

PROBLEMY NIEKONWENCJONALNYCH UKŁADÓW ŁOŻYSKOWYCH

Łódź 09-10 maja 1995 roku

Jan Kiciński (*Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk*),

NIEKONWENCJONALNE METODY OBLICZANIA WĘZŁÓW ŁOŻYSKOWYCH

SŁOWA KLUCZOWE

łożyska ślizgowe, dynamika wirników

STRESZCZENIE

Praca przedstawia przykład badań symulacyjnych odnoszący się do węzłów łożyskowych dużych maszyn wirnikowych. Przeprowadzone zostały obliczenia kinetostatyczne i dynamiczne linii wirników dwóch maszyn o różnym geodezyjnym usytuowaniu węzłów łożyskowych. Obliczenia przeprowadzone zostały w oparciu o złożony tzw. elastodiatermiczny model cieplny łożysk. Przedstawiona została nowa metoda określania sprężysto-tłumiących własności filmu olejowego łożysk ślizgowych. Dostosowana ona została do nieliniowych obliczeń dużych układów wirnik-węzły łożyskowe.

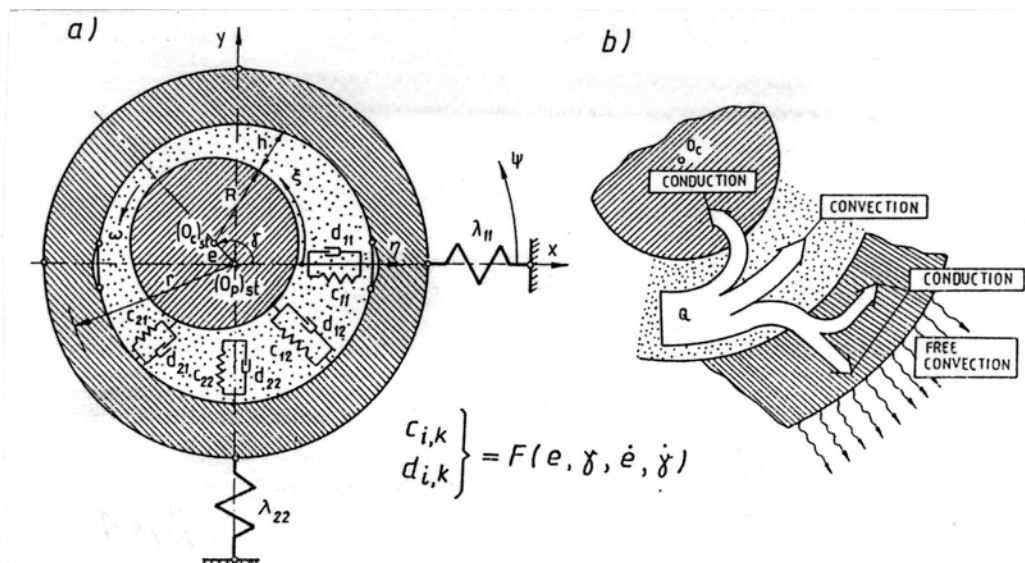
MODELE WĘZŁÓW ŁOŻYSKOWYCH MASZYN WIRUJĄCYCH

W IMP PAN w Gdańsku opracowany został złożony, elastodiatermiczny model cieplny węzłów łożyskowych oraz nieliniowy model dużej maszyny wirnikowej. W oparciu o powyższe modele opracowana została seria programów komputerowych, umożliwiających praktyczne badania symulacyjne tych maszyn. Przystąpimy teraz do prezentacji tylko niektórych, najbardziej oryginalnych elementów tego modelu.

Najtrudniejszym do zamodelowania teoretycznego podukładem są łożyska ślizgowe. Sprężysto-tłumiące własności filmu olejowego opisują cztery współczynniki sztywności $c_{i,k}$ i cztery tłumienia $d_{i,k}$, co w sposób poglądowy ilustruje rysunek 1a. Przy dużych przemieszczeniach czopa względem panwi (co na ogół ma miejsce) współczynniki $c_{i,k}$, $d_{i,k}$ zależą od jego położenia ϵ , γ i prędkości zmiany położenia $\dot{\epsilon}$, $\dot{\gamma}$, a więc są zmienne w czasie i to silnie nieliniowo.

Zaproponujemy teraz nowe podejście do zagadnienia, w którym współczynniki sztywności i tłumienia $c_{i,k}$, $d_{i,k}$ określane są za pomocą zmodyfikowanego rachunku perturbacji i równań różniczkowych zakłócających przy jednoczesnym ich całkowaniu we wspólnych granicach ξ_1^* , ξ_2^* ; z równaniem Reynoldsa (rys.2). Te same granice wyznaczają zatem rozkład ciśnienia hydrodynamicznego oraz przebiegi funkcji zakłócających, z których określane są współczynniki sztywności i tłumienia filmu. Modyfikacja rachunku perturbacji polega na redukcji liczby równań zakłócających z klasycznych czterech do

dwóch, co znakomicie przyspiesza obliczenia. Pomierny tok postępowania i dowody matematyczne związane z operacją redukcji. Można je znaleźć w pracy [1].



