawiania się drgań samowzbudnych.



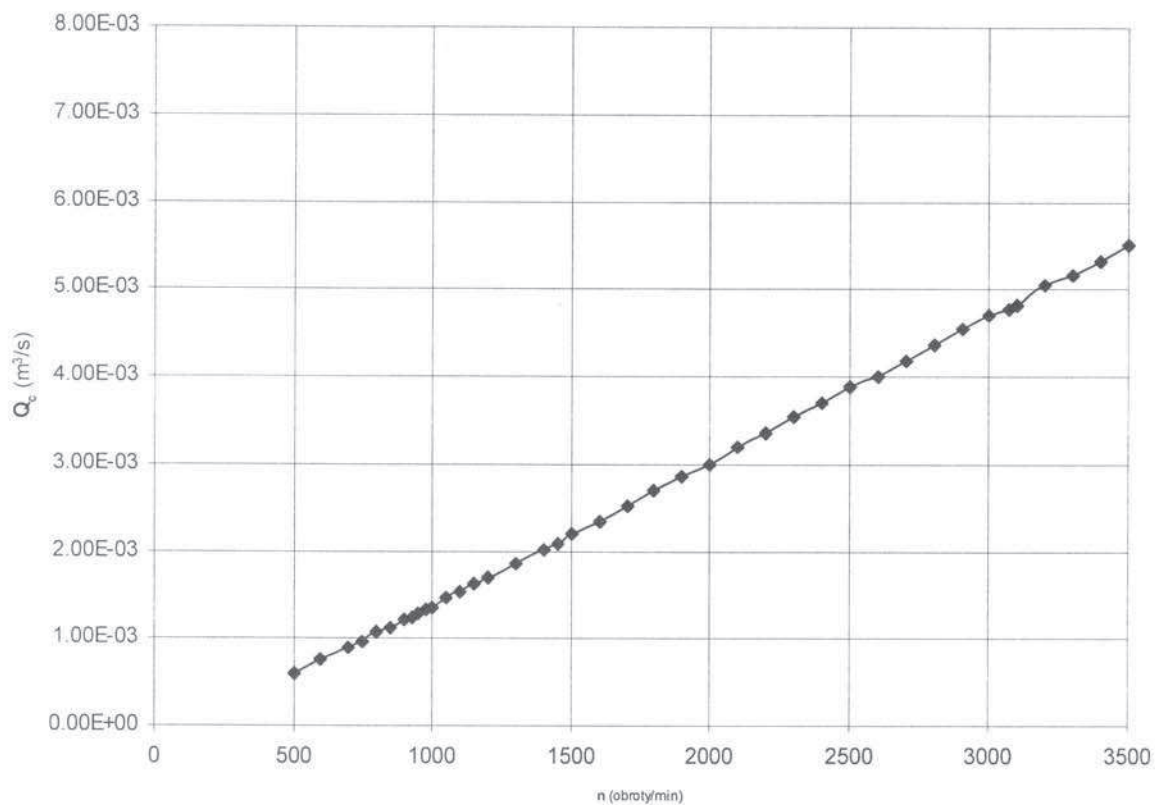
Rys.2. Maksymalne ciśnienie hydrodynamiczne w funkcji prędkości obrotowej czopa



