

## IDENTYFIKACJA WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH OBIEKTÓW REALIZOWANA W RAMACH DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ

**Franciszek Sordyl, Igor Sordyl**  
**VIBROEXPERT SC, ul. Miastkowska 51, 60-184 Poznań**  
 tel.: +48 (61) 8684134, fax: +48 (61) 8684135, e-mail: fspd@vibroexpert.com.pl

### Wstęp

Pomiary i analiza drgań stanowią źródło informacji o stanie technicznym diagnozowanych urządzeń. Poziom drgań obserwowanych w wybranych punktach urządzeń zależy od intensywności wymuszeń dynamicznych oraz od własności dynamicznych obserwowanego obiektu i jego układu wsporczo. Obiektywna ocena stanu technicznego diagnozowanych obiektów nie może być prowadzona bez uwzględnienia ich własności dynamicznych. Do zadań zespołów diagnostycznych należy zatem nie tylko obserwacja zmian wybranych estymat stanu technicznego urządzeń, lecz również interwencja we własności dynamiczne w celu obniżenia oddziaływań dynamicznych w diagnozowanych urządzeniach. Wynikiem takiego działania jest zwiększona trwałość urządzeń i możliwość osiągania lepszych parametrów technologicznych w procesie produkcji realizowanej przez te urządzenia.

Realizacja testów dynamicznych w warunkach przemysłowych musi brać pod uwagę wiele ograniczeń. Najbardziej istotnym jest w tym przypadku czas. Test dynamiczny musi być przeprowadzony podczas przerwy technologicznej i nie powinien tej przerwy przedłużać. Podczas prowadzenia testów w takich warunkach należy liczyć się z licznymi zakłóceniami pomiarowymi wskutek wymuszeń wynikających z licznych czynności naprawczych i konserwacyjnych prowadzonych w ramach przerwy technologicznej.

Konieczność ingerencji we własności dynamiczne urządzeń świadczy o tym, że złożone i trudne zagadnienia dynamiczne nie są poprawnie rozwiązywane przez projektantów, konstruktorów i producentów.

W naszej praktyce w zakresie ekspertyz stanu technicznego urządzeń i diagnostyki technicznej spotkaliśmy wiele przypadków, w których brak wiedzy w zakresie dynamiki prowadził do zbyt szybkich uszkodzeń urządzeń, a także do trudności w uruchomieniu nowych urządzeń. Spotykamy również wiele przypadków pokrywania się zakresu częstotliwości własnych i częstotliwości roboczych. Jeden z ciekawszych przypadków został opisany w [1].

W artykule zostaną przedstawione przykłady skutecznych oddziaływań na urządzenia przez zmia-

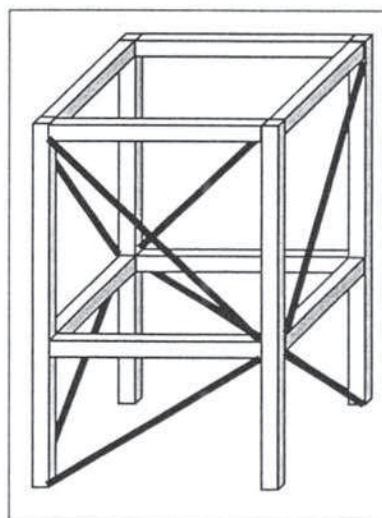
nę ich własności dynamicznych i zmianę intensywności obciążeń dynamicznych, co doprowadziło do obniżenia poziomu drgań w warunkach eksploatacyjnych.

Przykłady te dotyczą zagadnień rozwiązywanych w ramach prowadzonej przez nas diagnostyki maszyny papierniczej.

### Konstrukcja wsporcza zespołu napędowego wału dociskowego prasy maszyny papierniczej

Podczas prowadzenia systematycznych pomiarów diagnostycznych stwierdzono podwyższony poziom drgań silnika zespołu napędowego wału dociskowego części prasowej. Zjawisko występowało z różną intensywnością przy różnych prędkościach maszyny papierniczej, przy czym nie zaobserwowano zależności proporcjonalnych między prędkością maszyny a poziomem drgań. Po przeprowadzeniu pewnej liczby sesji pomiarów drgań postanowiono przeprowadzić test dynamiczny w pełnym zakresie prędkości roboczych maszyny papierniczej w celu uzyskania podstaw do przeprowadzenia modernizacji konstrukcji wsporczej.

Schemat konstrukcji wsporczej zespołu napędowego przedstawia Rys. 1. Konstrukcja jest wykonana ze stalowych belek o przekroju zamkniętym.



Rys. 1: Schemat konstrukcji wsporczej zespołu napędowego wału dociskowego prasy maszyny papierniczej.