Rys. 1. Ilustracja sprężysto-tłumiących własności filmu olejowego (a) oraz trójwymiarowy model wymiany ciepła w łożysku (b)

Przyjmując układ współrzędnych i oznaczenia jak na rys. 1a, to dla przypadku dużych przemieszczeń równanie Reynoldsa przyjmie postać:

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6R\omega \bar{\mu} \frac{\partial h}{\partial \xi} - 12\bar{\mu} \frac{\partial e}{\partial t} \cos(\psi - \gamma) - 12\bar{\mu} e \frac{\partial \gamma}{\partial t} \sin(\psi - \gamma) \quad (1)$$

natomiast równanie różniczkowe zakłócające:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[h^3 \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right) \right] &= -12\bar{\mu} \cos \psi \\ \frac{\partial}{\partial \xi} \left[h^3 \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{y}} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{y}} \right) \right] &= -12\bar{\mu} \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Użyte w równaniach (1), (2) symbole oznaczają:

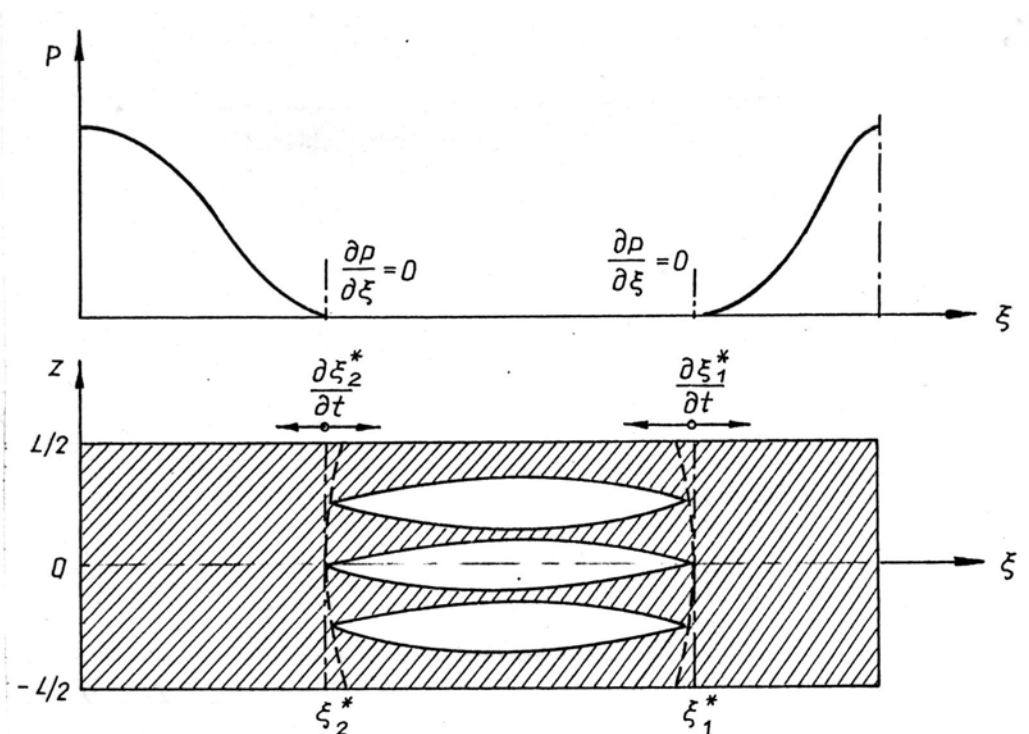
p - ciśnienie hydrodynamiczne, μ - lepkość dynamiczną oleju, h - grubość szczeliny smarnej, \bullet - różniczkowanie względem czasu.

Granice całkowania obu równań (1) i (2) są również zmienne w czasie, tzn. zachodzą zależności $\xi_1^*(t)$ oraz $\xi_2^*(t)$. W ogólnym przypadku granice ξ_1^*, ξ_2^* wyznacza warunek ciągłości przepływu oleju przez szczelinę smarną, co związane jest z wyznaczaniem granic strefy skawitowanej i uwzględnieniem tzw. prehistorii przepływów, w której czas nie jest parametrem lecz normalną zmienną niezależną. Zagadnienia tego nie będziemy w niniejszym artykule bliżej omawiać. Stosowne informacje zawarte są w pracach [2], [3]. Całki z rozkładów $\partial p / \partial x$ oraz

$\partial p / \partial y$ wyznaczają poszukiwane wartości współczynników sztywności $c_{i,k}$ i tłumienia $d_{i,k}$.

Odrębne zagadnienie stanowi określenie średniej efektywnej lepkości μ oleju występującej w równaniach dynamicznych (1), (2). Lepkość ta została w prezentowanym modelu określona dla warunków kinetostatycznego obciążenia łożysk za pomocą elastodiatermicznego modelu cieplnego. Model ten opisuje przestrzenną 3D wymianę ciepła (poprzez konwekcję i przewodzenie) w oparciu o trójwymiarowe równanie Reynoldsa, równanie energii, przewodnictwa i przestrzenne 3D równania deformacji szczeliny smarnej (rys. 1b).

Prezentacja tych równań i przyjętych założeń wykracza znacznie poza ramy niniejszego artykułu. Elastodiatermiczny model cieplny przedstawiony został w pracach [4],[5].