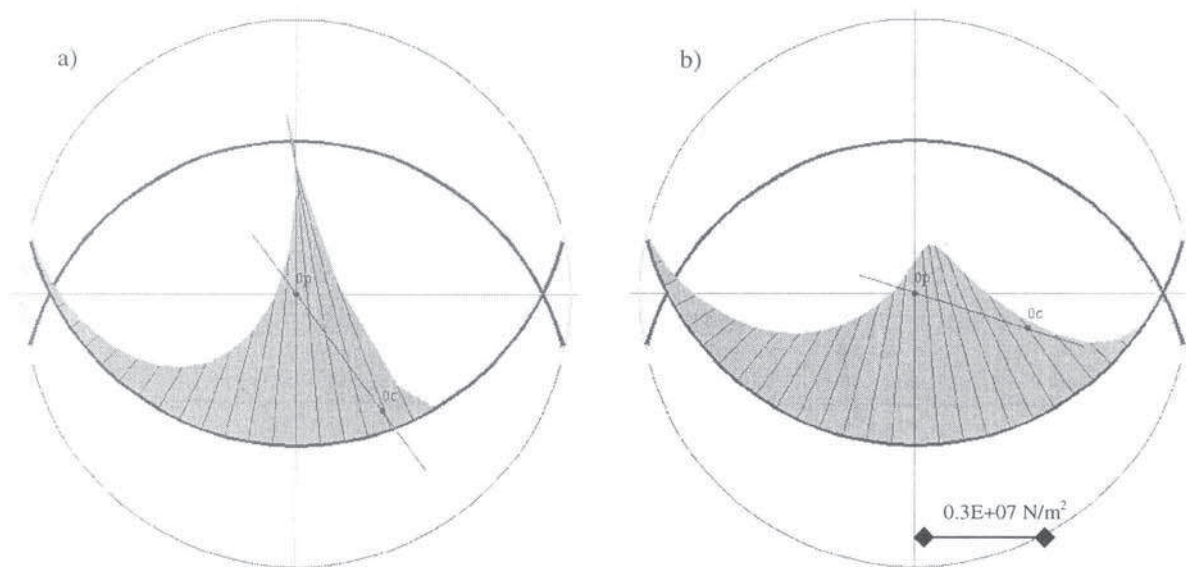
Rys.3. Minimalna grubość szczeliny smarnej w funkcji prędkości obrotowej czopa

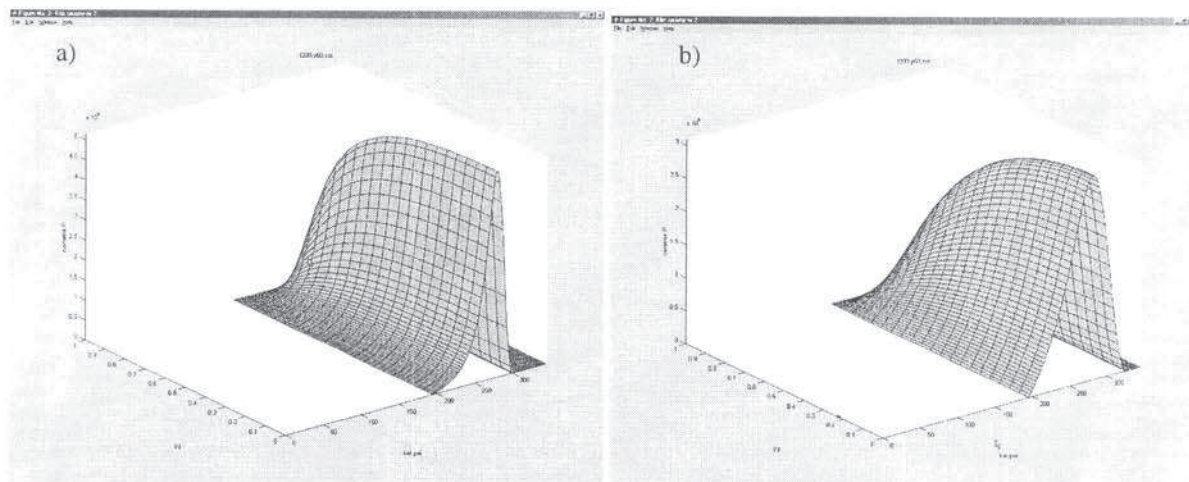


Rys.4. Moc tarcia hydrodynamicznego w funkcji prędkości obrotowej czopa

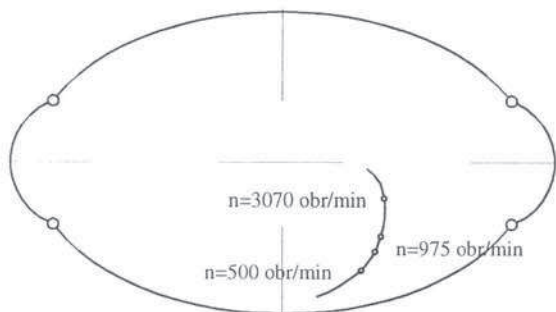


Rys.5. Całkowite zapotrzebowanie oleju w funkcji prędkości obrotowej czopa

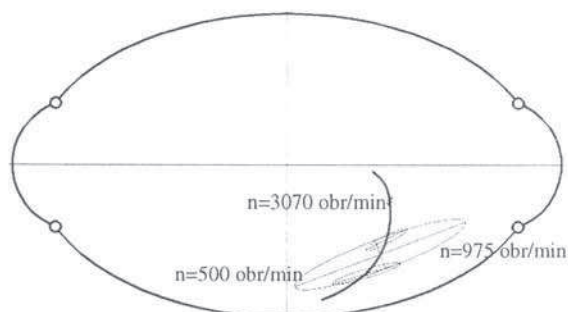
Rys.6. Rozkład ciśnień hydrodynamicznych w linii środkowej łożyska dla prędkości obrotowych:
a) $n = 500$ obr/min, b) $n = 3200$ obr/min



