

## WPLYW OBROTÓW WAŁU NA POZIOM DRGAŃ WĘZŁA ŁOŻYSKOWANEGO

Janina KOWALAK

POLITECHNIKA POZNAŃSKA  
 INSTYTUT MECHANIKI STOSOWANEJ  
 ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań  
 Tel.: +48 61 6652302, fax.: +48 61 6652307  
 e-mail: [janina.kowalak@put.poznan.pl](mailto:janina.kowalak@put.poznan.pl)

### Streszczenie

Celem pracy było doświadczalne określenie wpływu obrotów wału na ruch elementów tocznych łożysk kulkowych. Badania prowadzono zmieniając z krokiem 100 obr/min prędkość obrotową wału w zakresie od 1000 obr/min do 6000 obr/min. Z przeprowadzonych badań wynika, na poziom drgań węzła łożyskowego wpływa przede wszystkim stabilność obrotów zespołu elementów tocznych. Przy czym o stabilności ruchu zespołu elementów tocznych decydują zakresy prędkości obrotowych wału.

Słowa kluczowe: diagnostyka, węzeł łożyskowy, stabilność ruchu zespołu elementów tocznych

### THE EFFECT OF SHAFT ROTATION ON VIBRATION LEVEL OF A BEARING NODE

#### Summary

The work was aimed at experimental determining of the effect of shaft rotation on the motion of rolling parts of ball bearings. For purposes of the study rotational velocity of the shaft was increased from 1000 to 6000 r.p.m. in 100 r.p.m. increments. The results show that vibration level of the bearing node is affected, first of all, by stability of rotation of the rolling parts of the bearing set. The stability of rotation of the rolling parts depends on the range of rotational speed of the shaft.

Keywords: diagnostic, bearing node, stability of rotation of the rolling parts

## 1. WPROWADZENIE

W maszynach obrotowych pojawia się bardzo często problem występowania w pewnych momentach czasu podwyższonego poziomu drgań, które powodują przyspieszony proces zużycia elementów, uciążliwość wykonywanego zadania i zagrażają bezpieczeństwu pracy. W pracy zatem podjęto próbę doświadczalnego określenia przyczyn zaistniałej sytuacji.

## 2. BADANIA DOŚWIADCZALNE

Badania prowadzono na stanowisku wykonanym przez Międzyresortowe Centrum Naukowe Eksploatacji i Majątku Trwałego w Radomiu, które umożliwiło realizację postawionego celu badań.

### 2.1. Stanowisko badawcze

Podstawowymi elementami stanowiska badawczego (rys. 1) z punktu widzenia realizacji pracy są dwa podzespoły:

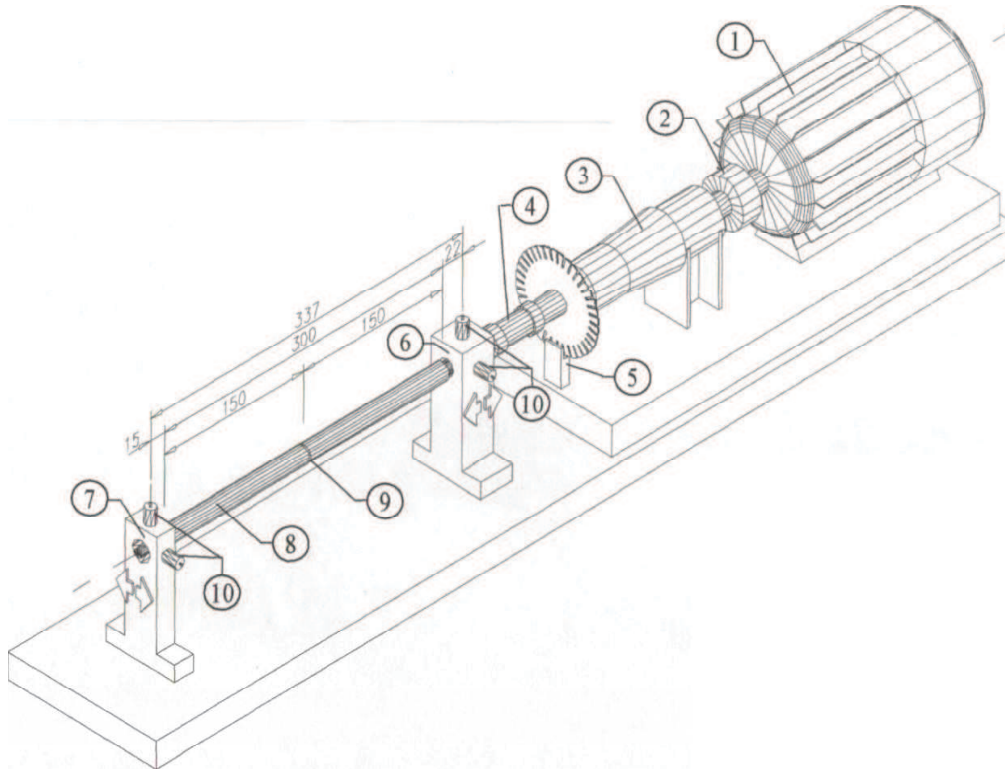
- zespół napędowy, który pozwalał na zmianę obrotów wału w zakresie (1000 – 6100) obr/min