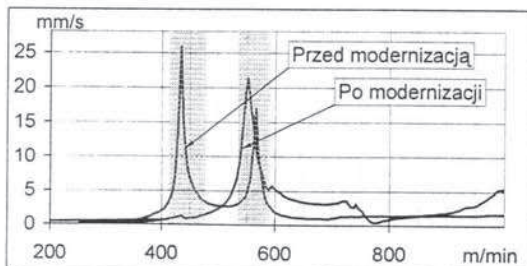
Na konstrukcji wsporczej ustawiony jest klatkowy silnik asynchroniczny. Silnik zasilany jest poprzez przekształtnik częstotliwości, co pozwala osiągać dowolne prędkości obrotowe. Silnik połączony jest poprzez sprzęgło z przekładnią, która połączona jest wałem napędowym z wałem dociskowym prasy maszyny papierniczej.

#### Test dynamiczny

Test dynamiczny konstrukcji wsporczej zespołu napędowego wału dociskowego prasy został przeprowadzony z wykorzystaniem oddziaływań wału silnika obracającego się z wolno zmienną prędkością. Źródłami sygnałów drganiowych były elektrodynamiczne czujniki prędkości drgań typu VS-080 firmy Schenck. Rejestrację sygnałów drganiowych w zakresie do 1000 Hz prowadzono za pomocą wspomaganego komputerowo dwukanałowego analizatora sygnałów. Podczas analizy wyników stosowano korekcję charakterystyki dynamicznej czujników drgań.

Wynik testu, w postaci estymowanej charakterystyki amplitudowej, przedstawiono na Rys. 2. Okazało się, że w zakresie prędkości roboczych maszyny papierniczej występowały dwie częstotliwości drgań własnych układu. Wysoki stopień wzmocnienia drgań rezonansowych wynika z faktu, że konstrukcja wsporcza układu napędowego została wykonana z belek stalowych.

Bezpośrednio po przeprowadzeniu testu zostały określone zakresy „zabronionych” prędkości maszyny papierniczej obowiązujące do czasu przeprowadzenia modernizacji konstrukcji wsporczej. Zakresy te zostały zaznaczone na Rys. 2.



Rys. 2: Wyniki testów dynamicznych konstrukcji zespołu napędowego wału dociskowego prasy przed i po modernizacji.

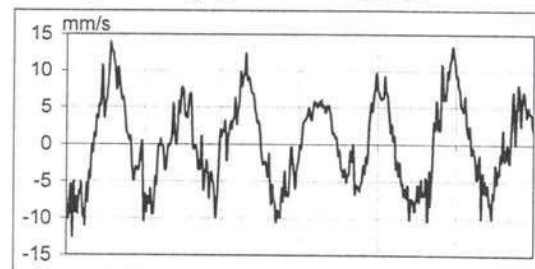
Po przeprowadzeniu testu opracowano projekt modernizacji konstrukcji wsporczej układu napędowego. Celem modernizacji było zwiększenie sztywności konstrukcji oraz zwiększenie tłumienia. Po realizacji pierwszego etapu modernizacji przeprowadzono ponownie test dynamiczny (w takich samych warunkach) w celu sprawdzenia skuteczności zmian. Wykres estymowanej charakterystyki amplitudowej (p. Rys. 2) wskazuje, że już wstępna faza realizacji zmian doprowadziła do zmiany własności dynamicznych konstrukcji wsporczej zespołu napędowego u-

możliwiając bezpieczną pracę maszyny papierniczej w zakresie prędkości do ok. 530 m/min. Realizacja projektu zmian konstrukcyjnych doprowadziła do dalszego rozszerzenia zakresu prędkości bezpiecznej pracy maszyny papierniczej, co pozwoliło na bezpieczną pracę w zakresie prędkości do 750 m/min.

#### Konstrukcja wsporcza części sitowej maszyny papierniczej

Widok części sitowej maszyny papierniczej został przedstawiony na Rys. 4. Jest to konstrukcja o dużych rozmiarach. Długość części sitowej wynosi ok. 20 m.