Rys.2. Fizyczna interpretacja granic ξ_1^* , ξ_2^* (ciągłego i skawitowanego filmu smarnego)

Dysponując współczynnikami $c_{i,k}$ i $d_{i,k}$ dla łożysk ślizgowych i w podobny sposób określonymi współczynnikami dla uszczelnień labiryntowych oraz wprowadzając ewentualne nieliniowe charakterystyki utwierdzeń panwi, możemy teraz przystąpić do budowy nieliniowych równań ruchu całego układu wirnik-podpory. Wykorzystując metodę elementów skończonych MES możemy oddziaływania sprężysto-tłumiące filmu olejowego, uszczelnień labiryntowych i utwierdzeń panwi (podparć wirnika) zamodelować za pomocą punktowych elementów skończonych (PFE), elementy wirnika z określeniem zastępczych średnic dla momentów bezwładności i mas wirujących za pomocą belkowych elementów skończonych (BFE) oraz dyski za pomocą sztywnych elementów skończonych. W efekcie otrzymamy ogólne równania ruchu w postaci:

$$M\ddot{q} + D(q, \dot{q}, t)\dot{q} + K(q, \dot{q}, t)q = P(t) \quad (3)$$

gdzie: M - globalna macierz bezwładności układu

D - globalna macierz tłumienia

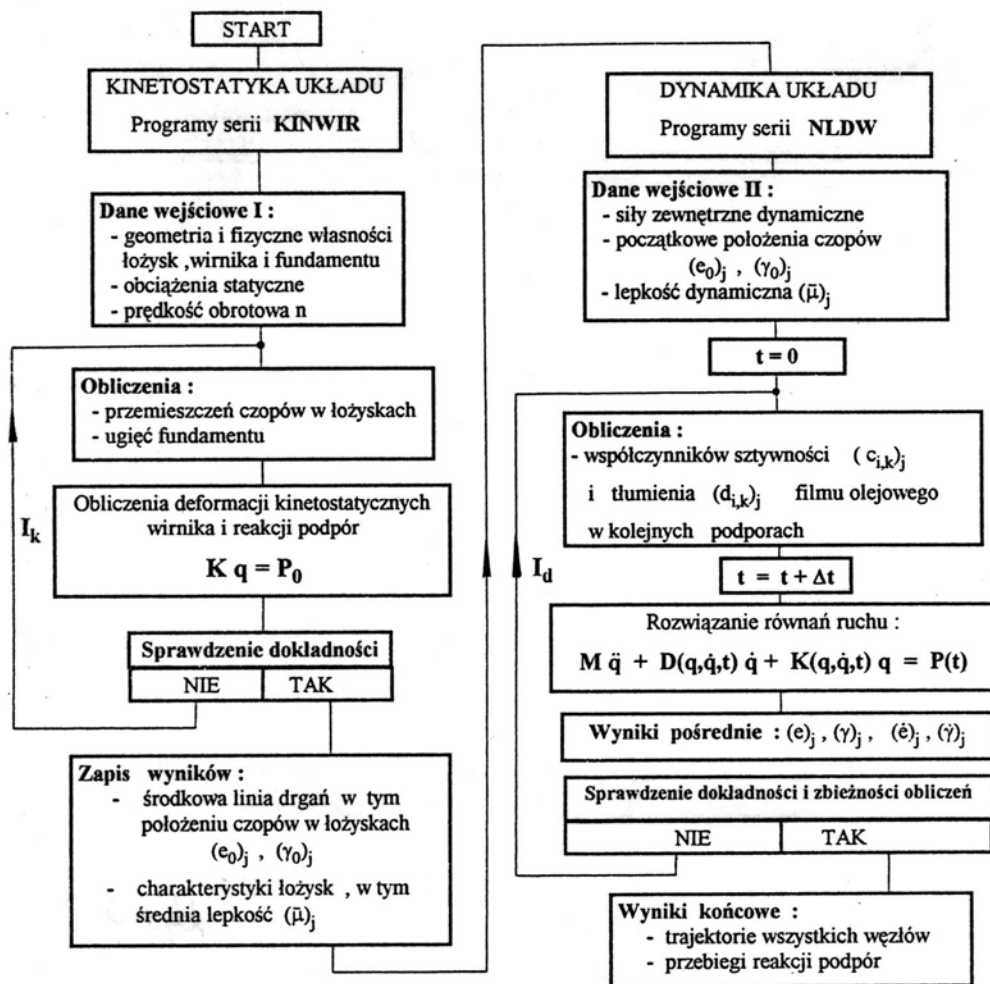
K - globalna macierz sztywności

q - wektor przemieszczeń

P - wektor sił wymuszających.

Zaproponowany algorytm postępowania wyodrębnia zatem część kinetostatyczną (określenie reakcji podparć, obliczenia cieplne łożysk i określenie lepkości μ) oraz część dynamiczną, w której w każdym kroku czasowym $t+\Delta t$ rozwiązywane są wzajemnie sprzężone równania (1), (2), (3) - rys. 3. W efekcie, dla dostatecznie małych przyrostów czasu Δt i dużej ilości powtórzeń (dla obciążeń dynamicznych okresowych) uzyskujemy zbieżne rozwiązanie. W oparciu o powyższy algorytm opracowane zostały obszerne programy komputerowe serii KINWIR (kinetostatyka) i NLDW (dynamika nieliniowa) pozwalające na zaawansowane badania symulacyjne dużych maszyn wirnikowych.

