

POLSKA AKADEMIA NAUK

INSTYTUT MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF
FLUID-FLOW MACHINERY

PRACE

INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

99



GDAŃSK 1995

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machines

Wydanie publikacji dofinansowane zostało przez PAN ze środków DOT uzyskanych z Komitetu Badań Naukowych

RADA REDAKCYJNA – EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH * HENRYK JARZYNA * JERZY KRZYŻANOWSKI
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ * WŁODZIMIERZ J. PROSNAK
JÓZEF ŚMIGIELSKI * ZENON ZAKRZEWSKI

KOMITET REDAKCYJNY – EDITORIAL COMMITTEE

EUSTACHY S. BURKA (REDAKTOR NACZELNY – EDITOR-IN-CHIEF)
JAROSŁAW MIKIELEWICZ
EDWARD ŚLIWICKI (REDAKTOR – EXECUTIVE EDITOR) * ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA – EDITORIAL OFFICE

Wydawnictwo Instytutu Maszyn Przepływowych
Polskiej Akademii Nauk
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. poczt. 621,
☎ (0-58) 46-08-81 wew. 141, fax: (0-58) 41-61-44,
e-mail: tjan@imppan.imp.pg.gda.pl

ISBN 83-01-95102-2
ISSN 0079-3205

JÓZEF RYBCZYŃSKI¹

Analogowa symulacja stanów dynamicznych maszyn wirnikowych w zastosowaniu do ich diagnostyki

W IMP PAN w Gdańsku prowadzone są prace doświadczalne i teoretyczne mające na celu pozyskiwanie relacji diagnostycznych w dziedzinie dynamiki maszyn wirnikowych. Zbiory takich relacji są niezbędne jako baza wiedzy systemów ekspertowych. Doświadczenia prowadzone są na wielkogabarytowym stanowisku do badania dynamiki wirników i łożysk. W artykule opisano jego budowę i oprzyrządowanie pomiarowe oraz możliwości i zamierzenia badawcze. Określony został zbiór relacji diagnostycznych, które mogą być uzyskane na tym stanowisku i konieczne w tym celu zmiany konfiguracji i parametrów stanowiska. Zaprezentowano wyniki niektórych badań przeprowadzonych dotychczas i podjęto próbę określenia dyskusji relacji między niewyważeniem wirnika i sztywnością podparcia łożysk, a obrotami rezonansowymi i amplitudą drgań rezonansowych.

1. Wstęp

Systemy ekspertowe i diagnostyczne to nowoczesne programy komputerowe, stworzone dla określonej dziedziny zastosowań, które wykorzystując określone metody wnioskowania, oraz bazując na wiedzy reprezentowanej w nich w sposób jawny, są w stanie wygenerować rozwiązanie postawionego problemu, a nawet je uzasadnić. Wszelkie systemy diagnostyczne i ekspertowe oparte są na bazach wiedzy, będących zbiorami relacji diagnostycznych, czyli zależności między stanem faktycznym obiektu, a zewnętrznymi, obserwowalnymi zjawiskami. W przypadku dużych maszyn wirnikowych, w szczególności turbin parowych, niezwykle trudno o gotowe zbiory takich relacji, a ryzykowne i kosztowne eksperymenty na rzeczywistych maszynach tego typu dla tworzenia zbiorów relacji diagnostycznych są praktycznie niemożliwe. Wiedza inżynierska personelu nadzoru i obsługi jest traktowana jako tajemnica służbowa lub też nie jest ujmowana w ścisłe zależności lub reguły mogące stanowić relacje diagnostyczne przydatne dla komputerowych systemów diagnostyczno-ekspertowych.

W IMP PAN w Gdańsku relacje diagnostyczne są pozyskiwane dwiema drogami: na drodze teoretycznej – poprzez symulacje komputerowe [1÷3] i na drodze

¹Zakład Dynamiki Maszyn i Tribologii, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, ul. J. Fiszer 14, 80-952 Gdańsk

doświadczalnej – są to symulacje analogowe. Symulacje analogowe prowadzone są w Laboratorium Maszyn Wirnikowych IMP, głównie w oparciu o stanowisko badawcze dynamiki wirników i łożysk. Stanowisko to zostało zbudowane specjalnie do badań mających na celu pozyskiwanie relacji diagnostycznych, stąd głównym założeniem konstrukcyjnym stanowiska była uniwersalność konfiguracji i oprzyrządowania. Na tymże stanowisku możliwa jest także weryfikacja laboratoryjnej wersji stworzonego systemu diagnostycznego lub ekspertowego przed jego wdrożeniem w praktyce na maszynach przemysłowych. Aby wyniki badań laboratoryjnych mogły stanowić elementy bazy wiedzy, muszą być uogólnione i ujęte w sformalizowane zależności. Zebrany dotąd materiał doświadczalny pozwolił na sformułowanie wstępnych relacji jakościowych. W przedstawionej poniżej postaci stanowią one w głównej mierze materiał ilustracyjny prowadzonych badań, dotyczą bowiem tylko wirnika symetrycznego, jednomasowego, podpartego w dwóch łożyskach ślizgowych, a więc najprostszej możliwej konfiguracji. Tym niemniej wnioski z tych wstępnych badań są interesujące i zostały zaprezentowane poniżej w formie uogólnionych relacji między sztywnością podparcia łożysk i niewyważeniem wirnika, a obrotami rezonansowymi i amplitudą drgań rezonansowych wirnika. Opisano także budowę i oprzyrządowanie pomiarowe stanowiska badawczego oraz technikę pomiarów. Przedstawiono możliwości badawcze na tym stanowisku, w szczególności możliwe do uzyskania relacje diagnostyczne i związane z tym program badań.