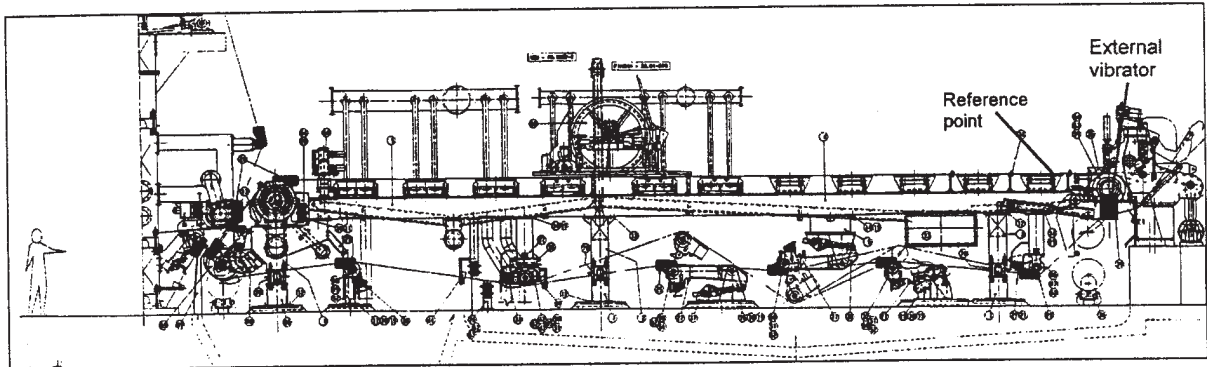
Wyniki pomiarów i analiz drgań obudów łożysk wałów i wałków części sitowej maszyny papierniczej wskazywały, że podstawową przyczyną drgań obudów łożysk i konstrukcji wsporczej części sitowej jest ruch poprzeczny wału piersiowego<sup>1)</sup>. Zaobserwowano również wpływ własności dynamicznych konstrukcji wsporczej części sitowej na poziom drgań, ponieważ stopień wzmocnienia zależał przede wszystkim od częstotliwości ruchu poprzecznego wału piersiowego. Praktycznie nie obserwowano wpływu prędkości maszyny na poziom drgań. Wyniki analiz widmowych (przykładowy wynik analizy widmowej przedstawia Rys. 1) wykazały, że założony ruch harmoniczny jest w rzeczywistości zbliżony do przebiegu prostokątnego. Wynika to najprawdopodobniej z faktu, że podczas ruchu występują sprężyste ugięcia w połączeniach (o nieliniowej charakterystyce sztywności) napędu ruchu poprzecznego. Wskutek tego wynik analizy widmowej drgań ma postać szeregu składowych harmonicznych o częstotliwościach będących nieparzystymi wielokrotnościami częstotliwości podstawowej. Przykładowy przebieg prędkości drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego przedstawia Rys. 3.



Rys. 3: Czasowy przebieg prędkości drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego.

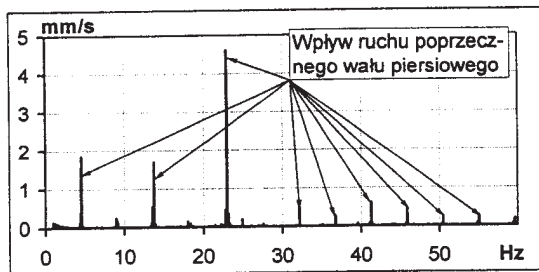
W większości sytuacji jedna z nieparzystych składowych harmonicznych drgań (o częstotliwości równej trzykrotnej lub pięciokrotnej wielokrotności

<sup>1)</sup> Wał piersiowy o średnicy  $\Phi$  633, długości 2850 i masie ok. 3000 kg porusza się w kierunku poprzecznym z regulowaną amplitudą do 15 mm i częstotliwością do 8 Hz.



Rys. 5: Część sitowa maszyny papierniczej - widok od strony obsługi.

częstotliwości podstawowej) ma częstotliwość zawierającą się w zakresie rezonansowym konstrukcji wsporczej i jest wskutek tego wzmacniana.



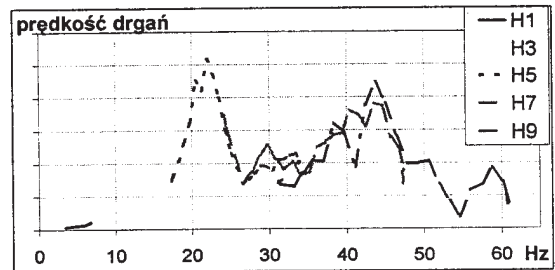
Rys. 4: Wynik analizy widmowej prędkości drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego maszyny papierniczej.

Przeprowadzony test dynamiczny potwierdził opisane powyżej przypuszczenia.

#### Test dynamiczny

W tym przypadku test dynamiczny został przeprowadzony z wykorzystaniem wymuszenia generowanego przez ruch poprzeczny wału piersiowego. Przeprowadzono rejestrację sygnałów prędkości drgań pionowych i osiowych obudowy łożyska wału piersiowego podczas ruchu poprzecznego wału (bez ruchu obrotowego) o wolno zmiennej częstotliwości w zakresie  $3.34 \div 6.55$  Hz. Do celów przybliżonej estymacji charakterystyki dynamicznej konstrukcji wsporczej części sitowej zastosowano metodę „sklejenia charakterystyk dla kolejnych składowych harmonicznych odpowiedzi układu”. Po przeprowadzeniu filtracji (za pomocą filtra śledzącego) kolejnych składowych harmonicznych o nieparzystych wielokrotnościach podstawowej częstotliwości ruchu poprzecznego i „dopasowaniu” ich poprzez korekcję amplitudy uzyskano przybliżoną estymację charakterystyki amplitudowej konstrukcji wsporczej części sitowej dla punktu zlokalizowanego na obudowie łożyska wału w kierunku osiowym. Charakterystykę tę przedstawia Rys. 6. Ze względu na brak informacji

o własnościach sztywności połączeń ruchomych napędu ruchu poprzecznego wału piersiowego nie można określić ilościowo wzmocnienia oddziaływań dynamicznych. Praktyczny sens estymowanej charakterystyki tkwi przede wszystkim w określeniu zakresów częstotliwości wzmocnień rezonansowych.



