

ANALIZA DYNAMIKI WIRNIKA PIONOWEGO WIRÓWKI ACWW1000 W ASPEKCIE DIAGNOZOWANIA

Janusz ZACHWIEJA

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
Katedra Mechaniki Stosowanej
Bydgoszcz, ul. S. Kaliskiego

Streszczenie

Przedmiotem niniejszej pracy jest analiza dynamiki wirówki ACWW1000 prowadzona pod kątem interpretacji uzyskanego w trakcie badań diagnostycznych urządzenia widma amplitudowo-częstotliwościowego, ujawniającego wyraźny wzrost drgań maszyny przy częstotliwości obrotowej 29Hz. Istnieje przypuszczenie, że eksploatacyjna prędkość obrotowa wirówki jest bliska prędkości krytycznej przy której może pojawić się precesja przeciwbieżna i towarzysząca jej niestabilność ruchu.

Słowa kluczowe: drgania własne, stabilność ruchu, niewyważenie wirnika

THE NUMERICAL MODELING OF THE VERTICAL ROTOR DYNAMICS ON THE EXAMPLE OF ACWW1000 CENTRIFUGE

Summary

An object of the present work is the analysis of the ACWW1000 centrifuge dynamics, led with the aim of the interpreting an amplitude-frequency spectrum, obtained during system diagnostic's examinations, revealing a meaningful increase of system's vibrations in the rotational frequency 29Hz. There is an supposition, that an operating rotational speed of the centrifuge is near to the critical speed at which there appears a backward precession and a motion instability.

Keywords: natural vibrations, bearing diagnostic, unbalance of the rotor

1. WSTĘP

Podatność wirnika zależy zarówno od sztywności wału i tarczy jak też od sztywności węzłów łożyskowych. O ile np. w szybkoobrotowych mieszadłach, z uwagi na smukłość wału, można spodziewać się pojawienia się precesji wywołanej synchroniczną siłą bezwładności, o tyle w większości maszyn przepływowych dominujące znaczenie dla występowania ruchu precesyjnego ma sztywność w miejscach łożyskowania wału, bądź też sztywność korpusu maszyny oraz jej posadowienia. Zagadnienia związane z badaniem stateczności ruchu wirników były w przeszłości przedmiotem analiz wielu badaczy [1,2]. Warunki sprzyjające pojawianiu się precesji przeciwbieżnej upatrywano w oporach tarcia bądź też siłach osiowych działających na wirnik w trakcie jego ruchu [3]. Dzisiejszy stan wiedzy na ten temat pozwala nie tylko na określenie zakresów możliwych prędkości obrotowych pomiędzy prędkościami krytycznymi, zdeterminowanymi sztywnością łożyska w kierunkach prostopadłych, lecz również na stwierdzenie, że jest możliwy stan, w którym część wirnika podlega precesji współbieżnej, podczas gdy

inna sekcja krąży przeciw bieżnie względem kierunku obrotu tarczy [4].

Przedmiotem niniejszej pracy jest analiza dynamiki wirówki ACWW1000 prowadzona pod kątem interpretacji uzyskanego w trakcie badań diagnostycznych wirówki [5] widma amplitudowo-częstotliwościowego ujawniającego wyraźny wzrost drgań maszyny przy częstotliwości obrotowej 29Hz.

2. MODELOWANIE WIRNIKA

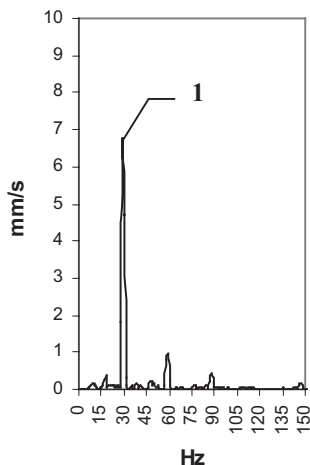
Wirówka ACWW1000 używana w przemyśle cukrowniczym jest newralgicznym elementem linii technologicznej krystalizacji cukru. Widok wnętrza urządzenia przedstawia rys. 1. Długość wału, na którym osadzony jest bęben wynosi 1200 mm a jego średnica maksymalna 70 mm. Eksploatacyjna prędkość wirowania wynosi 1800 obr/min.

Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa drgań wirnika została zobrazowana na rys. 2. Pomiarów przemieszczeń [5] osi wału dokonano za pomocą czujników wiropędowych przy prędkości znamionowej maszyny (rys. 3).



Rys.1. Wygląd wnętrza wirówki ACWW1000

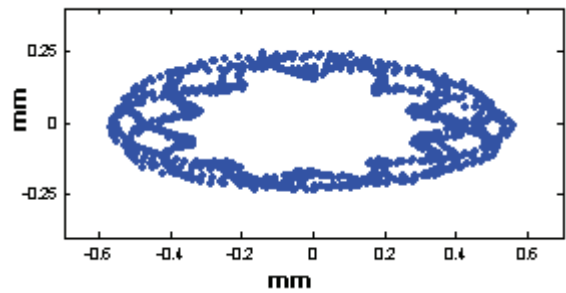
Problem drgań własnych wirnika wirówki ACWW1000 był przedmiotem rozważań w pracy [6]. Okazuje się, że klasyczny model Greena-Stodoli na którym oparto rozwiązanie numeryczne nie dawał wyników zgodnych z uzyskanymi w trakcie badań rzeczywistego obiektu. Tym bardziej godne uwagi wydaje się podejście zastosowane w pracy [7], które doprowadziło autorów do poprawnych rozwiązań pomimo, że zastosowano prostszy model niż przyjęty w [6] a sztywność podparcia nie została w ogóle uwzględniona.



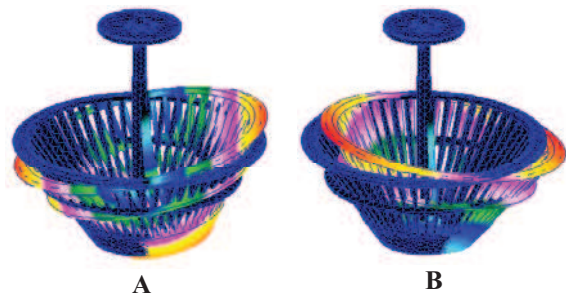
Rys.2. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa drgań wirówki [5]
 1 – 29.5Hz

Rys. 4 przedstawia postaci giętkie drgań własnych wirnika odpowiadające częstotliwościom 15.7Hz oraz 29.0Hz. Jest rzeczą interesującą, że częstotliwość 29Hz pokrywa się z obserwowaną na widmie A-C dominującą amplitudą drgań odpowiadającą częstotliwości wymuszenia.

Oznaczałoby to, że częstotliwość obrotowa wirnika znajduje się blisko obszaru rezonansu, a więc jest bardzo niekorzystna. Pewne wątpliwości może budzić fakt, że zgodność ta dotyczy warunków założonej nieskończenie dużej sztywności podparcia, chociaż rzeczywisty sposób łożyskowania tych warunków nie zapewnia. [8].



Rys.3. Trajektoria ruchu środka czopa wału wirnika



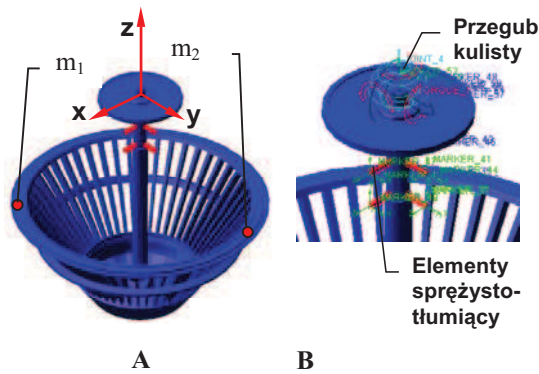
Rys. 4. Dwie pierwsze postaci drgań giętkich wirnika wirówki. A-15.7Hz, B-29.0Hz

Ponieważ średnica wału (70 mm) czyni go znacząco sztywnym w porównaniu ze sztywnością podparcia, należy sądzić, że jego odkształcenie jest nieporównywalnie małe wobec przemieszczeń spowodowanych podatnością układu łożyskowania. Świadczy o tym również fakt występowania wyraźnych kolejnych harmonicznych częstotliwości obrotowej. Przy czym krotności parzyste wiążąc należy z drganiami poprzecznymi, natomiast nieparzyste z drganiami o charakterze skrętnym [11].