2. Stanowisko badawcze – budowa i oprzyrządowanie pomiarowe

Duże rozmiary stanowiska podyktowane były wymogiem, aby zjawiska obserwowane na stanowisku stanowiły proste odniesienie do analogicznych zjawisk w maszynach rzeczywistych, bez kłopotliwego pośrednictwa analizy wymiarowej i teorii podobieństwa. Uniwersalność i wielkość stanowiska, oraz związane z tym możliwości badawcze powodują, że stanowisko to można uznać za unikalne w skali kraju, w swojej klasie.

Szczegółowy opis stanowiska i metody obróbki wyników badań zawarto w odrębnych opracowaniach [4÷6], a poniżej potraktowano skrótowo. Budowę i główne oprzyrządowanie pomiarowe stanowiska przedstawia rys. 1. Jego szkielet stanowi konstrukcja podpierająca badany model wirnika. Posadowione jest na ciężkim bloku betonowym pełniącym rolę gruntu i układu odniesienia podczas pomiarów. W celu izolacji od drgań gruntu i wzbudzeń układu napędowego blok wsparto na poduszkach pneumatycznych. Do bloku przymocowana jest spawana rama główna za pośrednictwem stalowych podstawek, będących modelem fundamentu. Do ramy mocowane są uniwersalne stojaki łożyskowe, w których można osadzać łożyska ślizgowe dowolnego typu. Korpusy łożysk wsparte są w stojakach łożyskowych na wymiennych wkładkach sprężystych o określonej sztywności. Badana linia wałów może się składać z odcinków wałów o średnicy do 140 mm, połączonych sprzęgłami dowolnego typu. Całkowita długość linii wałów ograniczona jest długością ramy i może wynosić do 6 m, a ilość odcinków wałów – ilością

podparć łożyskowych. Obecnie na ramie ustawionych jest 5 stojaków łożyskowych, co umożliwia montaż 4 odcinków wału. Na wał można nasadzać stalowe dyski o masie do 200 kg każdy w celu statycznego obciążania łożysk ślizgowych. Opracowano i zastosowano specjalną metodę wciskowego, a zarazem rozłączalnego osadzania dysków na gładkim wale, co umożliwia zmiany konfiguracji wirnika i rozkładu dynamicznych i statycznych obciążeń łożysk [7]. Wał napędzany jest silnikiem elektrycznym o regulowanych obrotach w zakresie 0÷6000 obr/min. Układ olejowy pozwala na grzanie i chłodzenie oleju zasilającego łożyska, a więc na zmianę lepkości oleju. Stanowisko wyposażono w szereg układów zabezpieczających, zwiększających bezpieczeństwo pracy, co jest ważne ze względu na jego eksperymentalny charakter i duże rozmiary [8].

Wyposażenie pomiarowe stanowiska może być praktycznie dowolne, zależne od realizowanego programu badań, jednak standardowo prowadzone są zawsze pomiary następujących wielkości:

- względne przemieszczenia czopów (względem panwi), dla każdego z łożysk w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach – przy użyciu wiroprowodowych czujników przemieszczeń,
- bezwzględne przemieszczenia dysków, w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach – przy użyciu wiroprowodowych czujników przemieszczeń,
- bezwzględne przemieszczenia każdego z łożysk, w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach za pomocą dwóch niezależnych układów pomiarowych: za pomocą wiroprowodowych czujników przemieszczeń – gdy amplitudy drgań łożysk są duże (łożyska osadzone w stojakach „podatnie”) oraz za pomocą akcelerometrów piezoelektrycznych – gdy amplitudy drgań łożysk są małe (łożyska osadzone „sztywno”),
- temperatury oleju na dolocie i na wylocie z łożysk, przy użyciu termometrów półprzewodnikowych,
- prędkość obrotowa wału za pomocą optoelektronicznego nadajnika impulsów zliczanych częstościomierzem.

Schemat zasadniczego wyposażenia pomiarowego przedstawia rys. 1. Za pomocą znacznika fazy mierzone wielkości są zsynchronizowane fazowo między sobą i z kątowym położeniem wału.

Na stanowisku zastosowano skomputeryzowany system pomiarowy. Sygnały z poszczególnych czujników są przetwarzane do postaci cyfrowej i kierowane do komputera, gdzie następnie mogą być utrwalane na dysku i w dowolnym czasie odtwarzane i obrabiane. Wszystkie sygnały pomiarowe mogą być na bieżąco podglądane na oscyloskopach i analizowane przy użyciu analizatora widmowego. Przed utrwaleniem – jeszcze w fazie analogowej – sygnały pomiarowe są wstępnie filtrowane z zakłóceń wysokiej częstotliwości filtrami RC i kondycjonowane, w celu dostosowania ich parametrów do wejść przetworników analogowo-cyfrowych.

