

Dr inż. Sławomir BANASZEK
Mgr Małgorzata BOGULICZ
Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku

DOI: 10.17814/mechanik.2015.7.210

WPLYW SZTYWNOŚCI PODPARCIA NA DYNAMIKĘ NOWO PROJEKTOWANEJ TURBINY ORC

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki obliczeń drgań układu wirnikowego nowo projektowanej turbiny. Turbina jest przeznaczona do zasilania generatora elektrycznego w eksperymentalnej mikrośirowni kogeneracyjnej. Do obliczeń wykorzystano oprogramowanie własne IMP PAN w Gdańsku, o nazwie MESWIR. W ramach pracy przedstawiono wpływ zmian sztywności podparcia wirnika na jego dynamikę. Wskazano przy tym pewne niebezpieczne zakresy sztywności fundamentu, w których istnieje możliwość wzbudzenia drgań rezonansowych wirnika.

THE INFLUENCE OF SUPPORT STIFFNESS ON THE DYNAMICS OF A NEWLY DESIGNED ORC TURBINE

Abstract: The paper presents the results of calculation of a newly designed turbine dynamics. The turbine will drive the electric generator in the experimental co-generation power-station. A MESWIR program was used for calculations, what is the numerical tool originally invented in the IMP PAN. The influence of the support stiffness on the dynamics of the rotor is presented in the paper. Some range of the stiffness values is pointed, which is risky to the machine because the excitation of the resonant vibration is possible.

Słowa kluczowe: turbina, mikrośirownia, konstrukcja wsporcza
Keywords: turbine, micro power-station, support

1. UWAGI WSTĘPNE

W Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku powstaje prototypowa mikrośirownia kogeneracyjna. Jej częścią będzie turbozespół o planowanej mocy do 100 kWe, zasilany ciepłem odpadowym. Turbozespół składa się z mikroturbiny parowej, której konstrukcja została opracowana we współpracy IMP PAN z firmami zewnętrznymi oraz generatora, a ściślej mówiąc – odwracalnego silnika asynchronicznego, dostępnego na rynku. W pracy zaprezentowano przykład obliczeń symulacyjnych dynamiki turbiny, będącej częścią wspomnianego turbozespołu. Pokazano wpływ sztywności podparcia na drgania turbiny. Wykorzystano przy tym oprogramowanie własne, o nazwie MESWIR, rozwijane w Zakładzie Dynamiki i Diagnostyki Turbin IMP PAN w Gdańsku. Prace są prowadzone w ramach zadania badawczego nr 4 Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych pt. „Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych”.

2. PROGRAM MESWIR

Metody modelowania numerycznego i symulacji komputerowej dynamiki układów wirnikowych są rozwijane w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku od wielu lat. Prace te są szczególnie nakierowane na diagnostykę takich układów właśnie na podstawie wyników obliczeń numerycznych, czyli na tzw. diagnostykę symulacyjną, inaczej: diagnostykę według modelu (z ang. *model based diagnostics*) [1]. Oprogramowanie komputerowe pod wspólną nazwą MESWIR, oryginalnie opracowane w IMP PAN (pod kier. prof. Kicińskiego), wykorzystuje metody numerycznego modelowania dynamiki układów wirnikowych [1-4].

Program MESWIR umożliwia modelowanie wirników posadowionych na łożyskach tocznych, ślizgowych oraz gazowych. Wykorzystywany jest belkowy model elementów skończonych wału o sześciu stopniach swobody w węźle. Z matematycznego punktu widzenia, model układu wirnikowego opisuje układ równań różniczkowych, które w formie macierzowej można zapisać:

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + Cx = P(t)$$

gdzie:

M – globalna macierz bezwładności,

D – globalna macierz tłumienia,

C – globalna macierz sztywności,

x, \dot{x} , \ddot{x} – uogólnione wektory przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń,

P – uogólniony wektor wymuszeń zewnętrznych,

t – czas.

