

# Analiza widmowa drgań korpusu pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym

Piotr Osirski, Janusz Rutański, Ryszard Różycki

## 1. Wstęp


Wśród pomp wyporowych używanych jako generatory energii najczęściej stosowane są pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Ich globalne zastosowanie oceniane jest na ponad 50% w odniesieniu do wszystkich wytwarzanych pomp [1]. Do najważniejszych zalet tych pomp, które decydują o ich powszechnym stosowaniu, należy zaliczyć: prostą i zwartą budowę, wysoką niezawodność pracy, odporność na zanieczyszczenia czynnika roboczego oraz stosunkowo niski koszt wytwarzania. Rozwój nowoczesnych jednostek zębatych związany jest aktualnie z następującymi kierunkami: zwiększenie ciśnień roboczych, poprawa sprawności całkowitej, obniżenie pulsacji ciśnienia, minimalizacja masy i występujących obciążeń dynamicznych oraz zmniejszenie hałasu. Hałaśliwość pracy i poziom drgań, będące następstwem okresowo zmiennych obciążeń dynamicznych występujących w pompie wyporowej, są wywoływane zjawiskami hydraulicznymi związanymi z przepływem czynnika roboczego oraz przyczynami mechanicznymi towarzyszącymi współpracy poszczególnych elementów konstrukcyjnych jednostki. Główne przyczyny hydrauliczne hałaśliwości i drgań pracy pompy zębatej to przede wszystkim:

- nagły wzrost ciśnienia pomiędzy ssawnym i tłocznym obszarem pompy;
- pulsacja wydajności i wynikająca z niej pulsacja ciśnienia;
- zjawisko zasklepiania cieczy we wrębach kół zębatych i kawitacja;
- zmienne obciążenia pochodzące z oddziaływania cieczy na zespół kół zębatych.

Pulsacja ciśnienia tłoczenia pompy zębatej jest następstwem jej okresowo zmiennej wydajności, wynikającej z cyklicznego charakteru pracy elementów wyporowych. Występując w całym układzie, jest przyczyną wzbudzenia drgań mechanicznych, dźwięków w cieczy, dźwięków materiałowych i w konsekwencji powietrznych.

Równie istotną przyczyną hałasu i drgań pompy zębatej są zmienne obciążenia działające na koła zębate podczas pracy pompy. Można wyróżnić dwie grupy tych obciążeń. Pierwszą grupę stanowią obciążenia kół wynikające z oddziaływania cieczy a drugą wymuszenia związane ze współpracą kół zębatych. Skutkiem działania tych wymuszeń są drgania kół zębatych i powstanie obciążenia dynamicznego w zazębieniu, które poprzez łożyska jest przenoszone na korpus pompy. Dotychczasowe badania [1–8] potwierdzają, że głównym źródłem hałasu i drgań pomp zębatych są zjawiska hydrauliczne. Mechaniczne przyczyny drgań dźwiękotwórczych elementów konstrukcyjnych pompy zębatej łączyć należy z łożyskowaniem zespołu

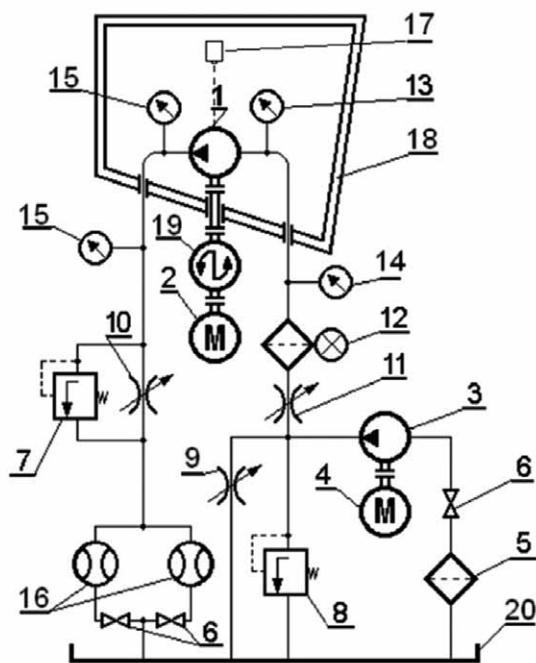
**Streszczenie:** W artykule przedstawiono badania drgań korpusu prototypowej pompy zębatej opracowanej na Politechnice Wrocławskiej, przeprowadzone przy użyciu wibrometru laserowego. Przedstawiono kolejne etapy analizy danych pomiarowych, przebieg pomiarów oraz analizę otrzymanych wyników.