Następną fazą każdego cyklu badań jest komputerowe przetwarzanie wyników

pomiarów utrwalonych w formie zbiorów liczb. Polega ono na selekcji wyników i przetworzeniu ich do postaci nadającej się do porównań i wizualizacji. Obejmuje ono również numeryczne całkowanie przebiegów przyspieszeń, w celu określenia prędkości i przemieszczeń drgań lub różniczkowanie przemieszczeń w celu określenia prędkości lub przyspieszeń. Poszczególne przebiegi poddawane są następnie procesowi „czyszczenia” z zakłóceń. Stosowane do tego metody zależne są od charakteru tych zakłóceń. Najbardziej kłopotliwe okazały się zakłócenia sygnałów pochodzących z pomiarów przemieszczeń elementów wirujących czujnikami wiroprowadowymi. Zakłócenia te spowodowane są niejednorodnością materiałową elementów wirujących. Są one synchroniczne z obrotami, a ich wielkość jest porównywalna z wielkością badanych przemieszczeń. W warunkach laboratoryjnych dobre efekty eliminacji tego typu zakłóceń uzyskane zostały drogą odejmowania sygnału zakłócającego, zarejestrowanego wcześniej, od sygnału pomiarowego, będącego sumą sygnału użytecznego i tychże zakłóceń. Zabieg taki jest możliwy dzięki temu, że oba przebiegi są ze sobą bardzo dokładnie zsynchronizowane [4], [6]. Dalsza obróbka wyników polega m. in. na ich analizie harmonicznnej, a następnie syntezie określonej ilości harmonicznych, w zależności od potrzeb. Jest to rodzaj filtra cyfrowego, pozwalającego na eliminację zakłóceń wysokiej częstotliwości o charakterze szumów. Wyższe harmoniczne, na ogół, nie zawierają dodatkowych informacji o badanym zjawisku, utrudniają natomiast jego analizę. Ilość harmonicznych, które należy uwzględnić, aby nie zniekształcić obrazu interesującego zjawiska, zależy od charakteru badanej wielkości oraz od charakteru zakłóceń i może być oszacowana wstępnie na podstawie analizy widmowej dla danej grupy pomiarów.

3. Możliwości pozyskiwania relacji diagnostycznych na stanowisku do badania dynamiki wirników

Jak wspomniano na wstępie, głównym celem badań doświadczalnych jest pozyskiwanie relacji diagnostycznych. Chodzi zatem o uzyskanie jaknajwiększej ilości wzajemnych przyporządkowań – w miarę możliwości najbardziej jednoznacznych – zmian parametrów charakteryzujących stan maszyny i skutków tych zmian. Na stanowisku badawczym będą więc w planowy sposób dokonywane zmiany poszczególnych pojedynczych parametrów mogących mieć wpływ na dynamikę maszyny. Badane będą i w systemowy sposób opisywane skutki tych zmian. Dobór parametrów charakteryzujących zmiany stanu dynamicznego maszyny musi być taki, aby odpowiadały one zjawiskom mogącym wystąpić w rzeczywistych maszynach wirnikowych, na przykład w przypadku awarii, zużycia, błędów montażu itp. Należy podkreślić, że w najbliższych zamierzeniach badawczych nie przewiduje się modelowania określonych konstrukcji maszyn wirnikowych, a tylko zjawiska dynamiczne mogące w takich maszynach występować. Modelowanie całej maszyny jest bowiem możliwe tylko w przypadku, gdy struktura jej jest bardzo prosta.

Podczas badań symulacyjnych konfiguracja stanowiska musi być dostosowana do rodzaju badanych relacji. W tab. 1 zestawiono możliwe zmiany podstawowej

konfiguracji stanowiska i zmiany parametrów ważnych z punktu widzenia szukanych relacji diagnostycznych. Wskazano sposoby i możliwe zakresy tych zmian.

Tabela 1.

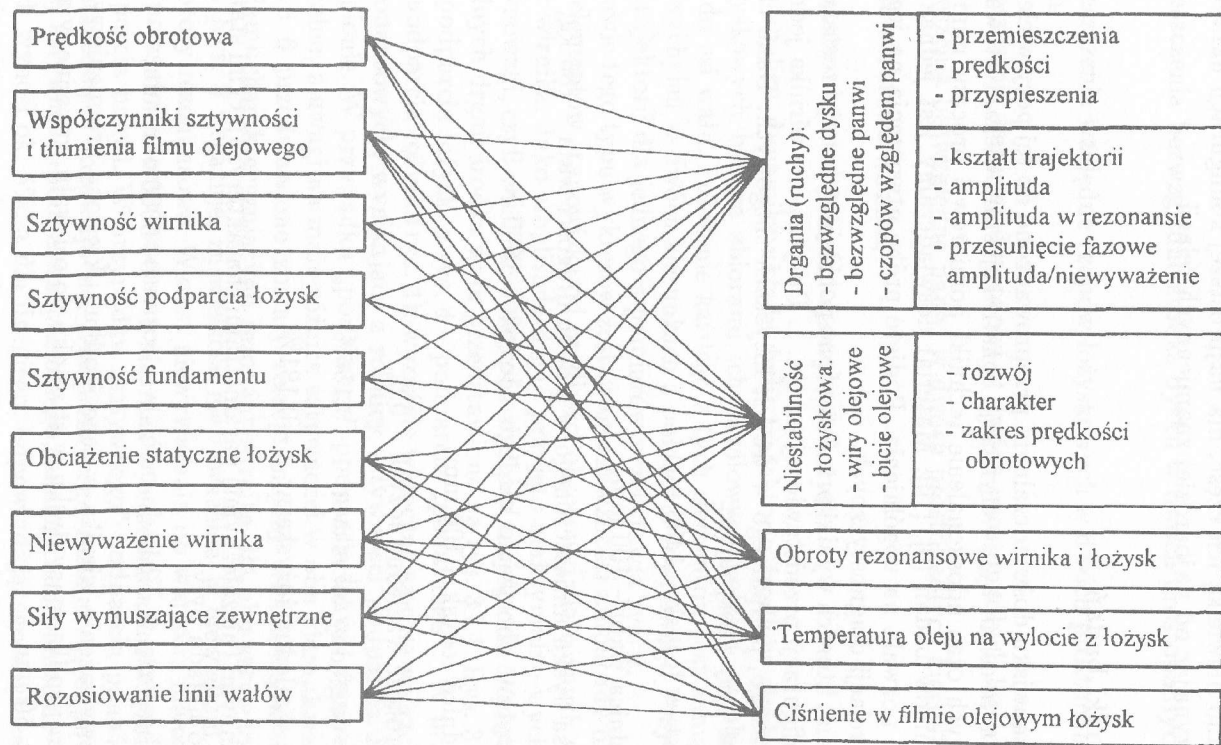
Zakres zmian konfiguracji i parametrów stanowiska badawczego