3. ANALIZA NUMERYCZNA DYNAMIKI WIRNIKA

Dla celów analizy numerycznej zastosowano model, którego geometria jest zbliżona do rzeczywistych kształtów i wymiarów badanego obiektu.

Na rys. 5 przedstawiono sposób modelowania podparcia wirnika. Przyjęto, że sztywność sprzęgła zastąpionego przegubem kulistym jest w bardzo dużym kierunku osi Oz , natomiast w kierunku osi Oy oraz Ox bardzo mała w porównaniu ze sztywnością łożysk.



Rys. 5. Sposób podparcia wirnika z zaznaczeniem sztywności i tłumienia

Równania ruchu wirnika podpartego w łożyskach wyrazimy następująco:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}^s + \mathbf{F}^t \quad (1)$$

gdzie: \mathbf{M} – macierz bezwładności, \mathbf{C} – macierz tłumienia, \mathbf{K} – macierz sztywności wirnika, \mathbf{F}^s jest siłą oddziaływania łożyska na wał,

$$\mathbf{F}_m^s = -k_x u_m \mathbf{i} - k_y v_m \mathbf{j} \quad (2)$$

natomiast \mathbf{F}^t siłą tłumienia w łożysku

$$\mathbf{F}_m^t = -c_x \dot{u}_m \mathbf{i} - c_y \dot{v}_m \mathbf{j} \quad (3)$$

Indeks m identyfikuje węzeł elementu skończonego związanego z łożyskiem.

Elementy sprężysto-tłumiące użyte do modelowania łożysk charakteryzują ich asymetryczną sztywność [9]:

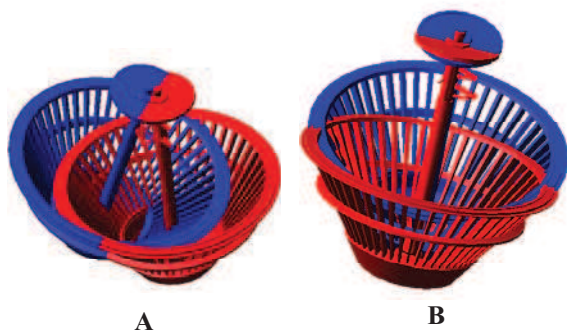
$$k_{1x} = k_{2x} = 2.5E + 4N / mm,$$

$$k_{1y} = k_{2y} = 4.3E + 4N / mm,$$

oraz tłumienie:

$$c_{1x} = c_{1y} = c_{2x} = c_{2y} = 1E + 1Ns/mm.$$

Obliczone częstotliwości drgań własnych wirnika przy prędkości znamionowej wynoszą: 18.91Hz oraz 28.17Hz. Ich postaci zobrazowane są na rys. 6.

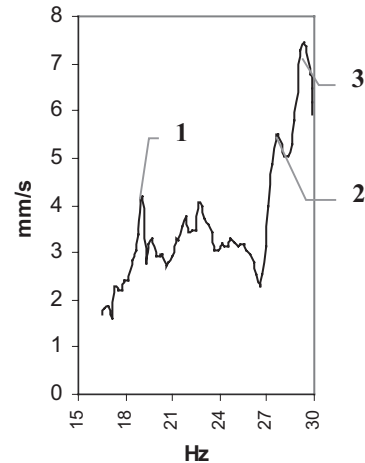


Rys. 6. Postaci drgań własnych odpowiadające częstotliwościom rezonansowym A- 18.85Hz, B- 28.15Hz

Analiza widma amplitudowo-częstotliwościowego uzyskanego w trakcie rozbiegu wirówki (rys.7) oraz trajektoria ruchu wirnika (rys.3) skłania do podejrzeń, że częstotliwość obrotowa wirówki

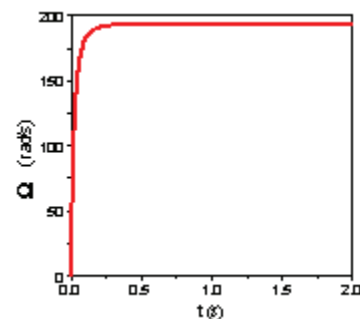
(rys. 7 punkt 3) znajduje się powyżej drugiej częstotliwości krytycznej oznaczonej na rys. 7 jako punkt 2.