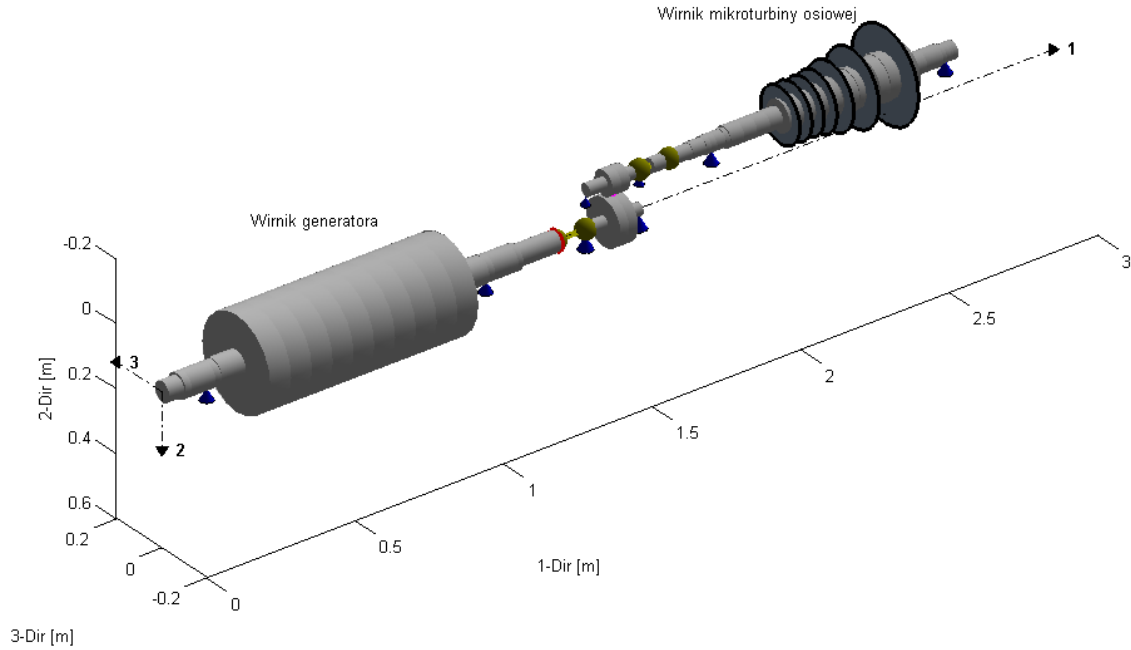
Równanie to jest równaniem ruchu całego układu wirnikowego i stanowi układ dziesiątków lub setek (w zależności od liczby stopni swobody) równań różniczkowych zwyczajnych wzajemnie ze sobą sprzężonych. Wpływ łożysk oraz konstrukcji podpierającej jest opisany za pomocą współczynników sztywności i tłumienia c_{ik} oraz d_{ik} , które wchodzi do globalnych macierzy C i D. W przypadku łożysk tocznych są one stałe. W przypadku gdy opisywany wirnik jest podparty w łożyskach ślizgowych, ich chwilowa wartość jest wyznaczana w każdym kroku czasowym w oparciu o rozwiązanie równania Reynoldsa. Opis matematyczny układu wirnikowego staje się wówczas nieliniowy.

W skład oprogramowania MESWIR, oprócz modułów liczących, wchodzi także środowisko graficzne umożliwiające efektywne przygotowanie danych oraz obróbkę wyników obliczeń. Całość została napisana w języku FORTRAN, zaś oprogramowanie graficzne wykorzystuje środowisko Winteracter.