Zmiany konfiguracji i parametrów charakterystycznych	Zakres zmian możliwych na stanowisku i sposób realizacji
Ilość łożysk:	$2 \div 5$
Ilość odcinków wałów tworzących wirnik:	$1 \div 4$, połączone sprzęgłami
Typ łożysk:	dowolne (cylindryczne, soczewkowe, z przesuniętymi panwiami, wieloklinowe, itp.)
Typ sprzęgieł:	sztynne, podatne
Prędkość obrotowa:	$0 \div 5000$ obr/min; regulacja ręczna
Niewyważenie:	montaż ciężarków na wirniku
Sztynność wału:	wynikająca ze średnicy $50 \div 140$ mm oraz z podcięć i usztywnień; wymiana wału
Sztynność podparcia łożysk:	$2.5 \div 120$ N/ μ m; wymiana wkładek sprężystych w stojakach łożyskowych
Sztynność fundamentu:	wymiana podstawek pod ramą
Współczynniki sztywności i tłumienia filmu olejowego:	grzanie/chłodzenie oleju, zmiana konstrukcji łożysk (luzu, kształtu, itp.)
Obciążenie statyczne łożysk:	dyski obciążające o masie 200 kg dowolnie rozmieszczone wzdłuż długości wirnika
Średnica łożysk:	$50 \div 140$ mm; wymiana łożysk
Luz łożyskowy:	zależny od konstrukcji łożysk; roztaczanie lub wymiana panwi
Rozosiowanie linii wałów:	rozcentrowanie sprzęgieł
Generacja sił zewnętrznych (np. wpływ uszczelnień, przycierania wirnika):	wymuszenie wibratorem za pośrednictwem ślizgaczy, symulacja przycierania

Każdorazowo po zmianach konfiguracji stanowiska, istotnych z punktu widzenia jego własności dynamicznych, określone są drogą pomiarów poszczególne współczynniki charakteryzujące te własności. W szczególności określone są: sztywności podparć łożysk w poziomie i w pionie, częstotliwości rezonansowe wirnika i łożysk, jakość wyważenia wirnika, wymiary i kształt powierzchni ślizgowej łożysk itp.

W tab. 2 zestawiono przykłady możliwych relacji diagnostycznych. Podstawowy zbiór tych relacji określają linie łączące poszczególne parametry charakterystyczne stanowiska i objawy diagnostyczne z nimi związane. Jak widać, powiązania między poszczególnymi wielkościami tworzą rozległą sieć. Dlatego też

Tabela 2. Zestawienie podstawowych relacji diagnostycznych.



z punktu widzenia diagnostycznego ważne będą relacje najbardziej specyficzne dla danego zjawiska lub charakterystyczne dla określonej klasy zjawisk. Z zestawienia tego wynika także, że możliwości badań są bardzo rozległe. Dotychczas zrealizowano niewielką ich część, dla najprostszej konfiguracji układu dynamicznego, zaczynając od najbardziej znamiennych relacji.

4. Wyniki badań

Na stanowisku doświadczalnym przeprowadzono do tej pory wiele badań, których głównym celem była weryfikacja konstrukcji stanowiska, testowanie układów pomiarowych oraz udoskonalenie techniki pomiarów i procesu numerycznej obróbki wyników badań [9], [10]. Materiał doświadczalny jest jednak na tyle obszerny, że pozwala na uogólnienia. Podjęto próbę utworzenia na jego podstawie pewnych relacji diagnostycznych.

Badania, których wyniki przedstawiono poniżej, wykonane zostały na stanowisku o konfiguracji przedstawionej na rys. 1. Dotyczą one wirnika jednomasowego, symetrycznego, podpartego w dwóch łożyskach ślizgowych. Dane charakteryzujące układ były następujące:

- rozstaw łożysk – 1400 mm,
- średnica wału – 100 mm,
- masa dysku umieszczonego w środku długości wału – 185 kg,
- statyczne obciążenie każdego z łożysk – 1600 N,
- średnica łożysk – 100 mm,
- szerokość względna łożysk – 0.5,
- luz względny łożyska nr 1 – 0.156%,
- luz względny łożyska nr 2 – 0.181%.

Zmiennymi (niezależnymi) parametrami charakteryzującymi stan dynamiczny badanego układu były:

- obroty wirnika zmienne w zakresie $n = 0 \div 5000$ obr/min,
- niewyważenie wirnika w jego środku, określone promieniowym przesunięciem środka masy dysku w stosunku do osi wału, zmienne w zakresie $r_N = 0 \div 50 \mu\text{m}$,
- sztywność podparcia łożysk w dwóch wariantach:
 - podparcie „podatne”: - sztywność w poziomie $\lambda_x = 2.53 \text{ N}/\mu\text{m}$,
- sztywność w pionie $\lambda_y = 2.71 \text{ N}/\mu\text{m}$,

- podparcie „sztywne”: – sztywność w poziomie $\lambda_x = 46 \text{ N}/\mu\text{m}$,
– sztywność w pionie $\lambda_x = 118 \text{ N}/\mu\text{m}$.