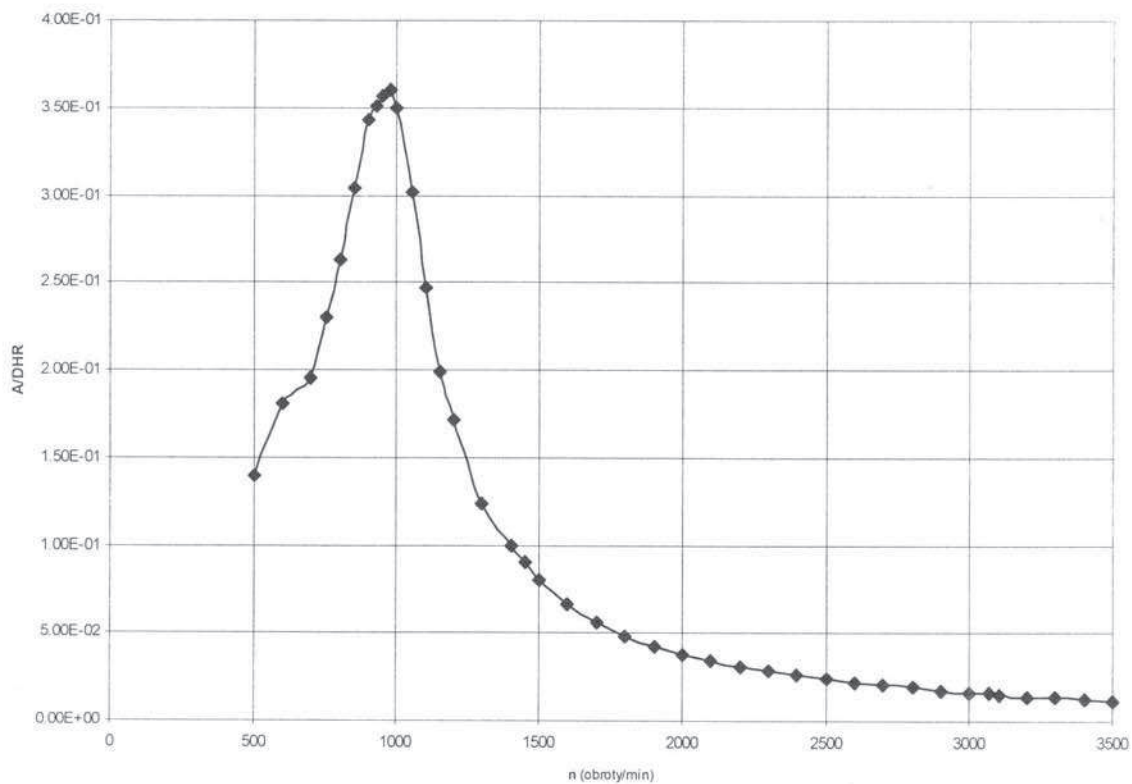
Rys.7. Rozkład ciśnień 3D dla prędkości obrotowych: a) $n = 500$ obr/min, b) $n = 3200$ obr/min