- podpór z łożyskowanym, wymiennym wałem

Wał łożyskowany był od strony sprzęgła w łożysku ślizgowym. Natomiast z drugiej strony w łożysku kulkowym.

Stanowisko posiadało możliwość przesuwania jednej z podpór wału, co pozwalało na badanie wałów o różnej długości wału.

Układ regulacji obrotów wału został wyposażony w tarczę z sześcioma nacięciami (znacznik co 1/60 pełnego obrotu) i w cyfrowy częstotściomierz, który pozwolił z dużą dokładnością określić prędkość obrotową wału.



Rys.1. Schemat stanowiska badawczego [1]; 1 – silnik elektryczny, 2 – sprzęgło kłowe, 3 – multiplikator, 4 – sprzęgło podatne, 5 – licznik obrotów, 6 – korpus łożyska ślizgowego, 7 – korpus łożyska wahlowego, 8 – badany wał, 9 – szczelina – model uszkodzenia, 10 - piezoelektryczne czujniki przyspieszeń drgań

## 2.2 Badania wstępne

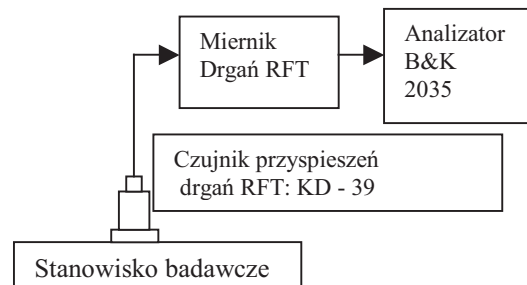
Badania prowadzono dwuetapowo [1]:

- w pierwszym etapie sprawdzono, czy drgania podpór wału nie są zaburzone przez drgania wynikające z pracy układu napędowego
- w drugim etapie badań sprawdzono na ile zmiana obrotów wału wpływa na zmianę sygnału drganiowego odbieranego z gniazd łożyskowych.

Aby ocenić na ile drgania generowane przez układ napędu mogą zakłócić drgania odbierane z podpór łożyskowego, rozprężonego z silnikiem, wału wykonano test harmoniczny. Polegał on na pomiarze przyspieszeń drgań podstawy stanowiska w miejscach mocowań podpór (lub w bezpośrednim ich sąsiedztwie) przy jednoczesnej bardzo wolnej zmianie obrotów silnika w granicach od 1000 obr/min do 6000 obr/min.