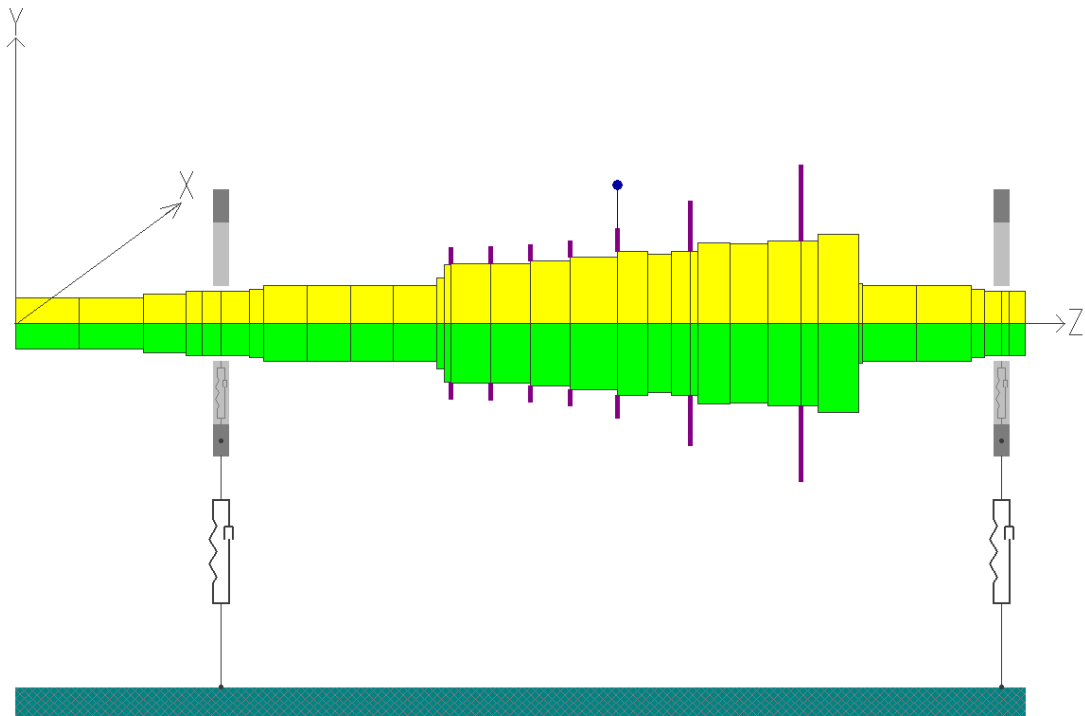
3. PRZEDMIOT OBLICZEŃ

Analizowana mikroturbina będzie stanowiła kluczowy element doświadczalnego obiegu termodynamicznego, zasilanego ciepłem o niskich parametrach (docelowo np. ciepłem odpadowym). Jest to turbina osiowa, siedmiostopniowa, pracująca w obiegu ORC, w którym medium roboczym będą pary czynnika niskowrzącego – oleju silikonowego z grupy siloksanów (oktametylotrisiloksan, MDM). Przyjęta w obliczeniach projektowych moc turbiny wynosi 100 kW przy 9000 obr/min. Turbina napędza generator za pomocą przekładni zwalniającej.

Wał mikroturbiny jest łożyskowany w dwóch łożyskach tocznych. Tarcze wirnikowe wszystkich 7 stopni znajdują się pomiędzy węzłami łożyskowymi. Na jednym końcu wału (od strony stopni wysokoprężnych) znajduje się wolny czop z wpustem, który będzie służył do przekazania momentu obrotowego z mikroturbiny. Rysunek 1 prezentuje schemat układu wirnikowego turbozespołu [6].



Rys. 1. Schemat wirników turbozespołu energetycznego ORC o mocy 100 kW



Rys. 2. Dyskretyzacja modelu wirnika turbiny

Rysunek 2 pokazuje dyskretyzację MES wirnika turbiny. Model składa się z 33 elementów belkowych ze zdefiniowaną średnicą, długością i danymi materiałowymi (przyjętymi jak dla stali). Tarcze wirnikowe zostały zamodelowane jako dyski sztywne. Masy i momenty bezwładności dysków zostały wyznaczone w pracy [6]. Wał turbiny jest podparty w dwóch podporach, na łożyskach tocznych o sztywności promieniowej: $1,2 \cdot 10^8$ N/m (łożysko nr 1) i $0,8 \cdot 10^8$ N/m (łożysko nr 2) [5, 6]. Ich wartości są traktowane jako stałe w całym zakresie prędkości obrotowych. Wartości „skośnych” współczynników sztywności i tłumienia łożysk [1] zostały pominięte (wynoszą 0). Pominięto również współczynniki sztywności i tłumienia w kierunku osiowym i skrętnym – drgania wirnika w tych kierunkach nie będą wyznaczane. Jako obciążenie dynamiczne wirnika przyjęto siłę odśrodkową, generowaną przez niewyważenie resztkowe, określone w oparciu o normę ISO1940/1, o wartości 140 g·mm (klasa G2.5). Siła ta przyłożona jest w węzle odpowiadającym dyskowi nr 5, na kącie fazowym 270° (wg układu współrzędnych przyjętego w środowisku MESWIR).