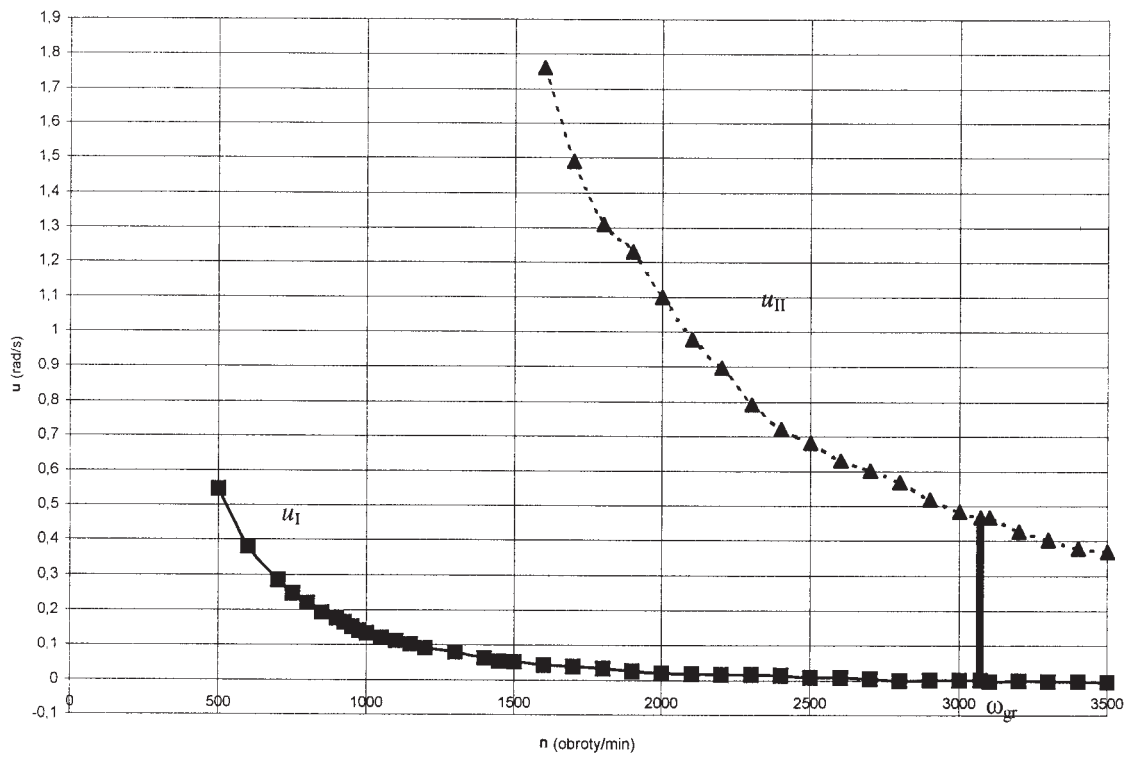
Rys.8. Półokrąg równowagi statycznej – położenia środka czopa w płaszczyźnie luzów dla różnych prędkości obrotowych



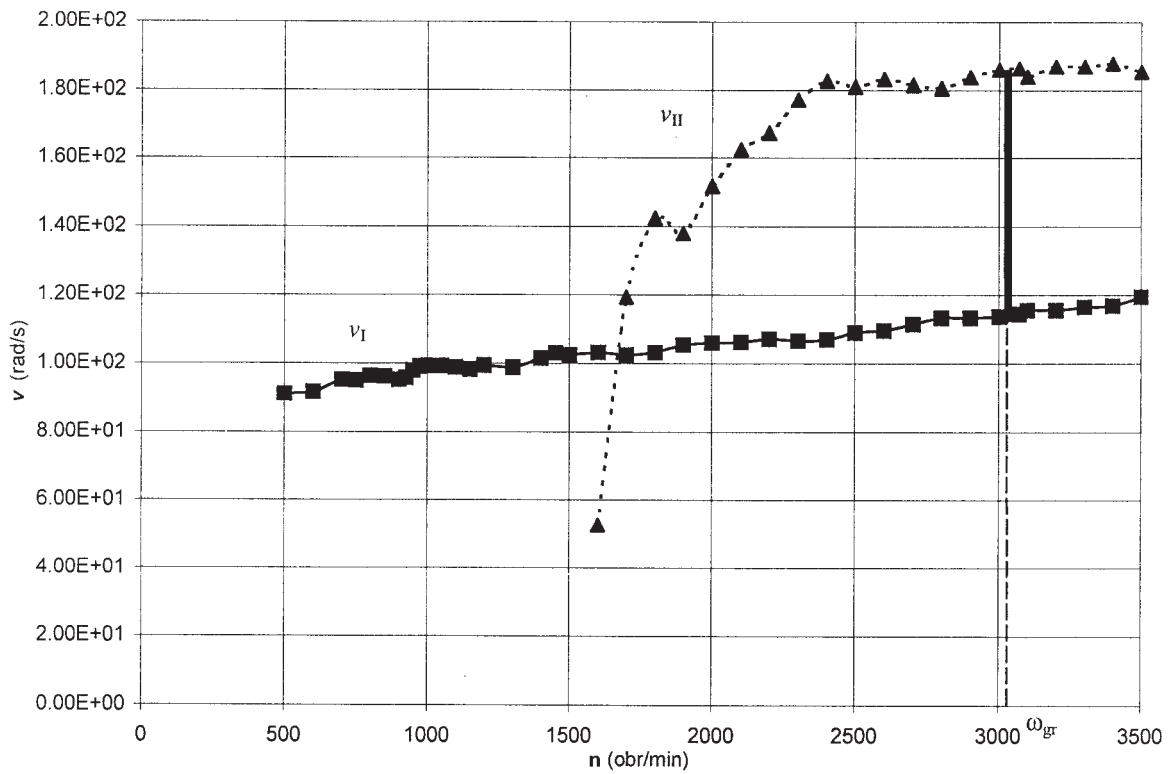
Rys.9. Trajektorie drgań wymuszonych dla różnych położenia czopa na „półokręgu” równowagi statycznej