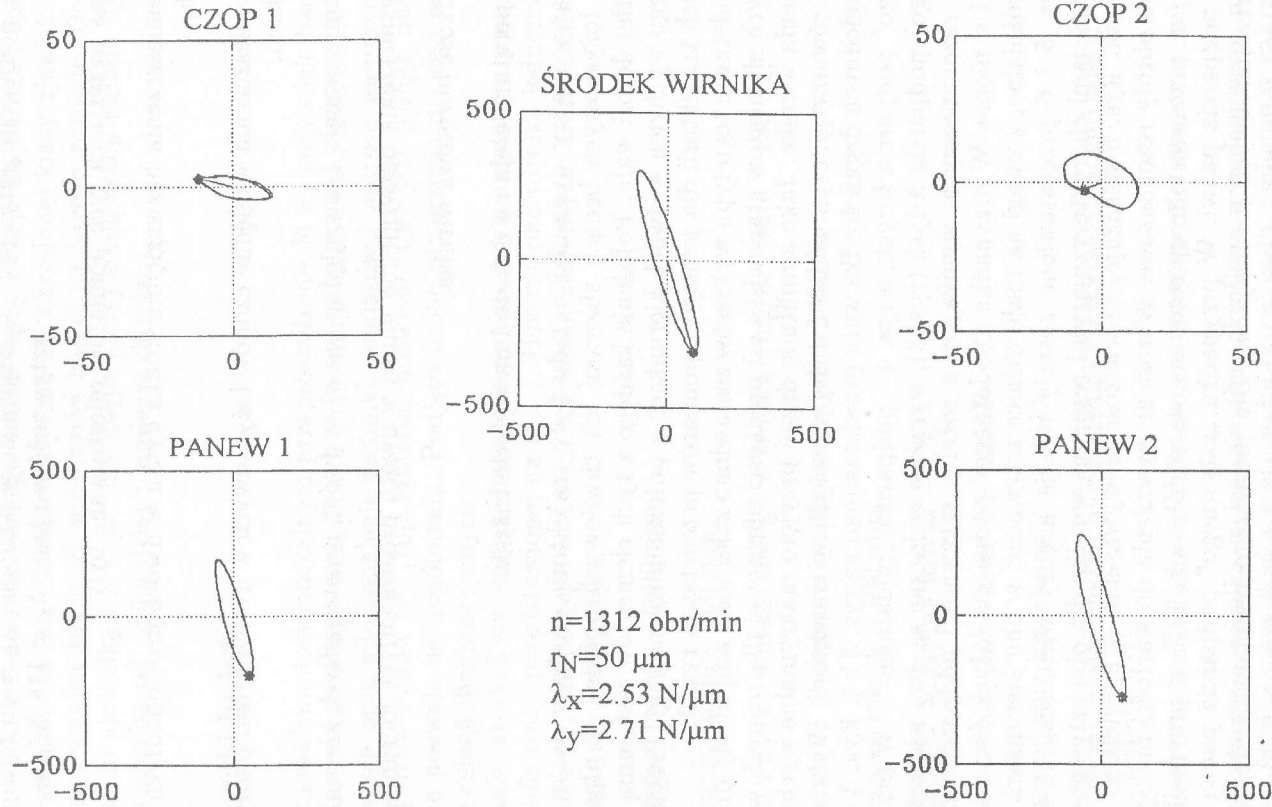
Podczas wszystkich tych pomiarów rejestrowane były:

- przemieszczenia bezwzględne środka dysku w dwóch prostopadłych kierunkach,
- przemieszczenia względne czopów łożyskowych w dwóch prostopadłych kierunkach,
- przemieszczenia bezwzględne panwi w dwóch prostopadłych kierunkach,
- przyspieszenia bezwzględne panwi w dwóch prostopadłych kierunkach,
- prędkość obrotowa wirnika,
- temperatury oleju na dolocie i na wylocie łożysk.

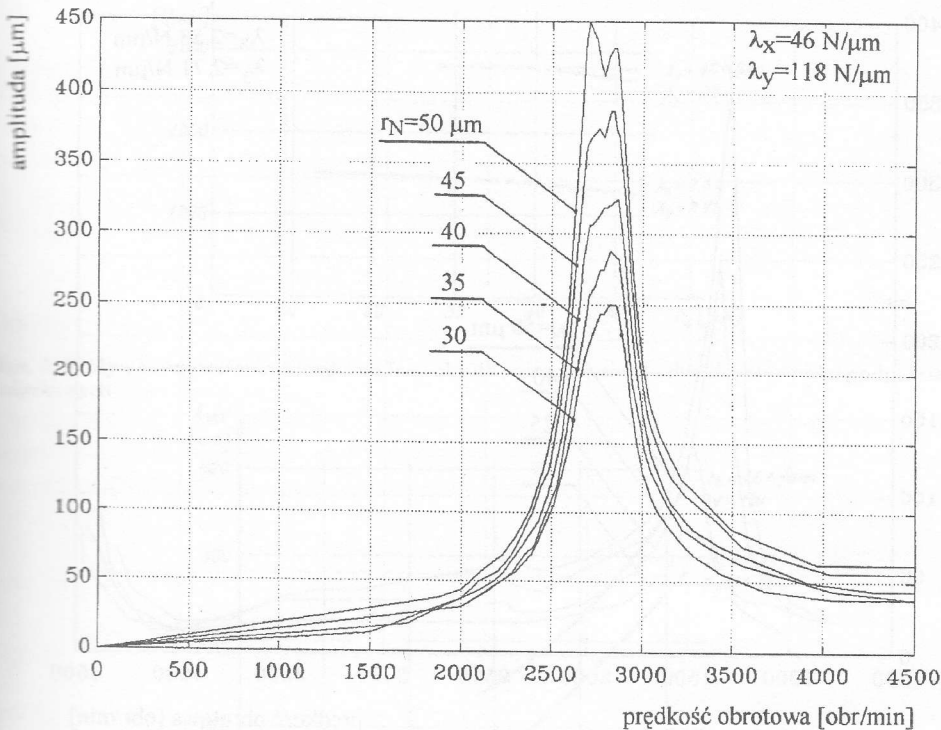
Podstawą analizy dynamiki układu były trajektorie środków dysku, panwi i czopów łożyskowych będące zbiorami ich chwilowych położen w płaszczyźnie prostopadłej do osi wału. Położenie każdego z tych elementów jest sumą geometryczną jego wychyleń w dwóch kierunkach z położenia równowagi. Przykładowy zbiór takich trajektorii dla jednego z pomiarów przedstawia rys. 2.