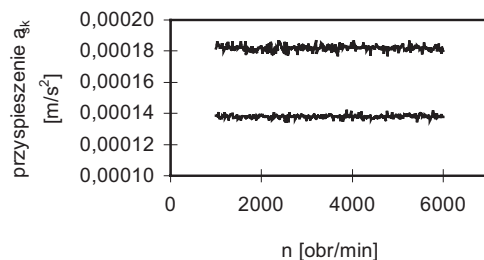
Badania powtórzono po zamocowaniu podpory ruchomej odbierając sygnał drganiowy z gniazda łożyskowego tej podpory. Natomiast w przypadku podpory stałej sygnał drganiowy odbierano z podstawy przy podporze i z jej gniazda łożyskowego.

Układ pomiarowy przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat układu pomiarowego

Wartość skuteczna przyspieszeń drgań podpory ruchomej wynosiła  $0,00014 \text{ m/s}^2$  w całym badanym zakresie obrotów (rys. 3).



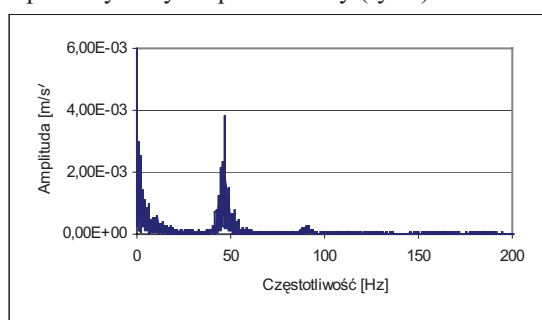
Rys. 3. Wartość skuteczna przyspieszeń drgań podpór wału w funkcji obrotów silnika [1].

W przypadku podpory stałej wartość skuteczna przyspieszeń drgań była wyższa i wynosiła  $0,00018 \text{ m/s}^2$  (rys. 3). Jest to zrozumiałe z uwagi na to, że podpora stała znajdowała się bliżej jednostki napędowej.

Z przeprowadzonej analizy drgań stanowiska wynika, że drgania jednostki napędowej są niewielkie i nie zawierają składowych o znaczącej wartości amplitud a kształtując się na poziomie szumu nie powinny mieć istotnego wpływu na sygnał drganiowy odbierany z podpór wału.

Następnie wyznaczono częstotliwość drgań własnych wału.

Z badań analitycznych wynika, że pierwsza częstotliwość drgań własnych wału wynosi 47 Hz. Badania doświadczalne wykonane testem impulsowym wynik potwierdziły (rys.4)



Rys. 4. Wynik testu impulsowego wykonanego dla wału

Zgodność przyjętego modelu z układem rzeczywisty pozwala na wyznaczenie drugiej częstotliwości drgań własnych wału, która wynosi 157 Hz.

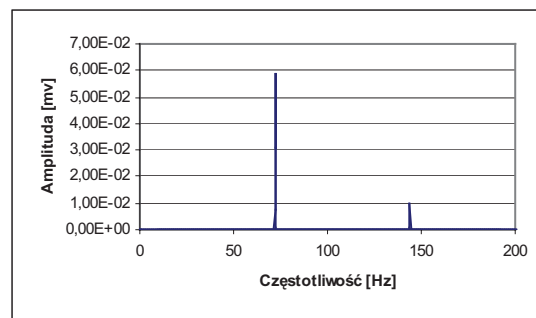
## 2.2. Badania podstawowe

W celu przeanalizowania, w jakim stopniu prędkość obrotowa wału ma wpływ na poziom drgań układu zmieniano obroty wału, z krokiem średnio 100 obr/min, w zakresie 1000 – 6000 obr/min tzn. w zakresie stabilnej pracy stanowiska. Przy każdej zmianie obrotów rejestrowano odbierane jednocześnie z obu podpór sygnały drganiowe. Dla zarejestrowanych sygnałów wykonano przy użyciu systemu PULSE analizy amplitudowo - częstotliwościowe. Zmiany charakteru sygnału drganiowego oceniono na podstawie wykonanych analiz stosując metodę porównawczą.