Przedstawiona metoda analizy zagadnień nieliniowych daje wyobrażenie o czasochłonności obliczeń numerycznych. Dla uzyskania odpowiedniej dokładności zbieżności wyników, równania (1) = (3) muszą być rozwiązywane setki razy tylko dla jednego okresu siły wymuszającej T. Biorąc pod uwagę, że obliczenia winny być kontynuowane dla co najmniej kilkudziesięciu okresów oraz że układ posiada wiele podpór, zestaw tych równań rozwiązywany jest tysiące razy dla np.: jednej zadanej prędkości wirowania. Przy zastosowaniu szybkich maszyn liczących czas obliczeń staje się możliwy do zaakceptowania (np. dla stacji roboczej Silicon Graphics typu INDIGO 84000 kilka do kilkudziesięciu minut).



Rys. 3. Algorytm nieliniowych obliczeń dużych maszyn wirnikowych za pomocą programów serii KINWIR (kinetostatyka) i NLDW (dynamika), I_k - główna "kinetostatyczna" pętla iteracyjna, I_d - główna "dynamiczna" pętla iteracyjna, realizująca postępowanie krokowe

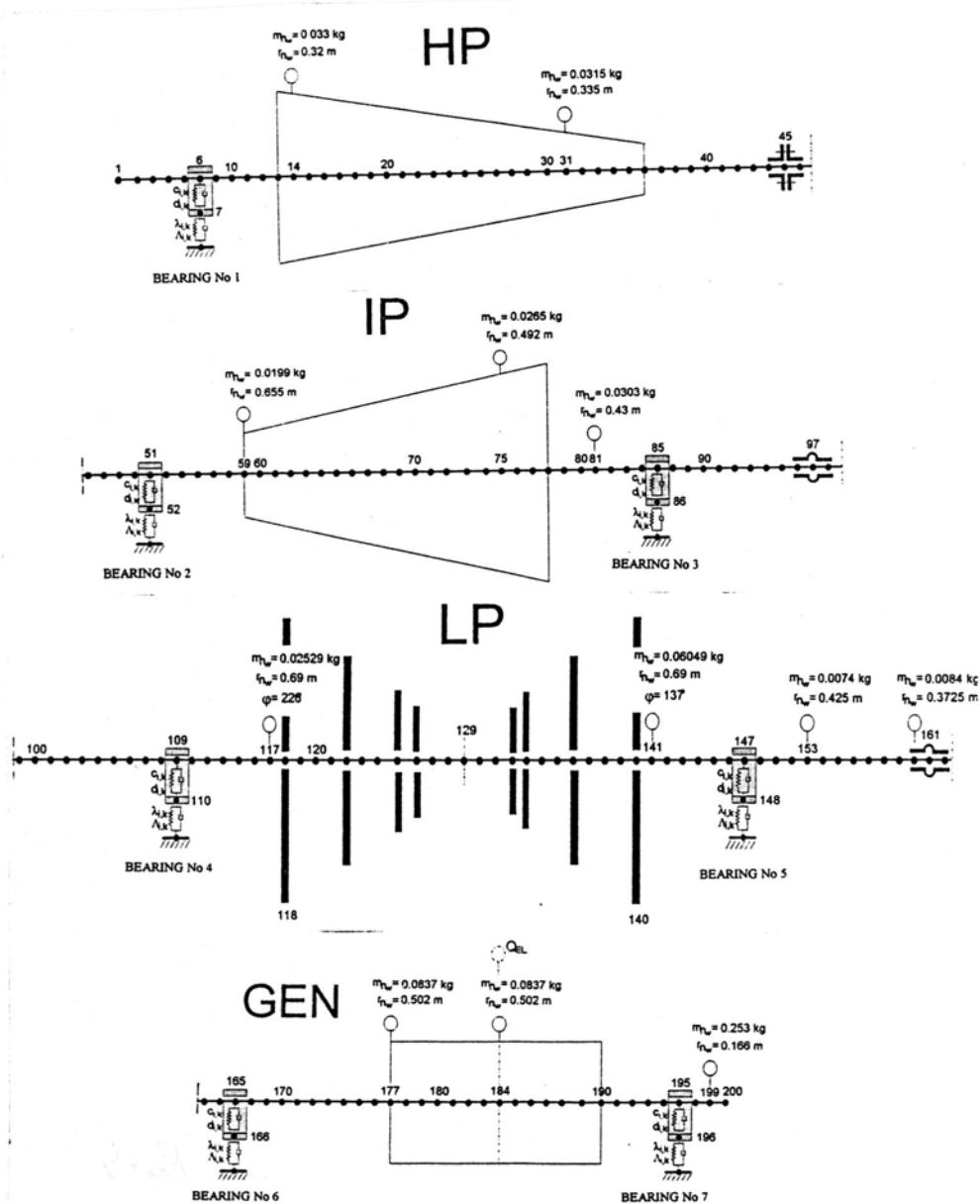
Podsumowując rozważania dotyczące zaproponowanego dynamicznego modelu dużej maszyny wirnikowej należy stwierdzić, iż nowe i oryginalne jego elementy zawarte są głównie w opisie podukładów nieliniowych, zwłaszcza łożysk ślizgowych, a mianowicie:

- Równanie Reynoldsa i równanie zakłócające określające sprężysto-tłumiące własności filmu olejowego całkowane są we wspólnych, uzasadnionych fizycznie, granicach ξ_1^*, ξ_2^* . Granice te określone są na podstawie równania ciągłości przepływu również w strefie skawitowanej.
- Współczynniki sztywności $c_{i,k}$ i tłumienia $d_{i,k}$ łożysk i uszczelnień labiryntowych określane są za pomocą szybkiej zmodyfikowanej metody perturbacji (redukcja równań z czterech do dwóch).
- Średnia efektywna lepkość oleju μ określona jest w oparciu o złożony elastodiatermiczny model ciepły łożyska i deformacje termosprężyste szczeliny smarnej.