Oznacza to, że wirówka każdorazowo podczas rozbiegu, jak również wybiegu przechodzi przez strefę rezonansu doznając w obszarze pomiędzy pierwszą i drugą prędkością krytyczną (rys. 7 punkty 1 oraz 2), w warunkach precesji przeciwbieżnej, zmian naprężeń o częstotliwości równej podwojonej częstotliwości wirowania.



Rys. 7. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa drgań łożyska podczas rozbiegu wirówki: 1- 19Hz, 2- 27.75Hz, 3- 29.5Hz

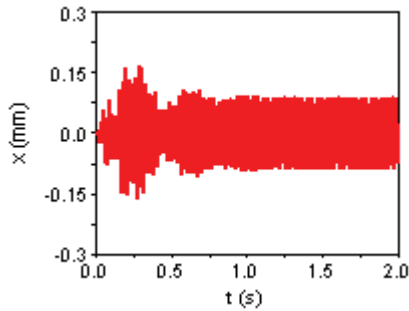
Przyjęty cykl rozbiegu wirówki został zilustrowany na rys. 8.



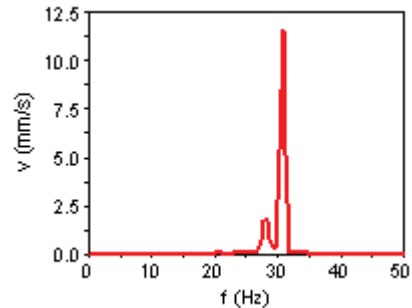
Rys. 8. Zmiany prędkości kątowej wirnika w funkcji czasu w trakcie rozbiegu

Założono w nim, że po czasie $\sim 0.5s$ prędkość obrotowa osiąga znamionową wartość 1800obr/min. Na wielkość amplitudy drgań wirnika ma wpływ niewyważenie, które modelowano w postaci dwóch mas skupionych m_1 oraz m_2 ($m_1=m_2=30g$) każda, przesuniętych względem siebie o kąt $\frac{\pi}{2}$. Masy te położone są na promieniu $r=530mm$.

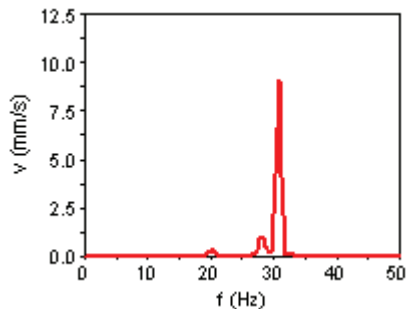
Rys. 9 oraz rys. 11 przedstawiają uzyskane przebiegi czasowe przemieszczeń łożysk wirówki odpowiednio o mniejszej (oś 0x) oraz o większej sztywności (oś 0y). W obu przypadkach wyraźnie zarysowany jest obszar drgań odpowiadający przechodzeniu przez rezonans.



Rys. 9. Przebieg czasowy drgań łożyska w kierunku 0x



Rys. 12. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa drgań wirnika w kierunku osi 0y

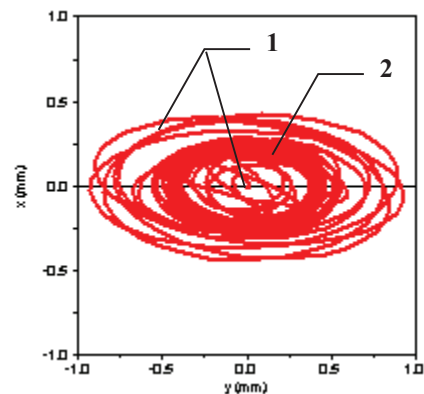


Rys. 10. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa drgań wirnika w kierunku osi 0x

Amplitudy drgań w częstotliwości obrotowej wirnika (rys. 10, rys. 12) są porównywalne z wartością uzyskaną w trakcie badań (rys. 2), co świadczy o poprawności danych odnośnie sztywności i tłumienia łożysk oraz wielkości niewyważenia układu.