Rys.10. Charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa. Amplituda drgań wymuszonych czopa przy działaniu na układ stałej synchronicznie wirującej siły.



Rys.11. Drgania swobodne układu. Przebieg krzywych tłumienia form drgań własnych I i II, ω_{gr} – granica stabilności układu



Rys.12. Częstość drgań swobodnych układu dla I i II formy drgań

5. UWAGI KOŃCOWE

Przeprowadzona analiza własności typowego łożyska ślizgowego dużej maszyny energetycznej dostarczyła kilku praktycznych informacji. Z punktu widzenia charakterystyk statycznych łożysko pracuje w bardzo bezpiecznym zakresie i posiada dużą rezerwę nośności. Z punktu widzenia własności dynamicznych niepokojące może być zbyt bliskie „sąsiedztwo” granicy stabilności układu i prędkości nominalnej. Uzyskane wyniki sugerują konieczność przeprowadzenia bardziej zaawansowanej analizy własności dynamicznych układu rzeczywistego, a więc układu wielopodporowego z wielomasowym wirnikiem. Dopiero potwierdzenie tych wyników stanowi może ważną wskazówkę dla projektantów i eksploatorów tych maszyn.

Niemniej jednak uzyskanie wstępnych informacji za pomocą znacznie prostszych modeli, jak wykazały zamieszczone w pracy przykłady, może mieć duże znaczenie praktyczne dla służb eksploatacyjnych i diagnostycznych.

6. LITERATURA

- [1] J. Kiciński: *Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych*. Ossolineum, Wrocław 1994 r.
- [2] J. Kiciński, A. Markiewicz-Kicińska: *Programy komputerowe serii IZOTER/DIATER do analizy własności statycznych i dynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych*, IMP PAN Gdańsk 1998 r.



Prof. **Jan Kiciński** jest kierownikiem Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych oraz Zastępcą Dyrektora ds. Naukowych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Od wielu już lat zajmuje się modelowaniem oddziaływań dynamicznych

zachodzących w złożonych układach typu wirnik-łożyska-fundament oraz modelowaniem własności łożysk ślizgowych. Opracował trójwymiarowy tzw. elastodiatermiczny model wymiany ciepła w węzłach łożyskowych. Prace te prowadzi pod kątem możliwości pozyskania relacji diagnostycznych metodą nieliniowej analizy komputerowej. Przedmiot szczególnych zainteresowań stanowi diagnostyka według modelu odnosząca się do dużych obiektów energetycznych takich jak turbozespoły dużej mocy.



Mgr inż. **Wojciech Miąskowski**, urodził się w 1971 roku w Hławie. Absolwent Wydziału Mechanicznego Akademii Rolniczo - Technicznej w Olsztynie (1996 r.). Współautor kilkunastu opracowań dla przemysłu z zakresu analizy wytrzymałościowej przestrzennych ustrojów kratowych. Obecnie zainteresowania autora obejmują zagadnienia związane z modelowaniem oddziaływań dynamicznych zachodzących w podukładach typu: linia wirników- łożyska ślizgowe-podpory-fundament.