- Zaproponowany algorytm obliczeń składa się z dwóch, wzajemnie sprzężonych i nieliniowych części: kinetostaticznej i dynamicznej.

PRZYKŁAD BADAŃ SYMULACYJNYCH. DYNAMIKA WĘZŁÓW ŁOŻYSKOWYCH

Rozważmy dwa bloki energetyczne o mocy 200 MW. Rysunek 4 podaje ogólny schemat tych bloków, numerację łożysk, dyskretyzację linii wirników za pomocą elementów skończonych oraz wartości i miejsce przyłożenia wektorów niewyważenia i siły elektrycznej w generatorze. Jest rzeczą charakterystyczną, iż bloki te pomimo identycznej konstrukcji posiadają po nagraniu się zupełnie różne położenie środków panwi łożyskowych y_1, \dots, y_7 liczonych w stosunku do zerowej linii geodezyjnej.

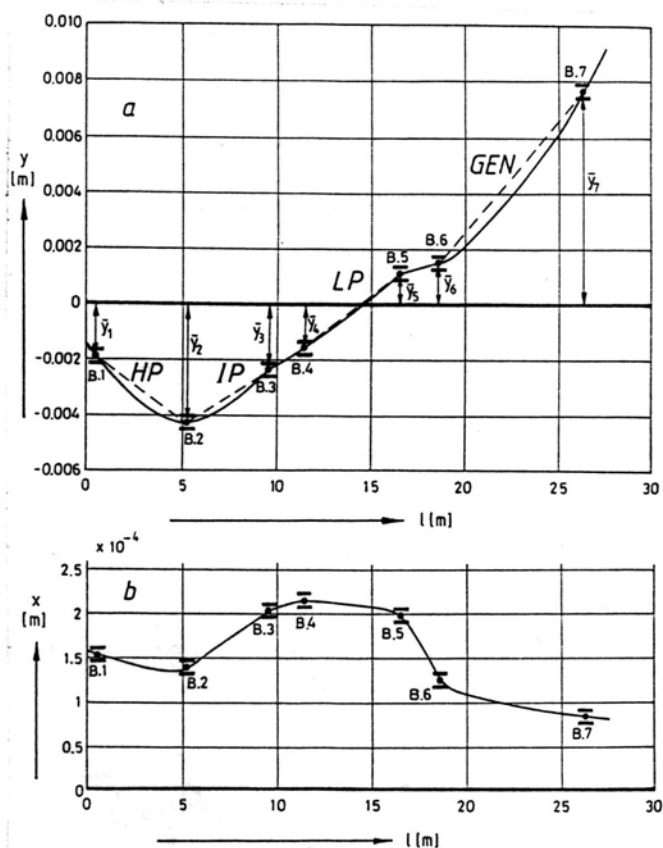


Rys. 4. Przykład dyskretyzacji linii wirników turbiny i generatora oraz miejsce przyłożenia sił wymuszających drgania układu (siły spowodowane niewyważeniem wirników: m_{nw} - masa niewyważenia, r_{nw} - promień niewyważenia, siły elektryczne: Q_{EL} - krotność wirowania 2n)

Dla pomierzonych wartości y_1, \dots, y_7 przeprowadzone zostały obliczenia kinetostaticzne za pomocą programów k:INVVIR. Wyniki obliczeń ugięć linii wirników dla bloku I (przypadek A) przedstawia rys. 5, dla bloku II (przypadek B) rys. 6, natomiast naciski jednostkowe w łożyskach nr 5 i 6 wynikające z reakcji w podporach zestawione zostały w

tabeli nr 1. Zwraca uwagę drastyczne niedociążenie łożyska nr 6 dla bloku I (średnie naciski jednostkowe p są prawie dziesięciokrotnie mniejsze niż w łożysku nr 5).

Biorąc pod uwagę kształt linii kinetostatycznej (rys. 5), można się spodziewać, iż blok I posiada niekorzystną pod względem dynamicznym *gorącą* linię kinetostatyczną wirników w stosunku do bloku II. Znajduje to pełne potwierdzenie w przeprowadzonych obliczeniach dynamicznych drgań wymuszonych układu za pomocą programów NLDW (dla sił wymuszających wg rys. 4). Trajektorie panwi i widma drgań najbardziej niewralgicznych dynamicznie łożysk nr 5 i 6 dla bloków I i II przy prędkości obrotowej wirnika $n = 3000$ obr/min przedstawiają rysunki 7, 8. W przypadku niekorzystnej linii kinetostatycznej bloku I podwójna amplituda drgań łożyska nr 6 osiągnęła nierealistyczny w praktyce poziom $1000 \mu\text{m}$ (co oznacza maksymalny teoretycznie niestabilny cykl graniczny). W widmie drgań obserwujemy dla składowej poziomej łożyska nr 6 "prążek" $1/3X$, który prawie całkowicie zdominował prążki $1X$ (SOHz) i $2X$ (IOOHz). Zupełnie inny obraz drgań dla tych samych wymuszeń zewnętrznych obserwujemy dla bloku II (rys.8). Trajektorie panwi łożyska nr 6 jest stabilna a jej podwójna amplituda nie przekracza $60 \mu\text{m}$. W widmie drgań prążek $2X$ (100Hz) jest teraz dominujący, a prążek $1/3X$ całkowicie zanikł.