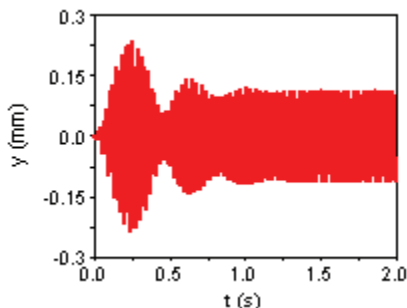
Trajektoria ruchu środka masy modelu wirnika (rys. 12) w zakresie ruchu ustalonego (2) zbliżona jest do rzeczywistej wyznaczonej na podstawie wyników pomiarów. Precesja przy tej częstotliwości obrotowej ma charakter współbieżny, synchroniczny. Wniosek taki wypływa to m.in. z analizy diagramu Campbella (rys. 14). Ruch precesyjny wirnika w obszarze oznaczonym jako 1 jest precesją współbieżną.

Pierwsza prędkość krytyczna rozdzielająca obszary nazwane 1 oraz 2 zmniejsza swoją wartość przy wzroście prędkości wirowania. Jest to zjawisko charakterystyczne dla strefy przejścia precesji współbieżnej w przeciwbieżną. Efekt odwrotny ma miejsce przy częstotliwości obrotowej bliskiej drugiej częstotliwości rezonansowej. Po jej przekroczeniu, w obszarze z indeksem 3 znów mamy do czynienia z precesją współbieżną.

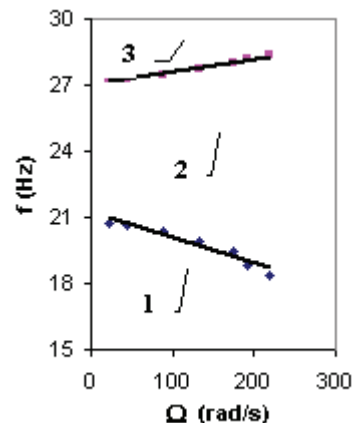


Rys. 13. Trajektoria ruchu środka masy wirnika
 1 - rozbieg 2 – ruch ustalony

Sposób odpowiedzi rezonansowej układu bardzo dobrze odzwierciedla charakterystyka Bodego. Jej część amplitudową przedstawia rys. 15, natomiast fazową rys. 16.



Rys. 11. Przebieg czasowy zmian wychylenia osi wirnika w kierunku 0y

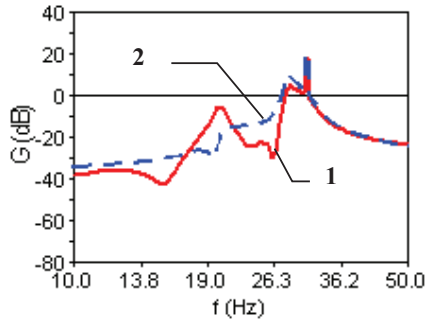


Rys. 14. Diagram Campbella

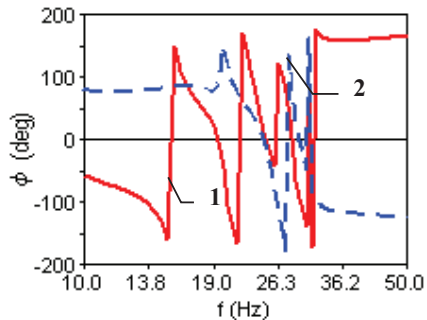
Na obu wykresach częstotliwość jest w skali logarytmicznej, natomiast amplituda wyrażona jest w (dB) zgodnie z zależnością

$$G(\text{dB}) = 20 \log_{10}(H(\omega)) \quad (4)$$

Przy czym $H(\omega)$ jest odpowiedzią układu w dziedzinie częstotliwości.