## 3. WYNIKI BADAŃ

Przykładowo na rysunkach 4 i 5 przedstawiono wyniki analiz dla prędkości obrotowej wału  $n = 4300 \text{ obr/min}$ , co odpowiada częstotliwości 72 [Hz].

Rysunek 5 przedstawia analizę amplitudowo - częstotliwościową sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska ślizgowego.

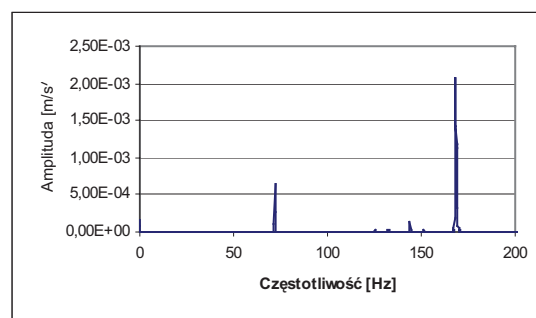


Rys.5. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego dla gniazda łożyska ślizgowego przy 4300 obr/min

Z przedstawionej na rysunku 5 analizy wynika, że w sygnale drganiowym występują dwie składowe:

- składowa o częstotliwości odpowiadającej prędkości wału
- składowa o częstotliwości odpowiadającej podwojonej prędkości wału.

Rysunek 6 przedstawia analizę amplitudowo-częstotliwościową sygnału drganiowego odebranego z gniazda łożyska tocznego.

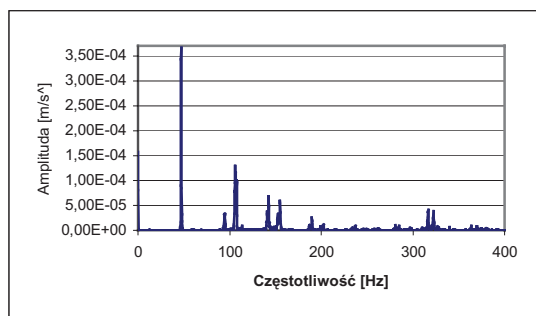


Rys.6. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego dla gniazda łożyska tocznego przy 4300 obr/min

Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska tocznego wskazuje, że w sygnale drganiowym występują trzy składowe. Przy czym dwie pierwsze są takie same jak w przypadku łożyska ślizgowego. Trzecia składowa 168 Hz wynika z ruchu elementów tocznych [3] – częstotliwość przejścia elementu tocznego przez linię obciążenia.

Z przeprowadzonych badań (dla obrotów wału z zakresu 1000-6000 obr/min) wynika, że jej zachowanie (z uwagi na częstotliwość jak i amplitudę) jest różne, co ilustrują analizy przedstawione na rysunkach 7, 8, 9.

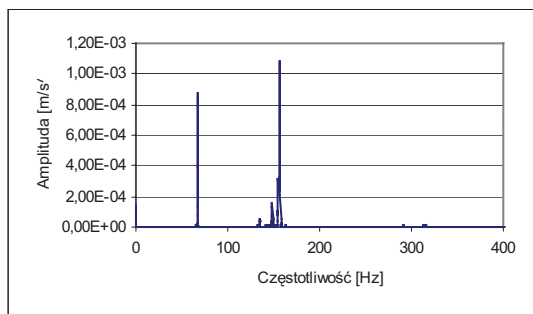
Na rysunku 7 przedstawiono analizę amplitudowo - częstotliwościową przy obrotach wału odpowiadających pierwszej częstotliwości drgań własnych wału tzn  $f_0 = 47,3 \text{ Hz}$  co odpowiada  $n = 2838 \text{ obr/min}$  prędkości wału.



Rys. 7. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska tocznego przy obrotach wału  $n=2838$  obr/min.