Na podstawie tego typu wykresów zestawiono zależności amplitudy drgań poszczególnych elementów stanowiska od prędkości obrotowej dla różnych wielkości niewyważenia wirnika. Jako amplitudę drgań przyjęto maksymalne wychylenia z położenia równowagi, czyli wielkość dużej półosi elipsy trajektorii. Wykresy takie dla bezwzględnych drgań środka wału przedstawiono na rys. 3 i 4. Rys. 3 dotyczy „sztywnego” podparcia łożysk, a rys. 4 – podparcia „podatnego”. W przypadku „sztywnego” podparcia łożysk (rys. 3), wyraźnie widoczne są dwa wierzchołki na krzywych rezonansowych, wynikające z różnicy sztywności podparcia łożysk w poziomie i w pionie. W przypadku „podatnego” podparcia łożysk dwa rezonanse są nierozróżnialne, z uwagi na małe różnice sztywności w obu kierunkach.

Na rys. 5 i 6 przedstawione zostały relacje między wielkością niewyważenia i wielkościami charakteryzującymi rezonans wirnika dla obu sztywności podparcia łożysk. Rys. 5 wskazuje, że wielkość niewyważenia w niewielkim stopniu wpływa na obroty rezonansowe. Wzrost niewyważenia do wartości maksymalnej $r_N = 50 \mu\text{m}$ przesuwa obroty rezonansowe w dół o ok. 13% w przypadku „podatnego” podparcia panwi. W przypadku „sztywnego” podparcia panwi krzywa obrotów rezonansowych rozdwaja się. Dla pierwszego rezonansu, odpowiadającego mniejszej sztywności podparcia poziomego, analogiczne obniżenie obrotów rezonansowych wynosi ok. 5%, a dla drugiego, odpowiadającego większej sztywności podparcia pionowego nie przekracza 2% w całym zakresie zmienności niewyważenia. Oznacza to, że szybkość zmniejszania się obrotów rezonansowych powodowana wzrostem niewyważenia zależna jest od sztywności podparcia panwi. Przy sztywnym podparciu panwi obroty rezonansowe są prawie niezależne od



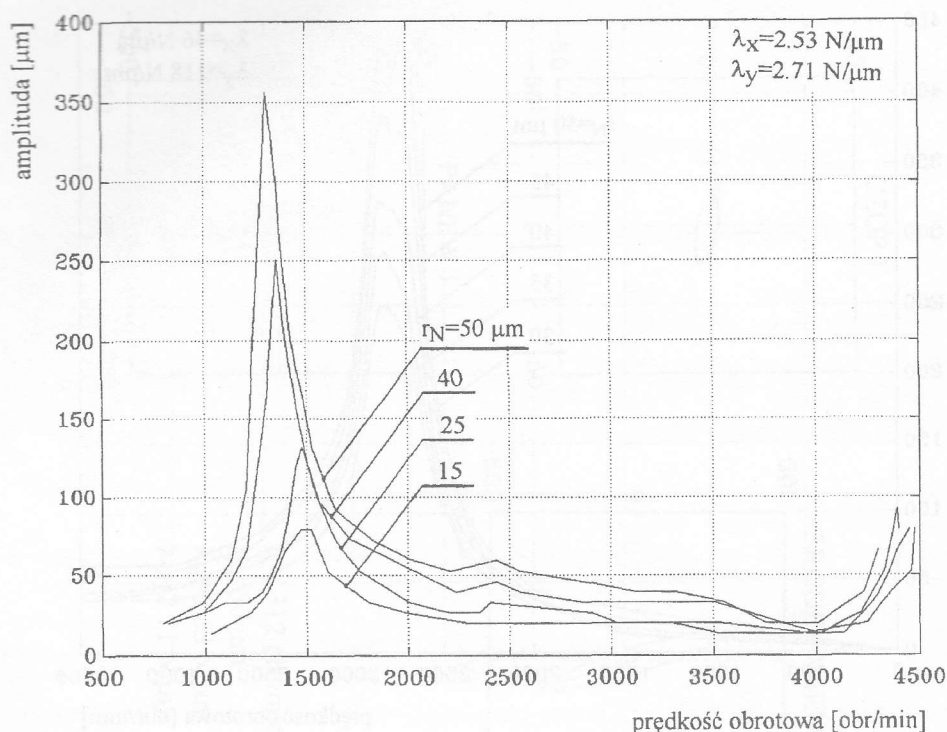
Rys. 2. Zmierzone trajektorie: środka wału (bezwzględne), czopów łożyskowych (względem panwi), oraz panwi łożyskowych (bezwzględne) w rezonansie wirnika, dla wirnika silnie niewyważonego, przy "podatnym" podparciu panwi