Rys. 6: Wynik testu dynamicznego z wymuszeniem ruchem poprzecznym wału piersiowego.

Na charakterystyce widoczny jest zakres wzmocnień rezonansowych o częstotliwości środkowej ok. 22, 43 i 59 Hz. W większości przypadków stosowanych częstotliwości wymuszeń ruchu poprzecznego wału piersiowego częstotliwość składowej harmonicznej o wartości równej trzeciej lub piątej wielokrotności częstotliwości podstawowej znajdowała się w tym zakresie rezonansowym o częstotliwości środkowej równej 22 Hz. Było to powodem podwyższonego poziomu drgań w wielu punktach pomiarowych konstrukcji wsporczej części sitowej maszyny papierniczej. Zbyt wysoki poziom drgań był przyczyną uszkodzeń (pęknięć) powłoki ceramicznej na listwach odwadniających. Prowadziło to do zbyt częstych kosztownych wymian uszkodzanego sita.

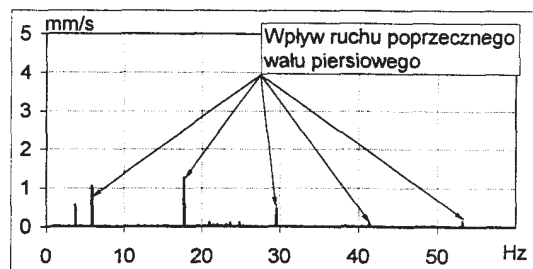
Podczas realizacji testu dynamicznego okazało się, że nie można go prowadzić w całym projektowanym zakresie częstotliwości ruchu poprzecznego wału piersiowego ze względu na duże wzmocnienia rezonansowe grożące uszkodzeniem konstrukcji części sitowej. Wynikiem testu było określenie dopuszczalnego bezpiecznego zakresu częstotliwości ruchu poprzecznego wału piersiowego.

Obniżenie poziomu drgań urządzeń możliwe jest poprzez:

- 1° obniżenie intensywności oddziaływań dynamicznych,
- 2° zmianę własności dynamicznych urządzenia.

W opisywanym przypadku, po rozważeniu kosztów ewentualnej modernizacji konstrukcji części siłowej maszyny papierniczej, zdecydowano się na przeprowadzenie modernizacji napędu i łożyskowania ruchu poprzecznego wału piersiowego w celu obniżenia oddziaływań dynamicznych. W wyniku modernizacji osiągnięto zakładany cel.

Na Rys. 7 przedstawiono wynik analizy widmowej drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego po przeprowadzonej modernizacji napędu i łożyskowania wału piersiowego. Mimo tego, że składowa harmoniczna o częstotliwości równej trzykrotnej wielokrotności częstotliwości podstawowej znajduje się w zakresie drgań rezonansowych (p. Rys. 6) jej wartość jest znacznie mniejsza niż wartość składowej harmonicznej o częstotliwości równej pięciokrotnej wielokrotności częstotliwości podstawowej (p. Rys.5).



Rys. 7: Wynik analizy widmowej prędkości drgań osiowych obudowy łożyska wału piersiowego maszyny papierniczej po modernizacji łożyskowania.

Należy przy tym podkreślić, że przedstawione wyniki dotyczą różnych prędkości ruchu poprzecznego wału. Prędkość ustawiona po modernizacji była niemożliwa do osiągnięcia przed modernizacją, co tym bardziej świadczy o skuteczności modernizacji.

#### Zakończenie

Przedstawione przykłady pokazują przydatność estymacji własności dynamicznych diagnozowanych urządzeń. Znajomość własności dynamicznych pozwala na zaprojektowanie i realizację modernizacji urządzeń w celu uzyskania poprawy parametrów dynamicznych urządzeń. W przypadku, gdy modernizacje urządzeń nie są uzasadnione ekonomicznie, możliwe jest określenie zakresu prędkości roboczych, przy których nie występuje zagrożenie zbyt dużymi obciążeniami dynamicznymi.

#### Literatura

- [1] Sordyl, F.: Ocena wymuszeń rezonansowych ssawy napędzanej przez sprzęgło turboregulacyjne VOITH, Przegląd Mechaniczny Nr 2/1999, str.: 10÷13.