4. OBLICZENIA

4.1. Zmiany sztywności podparcia

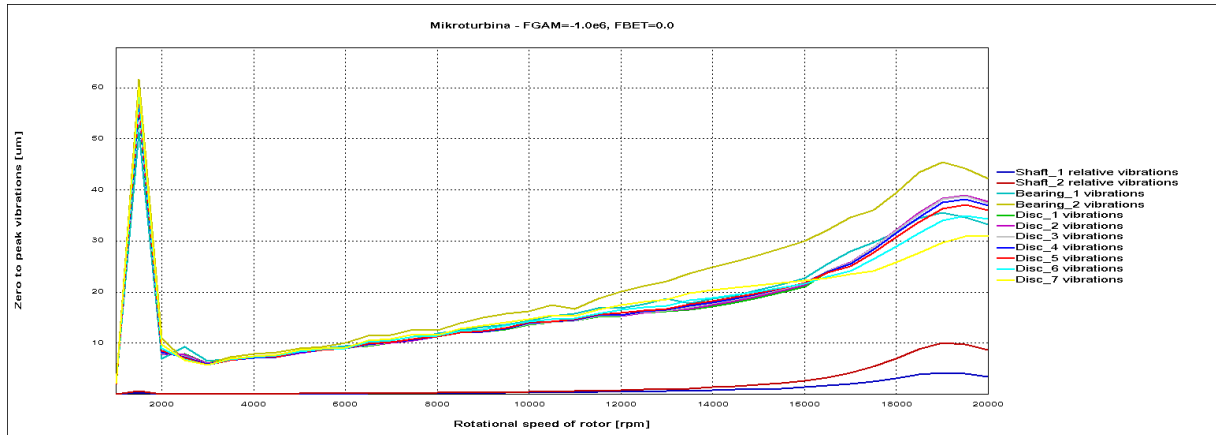
Przeanalizowano wpływ zmian sztywności podparcia na dynamikę układu wirnikowego mikroturbiny. Do modelu wprowadzono wyznaczone wcześniej wartości sztywności łożysk i parametrycznie zmieniane wartości sztywności poprzecznej fundamentu, o następujących wartościach: 10^6 N/m, 10^7 N/m, 10^8 N/m (identyczne w obu podporach). Tłumienie przyjęto równe 0 [7].

Obliczenia mikroturbiny powadzono w zakresie 1000÷20 000 obr/min, z krokiem co 500 obr/min. Zakres ten przekracza prędkość nominalną turbiny (9000 obr/min), ale dzięki temu będzie można wskazać w układzie wirnikowym ewentualne rezonanse wyższych rzędów. Analiza ta może również wskazać kierunki ewentualnego odstojenia układu wirnikowego.

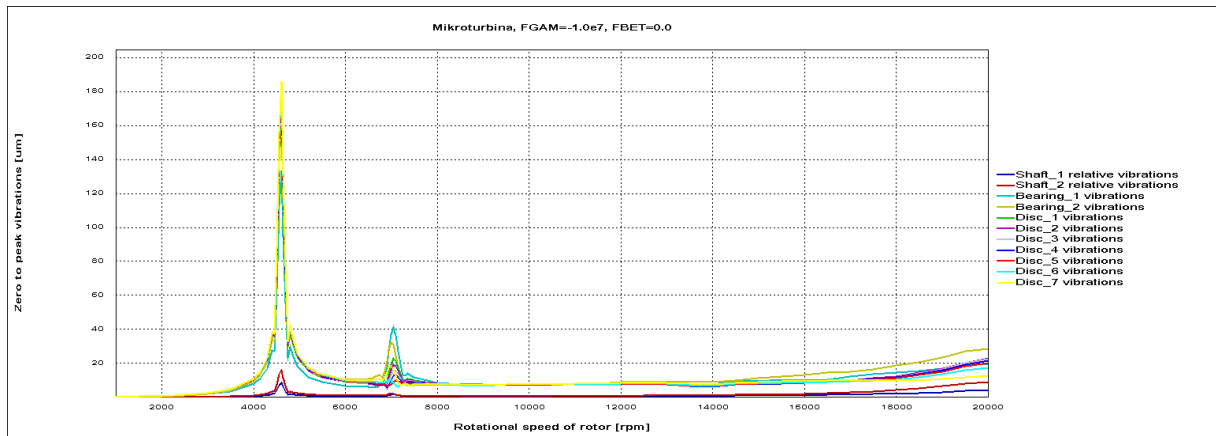
Rysunki 3-5 przedstawiają charakterystyki prędkościowe wirnika mikroturbiny obliczone dla określonych powyżej przypadków sztywności podparcia. Wyraźnie widać, jak wraz ze wzrostem sztywności podparcia zwiększa się I prędkość krytyczna. Jest to zjawisko zgodne z teorią. Warto jednak zwrócić uwagę, że dla sztywności fundamentu rzędu ok. 10^8 N/m I prędkość krytyczna osiąga wartości bardzo bliskie prędkości nominalnej turbiny, która wynosi 9000 obr/min. Oznacza to, że przy tych wartościach sztywności fundamentu istnieje niebezpieczeństwo wzbudzenia drgań rezonansowych. Warto dodać, że największe amplitudy drgań osiągają węzły dysków nr 4 i 5.