Rys. 3. Amplitudy drgań środka wirnika w funkcji jego prędkości obrotowej w zależności od wielkości niewyważenia, w przypadku „sztywnego” podparcia panwi łożyskowych

niewyważenia wirnika. W takim przypadku nie jest zatem możliwe potwierdzenie domniemania o niewyważeniu wirnika jako przyczyny wzrostu amplitudy drgań na podstawie zmiany obrotów rezonansowych. Jest oczywiste, że podstawową przesłanką o pojawieniu się niewyważenia wirnika jest wzrost amplitudy drgań rezonansowych. Rys. 6 pokazuje, że amplituda drgań rezonansowych rośnie bardzo szybko ze wzrostem promienia niewyważenia (siły wymuszającej drgania). Amplituda drgań rezonansowych spowodowana niewyważeniem jest zależna od wielkości tłumienia układu. Tłumienie jest jednak niemierzalne w sposób bezpośredni, ponadto trudno jest zmieniać je w złożonym układzie rzeczywistym w zdefiniowany, planowy sposób. Jest ono raczej parametrem wynikowym konstrukcji. Tłumienie jest niezwykle ważnym parametrem z punktu widzenia eksploatacyjnego; ogranicza amplitudę drgań maszyny przy przechodzeniu przez rezonans i przy awaryjnym wzroście niewyważenia wirnika. Szybkość wzrostu amplitudy drgań rezonansowych w funkcji wielkości niewyważenia powinna być zatem jak najmniejsza, szczególnie w zakresie większych wartości niewyważenia.

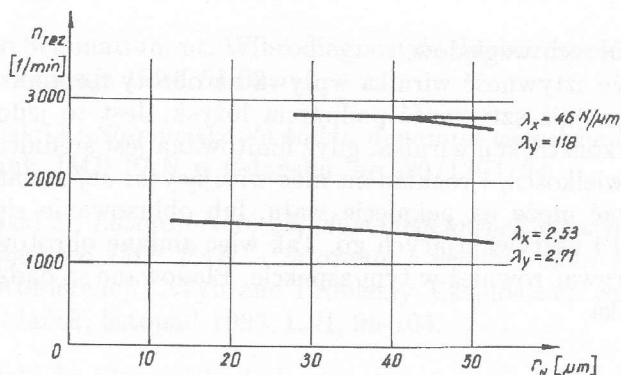
Z punktu widzenia diagnostyki bardziej znamienym parametrem, którego wpływ był przedmiotem badań, jest sztywność podparcia łożysk. Z rys. 5 wy-



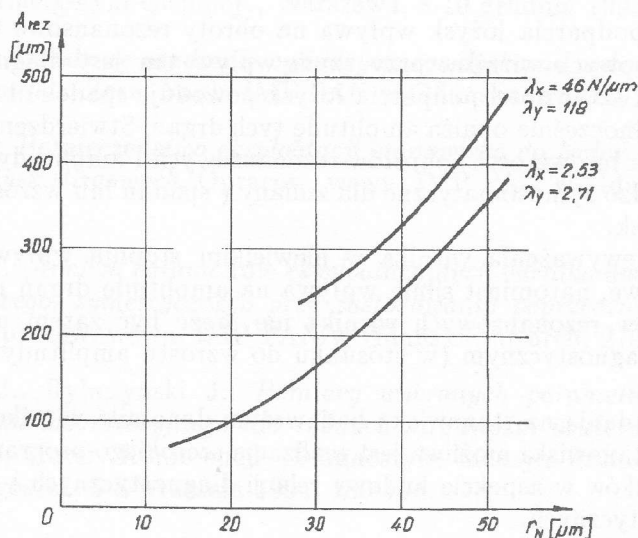
Rys. 4. Amplitudy drgań środka wirnika w funkcji jego prędkości obrotowej w zależności od niewyważenia, w przypadku „podatnego” podparcia panwi łożyskowych

nika, że obroty rezonansowe wirnika maleją ze spadkiem sztywności podparcia łożysk. Obroty rezonansowe wirnika w praktyce mogą być określone z bardzo dużą dokładnością, szczególnie gdy rezonans jest ostry. Nasze badania w warunkach laboratoryjnych pozwalają na ich określenie z dokładnością poniżej 0.5%. Taka dokładność wynika w tym przypadku nie tylko z dokładności określenia maksymalnej amplitudy drgań, ale głównie z obserwacji zmiany kąta przesunięcia fazowego między wektorem amplitudy drgań i wektorem niewyważenia. Pomiaru takie są możliwe również w warunkach przemysłowych pod warunkiem zastosowania odpowiedniej aparatury i techniki pomiaru. Spadek sztywności podparcia łożysk, np. wskutek poluzowania zacisku łożysk w stojakach, manifestuje się spadkiem obrotów rezonansowych.

Dodatkowym symptomem diagnostycznym związanym ze zmianą sztywności podparcia łożysk jest widoczna na rys. 6 zmiana amplitudy drgań rezonansowych. Charakterystyczne jest obniżenie amplitudy drgań rezonansowych towarzyszące spadkowi sztywności podparcia łożysk. Widoczny także na rys. 6 silny wzrost amplitudy drgań w rezonansie wraz ze wzrostem niewyważenia wirnika powoduje, że stwierdzona w wyniku pomiarów zmiana amplitudy drgań nie może być trakto-



Rys. 5. Wpływ niewyważenia wirnika na jego obroty rezonansowe dla dwóch sztywności podparcia panwi łożyskowych



Rys. 6. Wpływ niewyważenia wirnika na amplitudę drgań jego środka w rezonansie dla dwóch sztywności podparcia panwi łożyskowych

wana jako samodzielny symptom diagnostyczny świadczący o zmianie sztywności podparcia łożysk. Jednakże spadek obrotów rezonansowych wirnika (rys. 5), wraz z towarzyszącym mu spadkiem amplitudy drgań rezonansowych (rys. 6), staje się wysoce symptomatyczny dla spadku sztywności podparcia łożysk. W przypadku, gdy oba te zjawiska występują jednocześnie, konkluzja powyższa jest tym bardziej prawdopodobna, że z reguły wyważenie wirnika z upływem czasu „psuje się” (promień niewyważenia wzrasta), czemu powinien towarzyszyć wzrost amplitudy drgań rezonansowych.