Rys. 15. Charakterystyka amplitudowa Bodego przemieszczeń łożysk wirnika
 1 – kierunek 0x, 2 – kierunek 0y

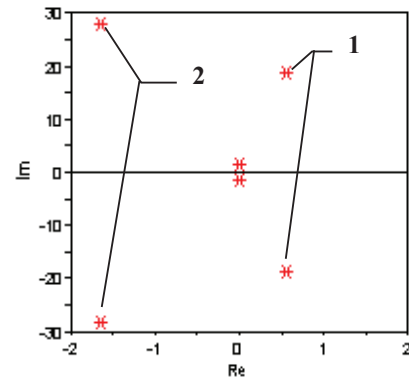


Rys. 16. Charakterystyka fazowa Bodego drgań łożysk wirnika
 1 – kierunek 0x, 2 – kierunek 0y

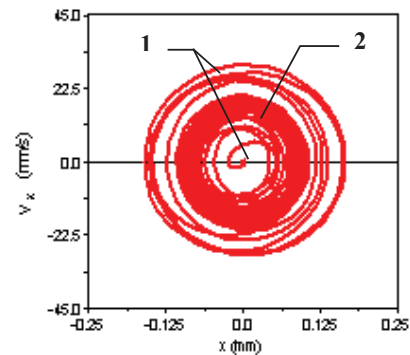
4. STABILNOŚĆ RUCHU

Położenie na płaszczyźnie zespolonej pierwiastków zagadnienia na wartości własne, wykazuje niestabilność drgań wirnika przy prędkości obrotowej bliskiej pierwszej prędkości krytycznej, natomiast przy drugiej prędkości krytycznej ruch wirnika jest stabilny

Zgodnie z przypuszczeniami, precesja przeciwnieobrotowa obniża częstotliwości własne drgań wirnika czyli destabilizuje układ, natomiast wpływ precesji współbieżnej jest odwrotny i prowadzi do stabilizacji ruchu wirnika. Efekt ten matematycznie wynika wprost z istoty macierzy żyroskopowej [10], która jest składnikiem globalnej macierzy tłumienia C występującej w równaniu (1).

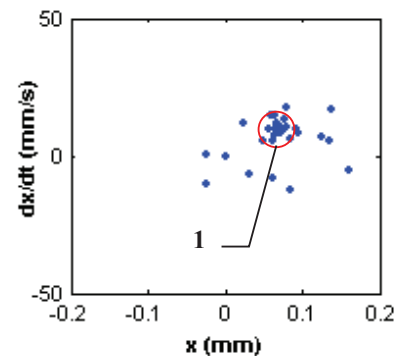


Rys. 16. Położenie na płaszczyźnie zespolonej pierwiastków zagadnienia na wartości własne drgań wirnika
 1 – drgania niestabilne, 2 – drgania stabilne

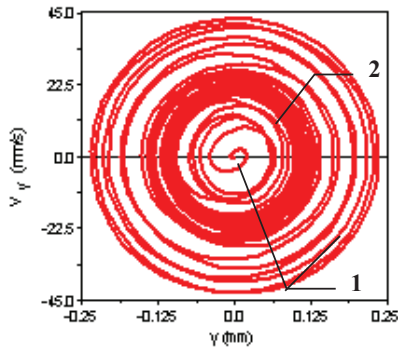


Rys. 18. Obraz na płaszczyźnie fazowej drgań wirnika w kierunku osi 0x
 1 – obszar zmiennej prędkości obrotowej,
 2 – obszar ruchu ustalonego

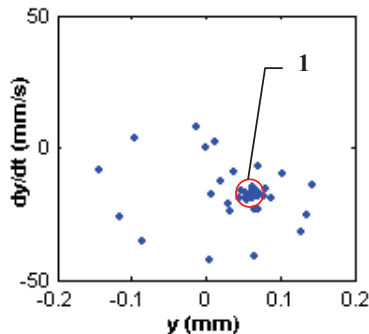
Dążenie układu do osiągnięcia stanu stabilności jest widoczne na rys. 18 oraz rys.20 przedstawiających trajektorie fazowe drgań łożysk podczas rozbiegu wirnika (1) oraz przy ustalonej prędkości obrotowej (2). Mapa Poincare' (rys.19, rys.21) daje wyraźny obraz stabilizacji zarówno okresu drgań jak też amplitud przemieszczenia i prędkości po przekroczeniu drugiej prędkości krytycznej.