Na rysunkach 6-8 zaprezentowano trajektorie drgań czopa łożyska nr 2 oraz widma FFT drgań tegoż czopa w kierunku poziomym, przy prędkości nominalnej 9000 obr/min, co odpowiada częstotliwości 150 Hz. Ze względu na ograniczoność miejsca nie pokazano widm drgań czopa w kierunku pionowym, ale jakościowo są one identyczne jak w kierunku poziomym. Rysunki te, zdaje się, potwierdzają wcześniejsze wnioski. Przy sztywności fundamentu równej 10^6 N/m widać wyraźny wpływ składowej o częstotliwości 25 Hz (rys. 6), a przy sztywności 10^7 N/m – składowej 75 Hz (rys. 7). Odpowiadają one prędkościom 1500 i 4500 obr/min, a więc prędkościom krytycznym układu wirnikowego dla tych sztywności (por. rys. 3 i 4). Trajektorie drgań są nieeliptyczne, co jest związane z ruchem unoszenia wirnika przez drgający fundament (podpory łożyskowe). Z kolei na rys. 8 widzimy kołową orbitę drgań czopa, a w widmie drgań znacząco dominuje prążek synchroniczny 150 Hz.

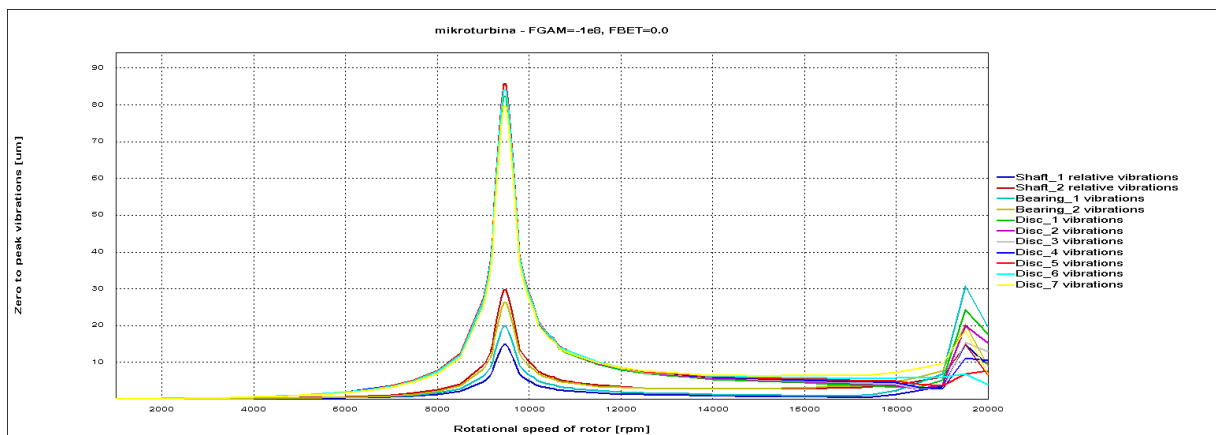
Amplituda drgań jest jednak w tym przypadku największa. Porównując te wyniki z rys. 5, widzimy, że w istocie układ wirnikowy, obracający się z prędkością nominalną 9000 obr/min jest w tym przypadku bliski rezonansu, gdyż przy sztywności fundamentu równej 10^8 N/m prędkość krytyczna układu wirnikowego wynosi 9500 obr/min.



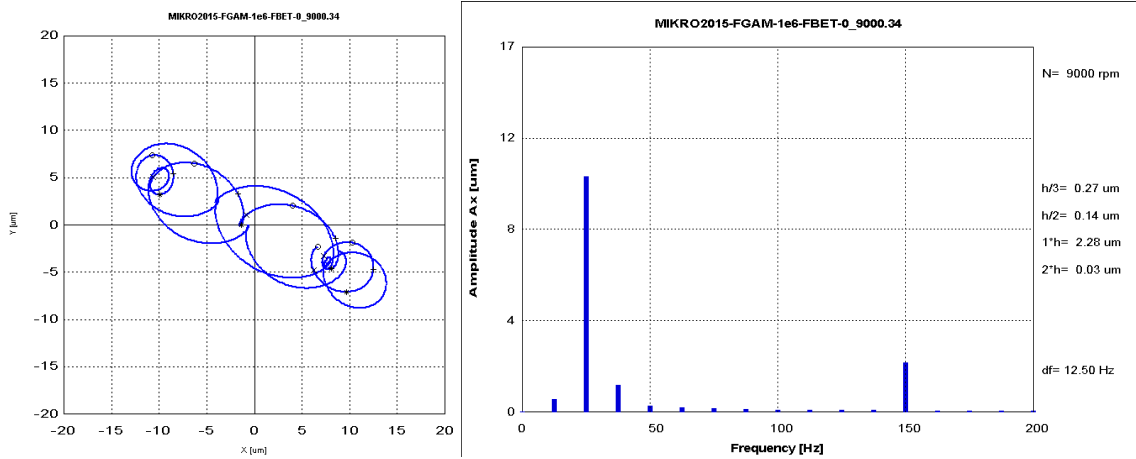
Rys. 3. Charakterystyka prędkościowa turbiny, sztywność fundamentu 10^6 N/m