Z rys. 6 można by wyciągnąć wniosek, że mniejsza sztywność podparcia łożysk korzystnie wpływa na stabilność ruchu wirnika w okolicy okołorezonansowej. Jednakże wszystkie zmiany własności konstrukcji w stosunku do własności dobrych przez konstruktora jako optymalne, powinny być analizowane, gdyż mogą

być niekorzystne z innych względów.

Jest oczywiste, że sztywność wirnika wpływa na obroty rezonansowe w stopniu jeszcze większym, niż sztywność podparcia łożysk. Jest to jednak wielkość stała dla określonej konstrukcji wirnika, gdyż limitowana jest średnicą i długością przęsła wału, oraz wielkością i rozkładem mas wirujących. Jej zmiana, szczególnie nagle, wskazywać może na pęknięcie wału, lub obluźowanie się elementów nasadzonych na wał i usztywniających go. Tak więc zmianę obrotów rezonansowych należy rozpatrywać również w tym aspekcie. Planowane są badania wpływu również tego czynnika.

5. Wnioski

Sztywność podparcia łożysk wpływa na obroty rezonansowe i na amplitudę drgań rezonansowych wirnika, przy czym wpływ ten jest diagnostycznie znamienny. Spadek sztywności podparcia łożysk powoduje spadek obrotów rezonansowych oraz jednocześnie obniża amplitudę tych drgań. Stwierdzenie jednoczesnej zmiany (spadku lub wzrostu) obrotów rezonansowych i amplitudy drgań w rezonansie jest bardzo symptomatyczne dla zmiany (spadku lub wzrostu) sztywności podparcia łożysk.

Wielkość niewyważenia wirnika w niewielkim stopniu wpływa na jego obroty rezonansowe, natomiast silnie wpływa na amplitudę drgań rezonansowych. Zmiana obrotów rezonansowych wirnika nie może być zatem uzupełniającym symptomem diagnostycznym (w stosunku do wzrostu amplitudy drgań) niewyważenia wirnika.

Wstępne badania na stanowisku badawczym dynamiki wirników wykazały że na bazie tego stanowiska możliwa jest realizacja szerokiego programu badawczego dynamiki wirników w aspekcie budowy relacji diagnostycznych i weryfikacji systemów diagnostycznych.

Pracę zgłoszono 1995.01.20

Literatura

- [1] Kiciński J., Drozdowski R.: *The Simulation Methods in the Rotor-Machinery Diagnostics*, Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Hague, Netherlands, June 13-16, 1994.
- [2] Kiciński J.: *Die Anwendung der Rechnergestutzen Simulation von Schwingungen des Rotor-Gleitlager-Systems zum Aufbau von "Intelligenten" Diagnosesystemen*, VDI Berichte, Nr 1109, 1994, 403-416.
- [3] Kiciński J.: *Symptomy diagnostyczne turboszespołów energetycznych określone metodą komputerowej i analogowej symulacji ich defektów*, Mater. Ogólno-

polskiego Seminarium nt. Wibrodiagnostyki Turbozespołów Energetycznych, Gdańsk, 25 maja 1994, 51-92.

- [4] Rybczyński J.: *Stanowisko do badań dynamiki wirników i łożysk ślizgowych*, Zesz. Nauk. IMP PAN w Gdańsku, nr 429/1394/94.
- [5] Rybczyński J.: *Laboratorium układów modelowych maszyn wirnikowych i łożysk ślizgowych IMP PAN – założenia i wyniki badań eksperymentalnych*, Mater. Konferencji „Wybrane Problemy Eksploatacji Systemów Technicznych”, Gdańsk, listopad 1993, t. II, 95-104.
- [6] Rybczyński J.: *Stanowisko badawcze dynamiki wirników i łożysk w laboratorium układów modelowych maszyn wirnikowych*, Ref. Konferencji „Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej”, Warszawa, 8-10 grudnia 1993.
- [7] Gerlach T.: *Wciskowe osadzenie cylindrycznego dysku na wale wirnika w polu sił odśrodkowych*, Zesz. Nauk. IMP PAN w Gdańsku, nr 413/1371/93.
- [8] Gerlach T.: *Bezpieczeństwo eksploatacji stanowiska do badań dynamiki wirników i łożysk ślizgowych*, Opracow. wewn. IMP PAN w Gdańsku, nr arch. 34/93.
- [9] Majewski J.: *Analiza parametrów eksploatacyjnych wirnika dwupodporowego, jednomasowego, symetrycznego przy zastosowaniu poprzecznych łożysk ślizgowych*, Opracow. wewn. IMP PAN w Gdańsku, nr arch. 2/93.
- [10] Majewski J., Rybczyński J.: *Pomiary wybranych parametrów dynamicznych wirnika laboratoryjnego dla różnych sztywności utwierdzeń zewnętrznych panwi*, Mater. Konferencji „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów”, Bydgoszcz, 5-8 września 1994, 189-194.

Analogue simulation of dynamic states of rotormachines applicable to their diagnostics

Summary

The experimental and theoretical investigations intended for obtaining diagnostic relations referring to dynamics of rotormachines are carried on at IMP PAN in Gdańsk. Sets of such relations are necessary as knowledge bases of expert systems. The experiments are realized with the large-size test bench for dynamic investigations of the rotors and bearings. Construction and measurement system of the test bench and investigation possibilities and plans have been described in this paper. A set of diagnostic relations which can be obtained on the base of these investigations as well as necessary configuration and parameter changing of the test bench are specified. Certain results of the investigations, which have been done so far are presented. An attempt to determine and discuss some diagnostic relations have been taken, especially between rotor unbalancing and stiffness of bearing supports on one hand and rotational speed at resonance and amplitude of resonance vibrations on the other hand.