Rys. 19. Mapa Poincare' drgań wirnika w kierunku osi 0x. 1 – obszar ustalonej prędkości obrotowej wirnika



Rys. 20. Obraz na płaszczyźnie fazowej drgań wirnika w kierunku osi 0y
1 – obszar zmiennej prędkości obrotowej,
2 – obszar ruchu ustalonego



Rys. 21. Mapa Poincaré drgań wirnika w kierunku osi 0y
1 – obszar ustalonej prędkości obrotowej wirnika

5. WNIOSKI

Z przedstawionej analizy wynika, że istnieje duża zgodność między wyniki modelowania numerycznego ruchu wirówki a rezultatami otrzymanymi w trakcie jej badań. Pozwalało to zinterpretować przyczyny wysokiego poziomu drgań wirnika jak również przewidzieć jej zachowanie przy ewentualnej zmianie parametrów eksploatacyjnych.

Trajektorie ruchu wirnika (rys.3) jest charakterystyczna dla układu o asymetrycznej sztywności podparcia. Bardzo prawdopodobnym jest fakt, że również sztywności obydwu łożysk w tych samych kierunkach nie jest jednakowa. W widmie (rys.7) widoczne są amplitudy drgań o częstotliwościach 23-24Hz. związane z drganiami innych elementów maszyny. Przypadków tych nie uwzględniono w modelu, który z zamierzenia jest bardzo prosty, chociaż jak pokazują wyniki analiz stosunkowo wiernie odzwierciedla zachowanie układu.

Fakt, że eksploatacyjna częstotliwość obrotowa wirnika znajduje się blisko górnej granicy niestateczności, oznacza, że każde jej zmniejszenie spowodowane wzrostem oporów ruchu spowoduje pogorszenie warunków pracy urządzenia. Podobny efekt wystąpi przy zmniejszeniu sztywności układu

przy np. wzroście luzu w łożyskach w wyniku ich postępującego zużycia.

LITERATURA

- [1] V. J. Nolan, N. Sri Namachchivaya, Almost-sure stability of linear gyroscopic systems, *Journal of Sound and Vibration*, 1999, 227(1), pp. 105-130.
- [2] J. Lumijarvi, A. Pramila, Comment on stability of non-conservative linear discrete gyroscopic systems, *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 185(5), pp. 891-894.
- [3] R. Łączkowski, Dynamika wirników przewieszonych, *Przegląd Mechaniczny*, 1973, 12, pp. 421-427.
- [4] A. Muszyńska, Forward and backward precession of a vertical anisotropically supported rotor, *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 192(1), pp. 207-222.
- [5] P. Mikołajczak, K. Ligier, Method of identification of critical damage states on the example of sugar centrifuge, *Diagnostic*, 29, 2003.
- [6] J. Zachwieja, K. Ligier, Numerical analysis of vertical rotor dynamics of ACWW1000 centrifuge, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2005, 43(2), pp. 257-275.
- [7] S. Woroszył, K. Ligier, P. Mikołajczak, Mathematical model of the rotor system of a sugar centrifuge ACWW 1000, *Technical Sciences*, 2005, 8, (praca w druku).
- [8] M. Tiwari, K. Gupta, O. Prakash, Dynamic response of unbalanced rotor supported on ball bearings, *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 238(5), pp. 757-779.
- [9] S.P. Harsha, K. Sandeep, R. Prakash, The effect of speed of balanced rotor on nonlinear vibrations associated with ball bearings, *International Journal of Mechanical Sciences*, 2003, 45, pp. 725-740.
- [10] J. Zachwieja, Efekt żyroskopowy w dynamice walców maszyny papierniczej, *Zeszyty Naukowe*, 202, 241, *Mechanika* (53), pp. 311-323.
- [11] M. Li, Analysis of the coupled lateral torsional vibration of a rotor-bearing system with a misaligned gear coupling, *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 243(2), pp. 284-300.



Autor jest adiunktem w Katedrze Mechaniki Stosowanej Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem drgań układów mechanicznych. Jest autorem publikacji z zakresu dynamiki maszyn.