Rys. 5. Linia kinetostatyczna ugięć wirnika w płaszczyźnie pionowej (a) oraz poziomej (b) dla bloku I o niekorzystnym *gorącym* położeniu środków panwi y_1, \dots, y_7 (przypadek A)

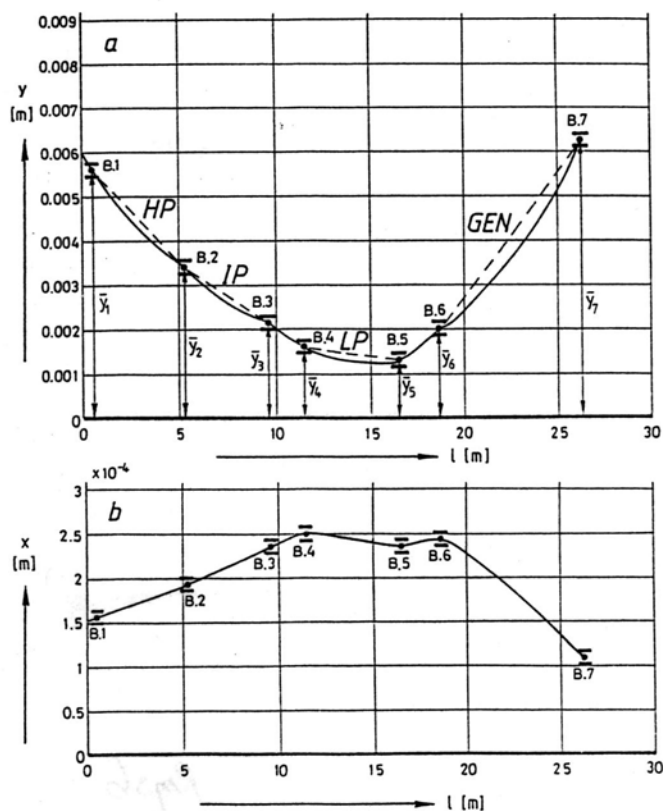
Tabela nr 1. Średnie naciski jednostkowe łożyskach nr 5 i 6

Przypadek	p [Mpa]	p [MPa]
	Łożysko nr 5	Łożysko nr 6
A	2.75	0.28
B	0.86	1.53
	1.40	1,23

Powstaje pytanie, w jaki sposób, drogą niewielkich zabiegów konstrukcyjnych lub montażowych, można poprawić własności dynamiczne bloku I?

Z wielu możliwych sposobów zostanie wybrany przypadek sprowadzający się do następującej tezy: korekta montażowa położenia geodezyjnego węzłów łożyskowych linii wirników na pewnym jej odcinku, może wpłynąć na poprawę własności dynamicznych układu. Analizując rysunek 5 oraz tabelę nr 1 można zauważyć, że uniesienie łożyska nr 6 przy montażu *zimnym* np. o 1 mm pionowo w górę powinno *wyprostować* linię kinetostatyczną *gorącą* w okolicach łożysk nr 5 i 6 i tym samym dociążyć łożysko nr 6. Wyniki odpowiednich obliczeń symulacyjnych (przypadek C) przedstawione zostały także na rys. 9. W tabeli 1 przedstawiono średnie naciski jednostkowe łożyskach nr 5 i 6, obliczone dla przypadków: *A* - *niekorzystnej* linii kinetostatycznej - blok I, *B* - *korzystnej* linii kinetostatycznej - blok II, *C* - *skorygowanej niekorzystnej* linii kinetostatycznej bloku I (uniesienie łożyska nr 6 o 1 mm pionowo w górę).

Średnie naciski jednostkowe w łożyskach nr 5 i 6 zostały praktycznie wyrównane, a podwójna amplituda drgań łożyska nr 6 nie przekracza 60 μ m dla identycznych wymuszeń zewnętrznych i rozkładu sztywności podpór łożyskowych jak dla przypadku A. Jak wynika z komputerowej symulacji korekta kształtu linii kinetostatycznej bloku I okazała się skuteczna.