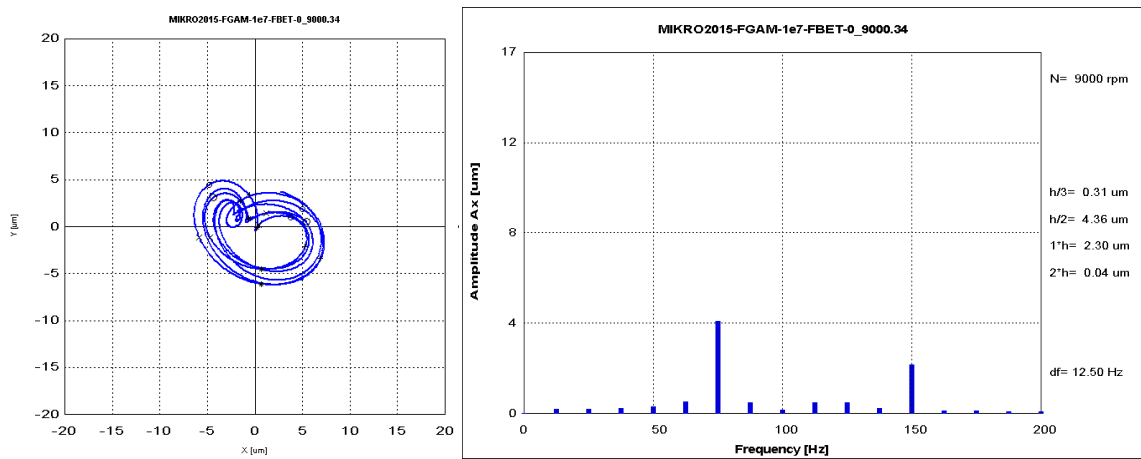
Rys. 4. Charakterystyka prędkościowa turbiny, sztywność fundamentu 10^7 N/m



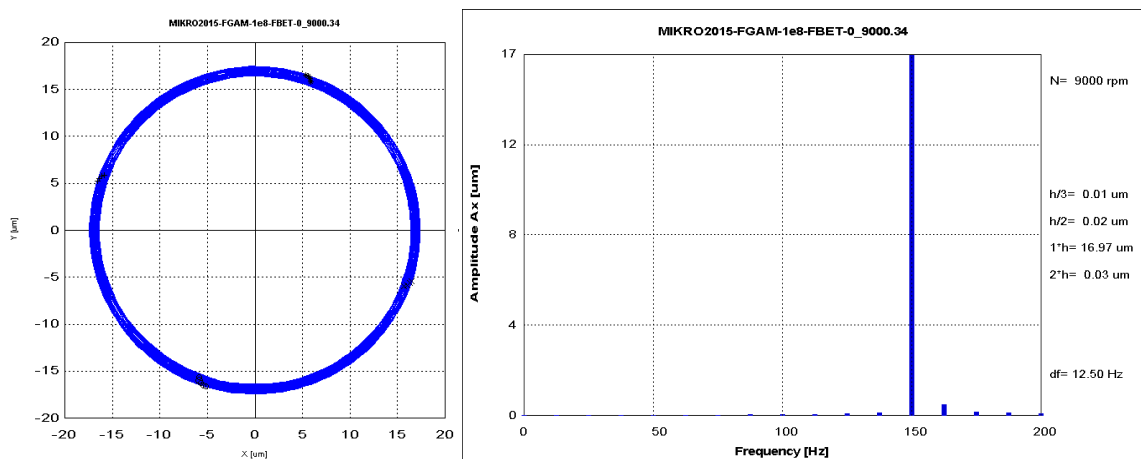
Rys. 5. Charakterystyka prędkościowa turbiny, sztywność fundamentu 10^8 N/m



Rys. 6. Drgania czopa łożyska nr 2 przy sztywności fundamentu 10^6 N/m – trajektoria i widmo drgań poziomych