Z przedstawionej na rysunku analizy wynika, że w sygnale drganiowym występują składowe odpowiadające pierwszej (47,3 Hz) i drugiej (94,6 Hz), a nie występuje składowa 110 Hz wynikająca z przejścia elementu tocznego przez linię obciążenia. Natomiast pojawia się cały szereg innych składowych. Wskazują one, że ruch elementów tocznych nie jest stabilny. Analogicznie, chociaż mniej drastycznie, zmienia się zachowanie elementów tocznych w przypadku gdy częstotliwość przejścia ich przez linię obciążenia przypada na jedną z częstotliwości drgań własnych wału.

Przykładowo na rysunku 8 przedstawiono analizę amplitudowo-częstotliwościową wykonaną dla  $n=4035$  obr/min prędkości wału, tj. dla prędkości wału dla której częstotliwość przejścia elementu tocznego przez linię obciążenia przypada na drugą częstotliwość drgań własnych wału.

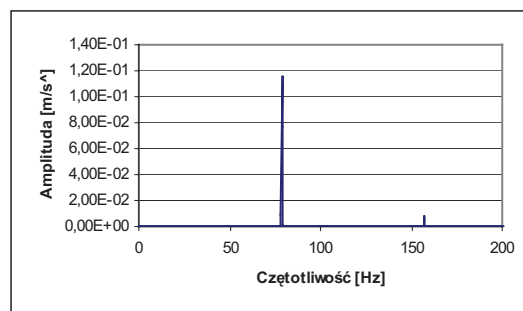


Rys. 8. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska tocznego przy obrotach wału  $n=4035$  obr/min.

Z przedstawionej na rysunku 8 analizy wynika, że w sygnale drganiowym występują dwie znaczące amplitudowo składowe: składowa wynikająca z obrotów wału (67,25 Hz) i składowa (157 Hz) odpowiadająca drugiej częstotliwości drgań własnych wału wzbudzona ruchem elementów tocznych. Poza tymi składowymi w paśmie 135 Hz – 157 Hz występują inne składowe. Pojawienie się w sygnale drganiowym innych składowych wskazuje, że częstotliwość przejścia elementów

tocznych przez linię obciążenia nie jest stała. Inaczej mówiąc elementy toczne nie chcą „pracować w obszarze rezonansów wału”.

Interesującą jest analiza przedstawiona na rysunku 9, wykonana przy obrotach wału  $n=4716$  obr/min.



Rys. 9. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa sygnału drganiowego odbieranego z gniazda łożyska tocznego przy obrotach wału  $n=4716$  obr/min.

Z przedstawionej powyżej analizy widać, że w sygnale drganiowym występują dwie składowe:

- składowa o częstotliwości 78,6 Hz, która odpowiada prędkości wału i jednocześnie jest pierwszą częstotliwością drgań własnych wału
- składowa o częstotliwości 157,2 Hz która odpowiada podwojonej prędkości obrotowej.

Natomiast brakuje trzeciej składowej o częstotliwości 183 Hz (częstotliwości przejścia elementów tocznych przez linię obciążenia).

Należy zwrócić uwagę, że amplitudy składowych występujących w sygnale drganiowym są sto razy wyższe w stosunku do poprzednich przypadków. Gwałtowny wzrost amplitud jak i brak składowej wynikającej z ruchu elementów tocznych świadczy, o tym że zespół elementów tocznych nie obraca się.

#### 4. WNIOSKI

Z przedstawionych wyników badań można stwierdzić że:

- 1) Jeżeli częstotliwość przejścia elementu tocznego przez linię obciążenia łożyska jest równa częstotliwości drgań własnych wału, to ruch elementów tocznych jest niestabilny
- 2) W przypadku ruchu elementów tocznych równych prędkości obrotowej wału następuje znaczny wzrost amplitudy składowej obrotowej. Z punktu diagnostycznego jest to wskazówka do wymiany łożyska.

#### LITERATURA

- [1] Praca zbiorowa, Wpływ imperfekcji w wałach na ich charakterystyki oraz reakcje dynamiczne, Projekt badawczy, nr 7 TO7B 008 09, Poznań 1997
- [2] Praca zbiorowa, Diagnostyka łożysk tocznych, Wydawnictwo PAN 1980 r.