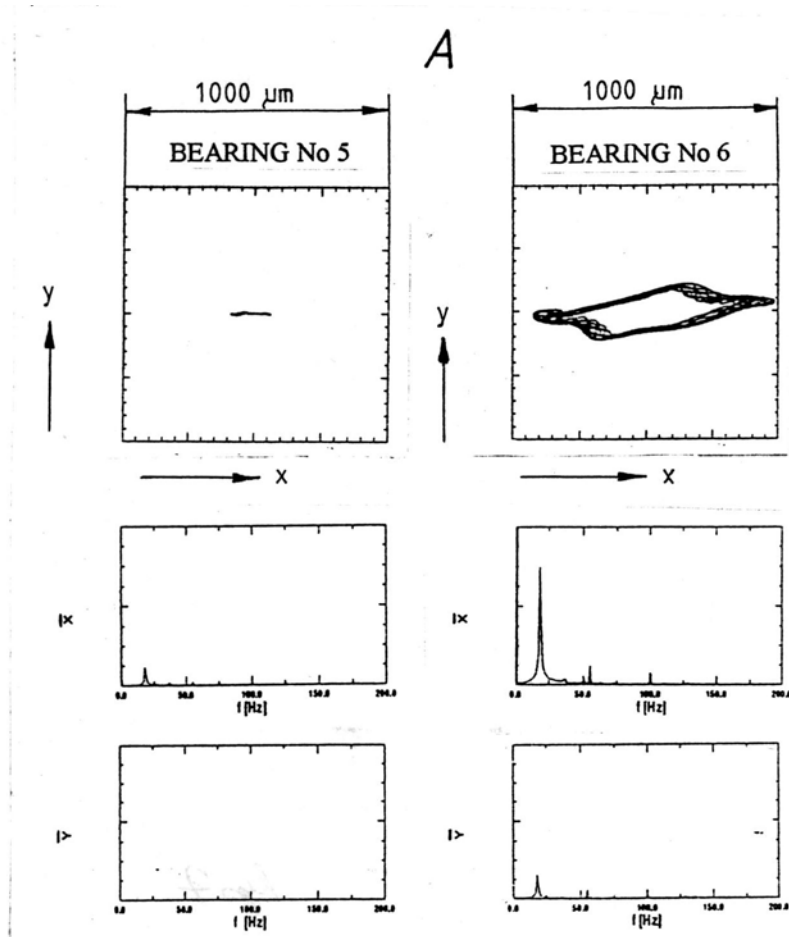
Rys. 6. Linia kinetostatyczna ugięć wirnika w płaszczyźnie pionowej (a) oraz poziomej (b) dla bloku I o korzystnym "gorącym" położeniu środków panwi y_1, \dots, y_7 (przypadek B)

WNIOSKI

Przedstawione przykładowe wyniki odnosiły się do wybranych, oszacowanych wstępnie, wartości współczynników tłumienia materiałowego i zewnętrznego wirnika β , a także założonych wartości sił elektrycznych w generatorze Q_{EL} . Przeprowadzone zostały również obliczenia dla innych; w tym skrajnych, wartości β i Q_{EL} . We wszystkich

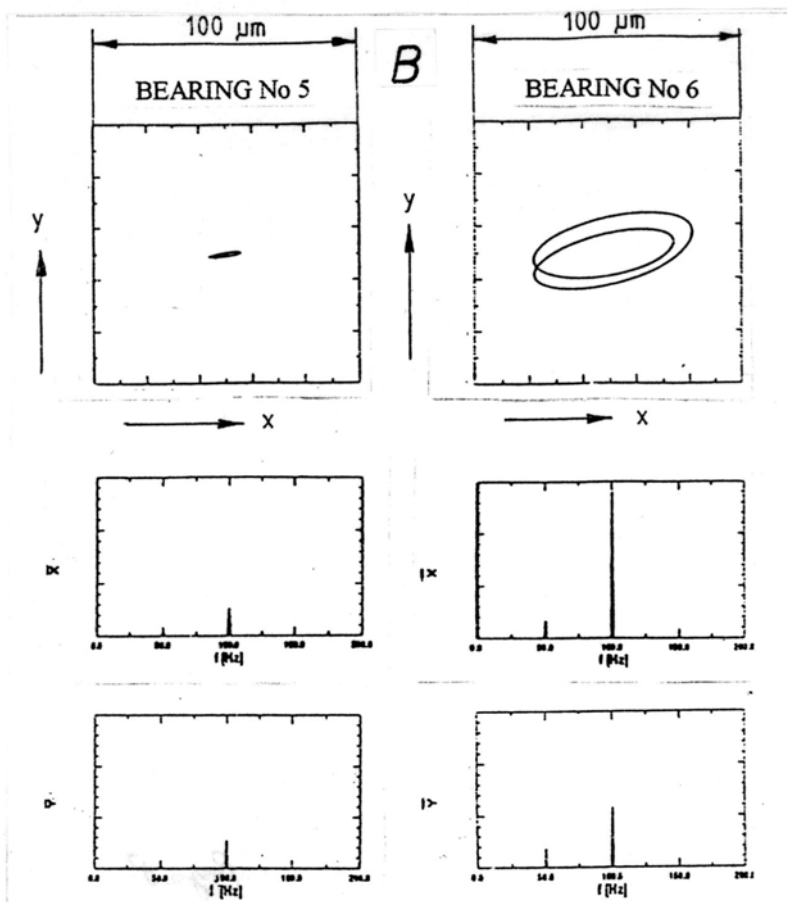
przypadkach tendencje zmian charakterystyk dynamicznych były identyczne. Możemy zatem na tej podstawie wyciągnąć następujące wnioski o charakterze jakościowym:

- Kształt geodezyjnego usytuowania węzłów łożyskowych ("gorącej" linii kinetostatycznej) ma bardzo istotny wpływ na własności dynamiczne układu turbina- generator. Przeprowadzone pomiary położenia środków panwi y_1, \dots, y_7 dla dwóch bloków tej samej konstrukcji świadczą o możliwych znacznych fluktuacjach wartości y_1, \dots, y_7 w zależności od miejsca pracy maszyny i stanu jej obciążenia. Stąd obliczenia dynamiczne muszą być prowadzone "indywidualnie" dla każdej maszyny tego samego typu na podstawie pomierzonych wartości y_1, \dots, y_7 .
- "Korekta" linii kinetostatycznej na jej wrażliwym dynamicznie odcinku (metodą prostych zabiegów montażowych) może być w niektórych przypadkach skuteczna (przypadek C).
- We wszystkich analizowanych przypadkach panew łożyska nr 6 wykazuje największy względny poziom drgań w stosunku do pozostałych łożysk (duży względny poziom drgań nie oznacza oczywiście poziomu niebezpiecznego, ponieważ z uwagi na brak możliwości określenia dokładnych wartości β i Q_{EL} -- nie możemy uzyskać wiarygodnych informacji co do bezwzględnych wartości tych drgań).
- Panew łożyska nr 6 wykazuje szczególną skłonność do drgań o częstotliwości 100 Hz ("prążek" 2X w widmie drgań) zwłaszcza dla składowej poziomej x drgań. Powyższe sugeruje, iż własność ta może być pewną "wrodzoną" cechą tego typu maszyn.