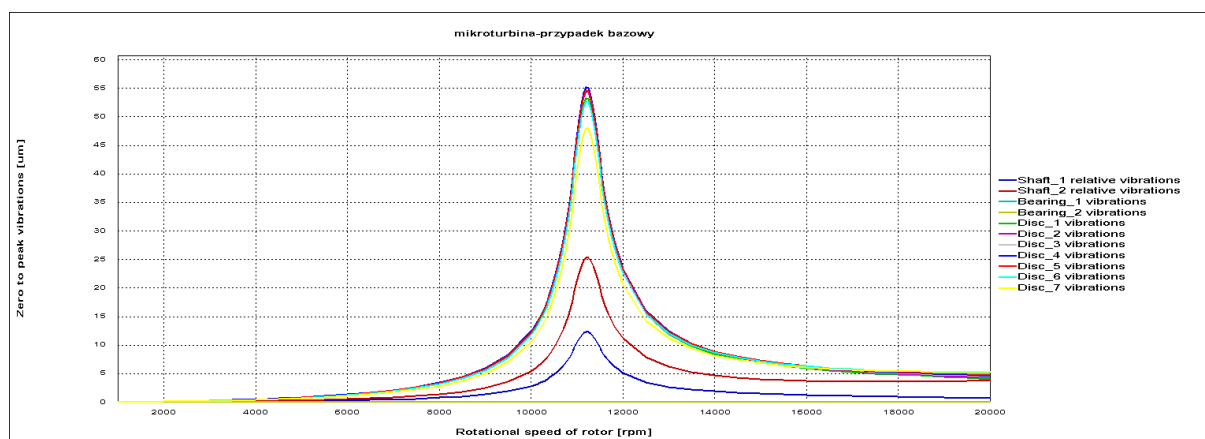
Rys. 7. Drgania czopa łożyska nr 2 przy sztywności fundamentu 10^7 N/m – trajektoria i widmo drgań poziomych



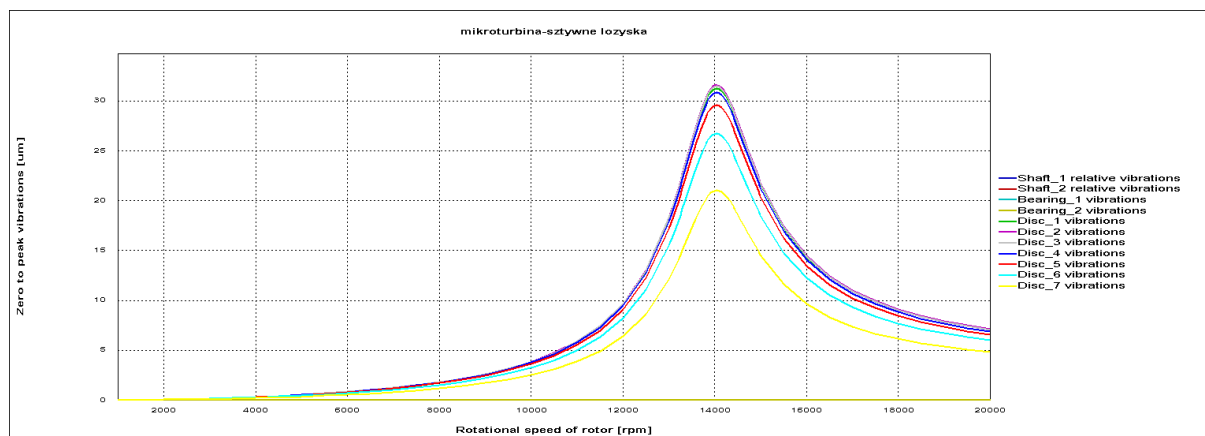
Rys. 8. Drgania czopa łożyska nr 2 przy sztywności fundamentu 10^8 N/m – trajektoria i widmo drgań poziomych

4.2. Nieskończona sztywność fundamentu i łożysk

Dodatkowo przeliczono przypadki, w których założono nieskończoną sztywność fundamentu (rys. 9) oraz nieskończoną sztywność fundamentu i łożysk (rys. 10). Chociaż są to przypadki czysto teoretyczne, to pierwszy z nich odzwierciedla drgania układu wirnik-łożyska, zaś drugi z nich – „czyste” drgania wirnika. Na uwagę zasługują wyliczone wartości pierwszych prędkości krytycznych. W przypadku gdy wirnik jest łożyskowany w łożyskach tocznych o zadanych własnościach, ale na nieskończone sztywnym fundamencie, pierwsza prędkość krytyczna wynosi 11 200 obr/min. W drugim przypadku, gdy wirnik został posadowiony na całkowicie sztywnym podparciu (zarówno fundament, jak i łożyska), pierwsza prędkość krytyczna wyniosła ok. 14 000 obr/min. Największe drgania osiągają węzły dysków nr 4 i 5.



Rys. 9. Charakterystyka prędkościowa turbiny, nieskończona sztywność fundamentu



Rys. 10. Charakterystyka prędkościowa turbiny – nieskończona sztywność łożysk i fundamentu

5. UWAGI KOŃCOWE

W pracy pokazano przykład analizy komputerowej dynamiki turbiny napędzającej generator nowo projektowanej, eksperymentalnej mikrośirowni kogeneracyjnej o planowanej mocy do 100 kWe, która powstaje w IMP PAN w Gdańsku. Przedstawiono pokrótce wpływ sztywności podparcia na stan dynamiczny maszyny. Zakładając prędkość nominalną turbiny 9000 obr/min, sam wirnik, także z uwzględnieniem własności łożysk tocznych, jest podkrytyczny. Z kolei, uwzględnienie podatności fundamentu zmienia jednak własności całego układu wirującego. Wyniki obliczeń pokazują, w jakich zakresach sztywności

podparcia możemy spodziewać się wejścia w drgania rezonansowe oraz w jaki sposób zmieniając sztywność podparcia, możemy wpływać na rozkład prędkości krytycznych projektowanego układu wirnikowego. Niniejsza praca ma zatem charakter użyteczny i może zostać bezpośrednio wykorzystana w procesie projektowania i wykonywania mikrośilowni.

W przyszłości, po zmontowaniu kompletnej mikrośilowni, przewidywane jest wykonanie szeroko zakrojonych pomiarów eksperymentalnych, dotyczących nie tylko dynamiki maszyny. Ich wyniki posłużą do weryfikacji otrzymanych wyników obliczeń i ewentualnego dostrojenia modelu numerycznego. Umożliwi to aktualizację parametrów modelu do wartości rzeczywistych. Szczególnie interesujące będzie wyznaczenie podatności konstrukcji nośnej mikroturbiny, gdyż pozwoli ona określić rzeczywistą sztywność podparcia łożysk (oraz tłumienie). Jest to bardzo istotne, gdyż – jak pokazały wyniki obliczeń – w pewnych warunkach (dla pewnych wartości współczynników sztywności) istnieje możliwość wzbudzenia drgań rezonansowych przy prędkości nominalnej turbiny. Podobne zjawiska mogą zachodzić dla generatora, który był przedmiotem odrębnej analizy.

W dalszej części prac zostaną wykonane obliczenia, odpowiadające symulacji różnych defektów układu wirnikowego. W ich wyniku otrzymane zostaną symptomy tych defektów, czyli zmiany stanu dynamicznego względem stanu idealnego („zdrowego”). Związki pomiędzy defektami i ich symptomami, stanowiące tzw. relacje diagnostyczne, posłużą do utworzenia bazy wiedzy systemu nadzorczego planowanego dla tworzonej mikrośilowni.

LITERATURA

- [1] Kiciński J.: *Rotor Dynamics*, The IFFM Publishers, Gdańsk 2006.
- [2] Kiciński J., Drozdowski R., Materny P.: *The non-linear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi-support rotor systems*, Journal of Sound & Vibration, 206(4), 1997, pp. 523-539.
- [3] Kiciński J., Drozdowski R., Materny P.: *Nonlinear Model of Vibrations in a Rotor–Bearings System*, Journal of Vibration & Control., Vol. 4, No. 5, 1998, pp. 519-540.
- [4] Zienkiewicz O.C.: *Metoda elementów skończonych*, Arkady, Warszawa 1972.
- [5] Krzemiński-Freda H.: *Łożyskowanie toczne*, WNT, Warszawa 1989.
- [6] Żywica G., Breńkacz Ł.: *Analiza właściwości dynamicznych układu mikroturbogeneratora o mocy 100 kWe z uwzględnieniem przekładni pasowej i generatora energii elektrycznej. Ocena niebezpieczeństwa wystąpienia zjawiska rezonansu w układzie przy prędkościach roboczych*, oprac. IMP PAN, nr arch. 1058/2014.
- [7] Banaszek S., Bogulicz M., Czoska B., Kiciński J.: *Badania wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na właściwości dynamiczne wirnika mikroturbiny przy wykorzystaniu systemu MESWIR*, oprac. IMP PAN, nr arch. 47/2015.