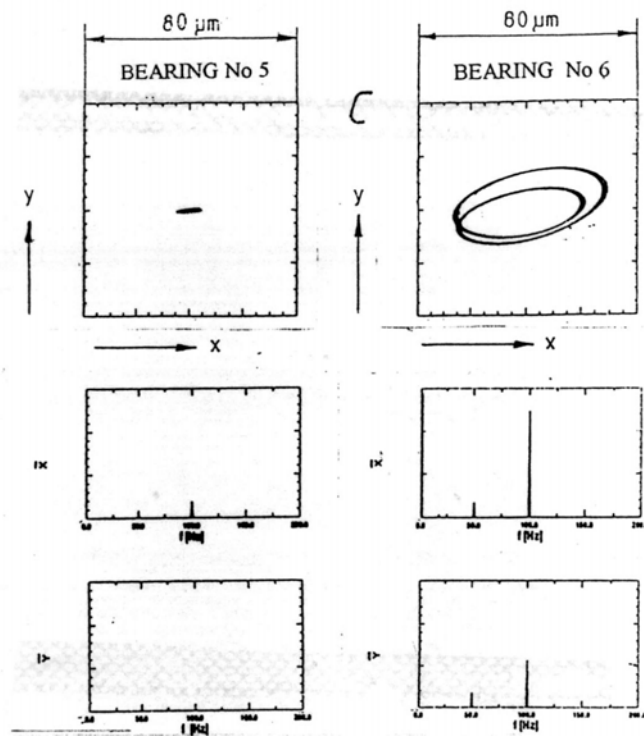


Rys. 7. Trajektorie środków panwi łożysk nr 5, 6 oraz widma drgań składowych poziomych x i pionowych y dla bloku I o niekorzystnym kształcie ugięć kinetostatycznych wirników (przypadek A)

Uzyskane wyniki badań symulacyjnych i przedstawione wnioski znalazły w dużym stopniu potwierdzenie w badaniach eksperymentalnych tego typu maszyn. W wielu



Rys. 8. Trajektorie środków panwi łożysk nr 5, 6 oraz widma drgań składowych poziomych x i pionowych y dla bloku II o korzystnym kształcie ugięć kinostatycznych wirników (przypadek B)



Rys. 9. Trajektorie środków panwi łożysk nr 5, 6 oraz widma drgań bloku I dla skorygowanego kształtu linii kinostatycznej wirników (uniesienie łożyska nr 6 o 1 mm pionowo w górę).
Przypadek C

przypadkach stwierdzono wyraźnie wyższy względny poziom drgań łożyska nr 6 w stosunku do łożysk pozostałych (mimo, iż wartości bezwzględne drgań panwi łożyska nr 6 były w dopuszczalnym zakresie). Ponadto, w widmie drgań często stwierdzano istnienie "prążka" 2X, zwłaszcza dla składowych poziomych. Zastosowana w praktyce propozycja "korekty" linii kinetostaticznej dla jednego z bloków poprzez uniesienie panwi łożyska nr 6 rzeczywiście przyniosła poprawę własności dynamicznych układu.

LITERATURA

- [1] Kiciński J. : *Teoria i badania hydrodynamicznych łożysk ślizgowych (Theory and Investigations of Journal Bearings)*, Ossolineum , 1994.
- [2] Kiciński J.: *Influence of the Flow Prehistory in the Cavitation Zone on the Dynamic Characteristics of Slide Bearings* , Wear , No. 111, 1986.
- [3] Kiciński J.: *New Method of Description of Dynamic Properties of Slider Bearings*, Wear , No. 132, 1989.
- [4] Kiciński J.: *The Influence of Thermoelastic Deformation of Bearing Bush and its External Fixings on Static and Dynamic Properties of Journal Bearings, Part I and II* , Transactions of the Institute of the Fluid-Flow Machinery , No. 93, 1991.
- [S] Kiciński J.: *Influence of Thermal Phenomena in the Slide Bearings on the Dynamics of a Simple Rotor-Bearings System*, Machine Dynamics Problem , vol. 6, 1993.

UNCONVENTIONAL METHODS OF COMPUTING SLIDE BEARINGS

SUMMARY

The paper presents an example of simulation investigations referred to bearings' nodes of large rotor machines . The kinetostatic and dynamic calculations of rotor line for two machines with different geodesic location of bearings' nodes were carried out.

The calculations were based on a complex so called elastodiathermic thermal model of bearings. New method of determination of stiffness and damping properties of oil film of slide bearings was presented. This method was adapted to nonlinear calculations of large rotor - bearings' nodes systems.

Recenzja: prof. dr hab. inż. Jan Burcan