 **Abstract:** This paper presents vibration analysis of prototype gear pump constructed in Wrocław University of Technology. Research has been performed using laser vibrometer. The following stages of measurement data analysis have been presented, measuring procedure has been described and final results have been analysed.

pompującego, niewyrównoważeniem elementów wirujących, nadmiernymi luzami w połączeniach ruchowych oraz błędami wykonania i montażu. Wszystkie te czynniki, wynikające zarówno ze zmiennych obciążeń pochodzących z oddziaływania cieczy, jak też z przyczyn mechanicznych, powodują, że współpracujące i połączone elementy pompy są wzbudzone do drgań. Energia tych drgań jest przekazywana na korpus pompy i powoduje powstawanie w nim dźwięków materiałowych. Te natomiast, wyzwalane w postaci drgań korpusu, powodują wypromieniowanie hałasu. Zatem wypromieniowanie hałasu przez pompę wyporową jest zależne od czynników powodujących wymuszenia drgań, a następnie od zdolności danej konstrukcji do wypromieniowania hałasu powietrznego [2]. Istotny wpływ na poziom drgań, ich amplitudę i częstotliwość, obok konstrukcji samej pompy, mają parametry eksploatacyjne podczas jej pracy, takie jak ciśnienie tłoczenia i prędkość obrotowa. Przy niektórych zakresach tych parametrów mogą wystąpić niekorzystne obszary drgań rezonansowych, prowadzące do znacznego wzrostu amplitud, czego następstwem jest obniżenie sprawności, trwałości, niezawodności oraz wzrostu poziomu emitowanego do otoczenia hałasu. Podjęta próba wyznaczenia tych niekorzystnych i niewaligicznych obszarów była podstawą przeprowadzenia badań eksperymentalnych na wybranej pompie zębatej.

## 2. Obiekt badań oraz stanowisko pomiarowe

Badana pompa to konstrukcja opracowana na Politechnice Wrocławskiej – oznaczona symbolem 3PWR-SE-32/28-2-776 o numerze seryjnym A15020001. Jest pompą prototypową,



Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego: 1 – badana pompa zębata; 2 – silnik napędowy prądu stałego; 3 – pompa zasilająca; 4 – silnik prądu zmiennego; 5 – filtr ssawny; 6 – zawór odcinający; 7, 8 – zawory bezpieczeństwa; 9, 10, 11 – zawory odcinające; 12 – filtr zalewowy; 13, 14 – manowakuometr; 15 – manometr; 16 – przepływomierz; 17 – wibrometr laserowy; 18 – komora akustyczna; 19 – momentomierz; 20 – zbiornik

opartą na konstrukcji pompy typu PZ4 o wydajności właściwej  $q = 32\text{cm}^3/\text{obr.}$  i nominalnym ciśnieniu na wyjściu  $p_t = 28\text{MPa}$ . Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rys. 1. Badania przeprowadzono w pogłosowej komorze akustycznej.

Badana pompa (1) napędzana jest silnikiem elektrycznym prądu stałego (2) o mocy 100 kW współpracującym z tyrystorowym układem sterującym. Silnik prądu stałego Pxob-94a oraz tyrystorowy układ sterujący typu DSI-0360/MN-503 umożliwiają płynną zmianę prędkości obrotowej pompy w zakresie od 0 do 2400 obr./min. Tyrystorowy układ sterujący umożliwia precyzyjny wybór prędkości obrotowej oraz zapewnia utrzymanie jej stałej wartości podczas prowadzenia pomiarów. Na wspólnym wale pompy i silnika umieszczony jest momentomierz (19) wyposażony w funkcję pomiaru prędkości obrotowej. Pokazany na rys. 1 układ hydrauliczny zapewnia ciągłą nastawę ciśnień po stronie ssawnej i tłocznej. Nastawę ciśnienia po stronie ssawnej umożliwia układ złożony z pompy zasilającej (3) i nastawialnych zaworów dławiących (9 i 11). Obciążenie badanej pompy uzyskuje się poprzez zawór dławiący (10), a zabezpiecza się pompę zaworem bezpieczeństwa (7). Do kontroli ciśnień po stronie ssawnej pompy służą manowakuometry (13, 14), natomiast po stronie tłocznej manometr (15). Natężenie przepływu ustala się przy pomocy włączanych sekwencyjnie przepływomierzy (16). Temperaturę cieczy roboczej kontrolowano za pośrednictwem czujnika termistorowego umieszczonego w zbiorniku (20).



Rys. 2. Schemat układu pomiarowego: Badany Obiekt – pompa zębata 3PWR-SE-32/28; KA – kalibrator pomiarowy; B&K; OFV-505 – głowica laserowa; VIB-A-T04 – statyw; OFV-500 – kontroler; TDS 224 – oscyloskop cyfrowy czterokanałowy; Komputer PC – komputer PC IBM



Rys. 3. Stanowisko pomiarowe z widocznym obiektem badań [9]

### 3. Układ pomiarowy

Pomiar drgań został przeprowadzony przy użyciu wibrometru laserowego firmy Polytec. Na rys. 2 przedstawiono schemat układu pomiarowego. W trakcie prowadzenia pomiarów głowica laserowa OFV-505 posadowiona była na statywie VIB-A-T04, zapewniającym jej stabilną pozycję podczas prowadzenia badań. W składzie zestawu pomiarowego znajdował się kontroler wibrometru OFV-500 służący do ustawienia parametrów pracy głowicy laserowej, za pośrednictwem którego podawany z głowicy sygnał pomiarowy prędkości drgań w czasie rzeczywistym, obserwowany był na ekranie oscyloskopu TDS224. W dalszej kolejności obserwowany na ekranie oscyloskopu sygnał był rejestrowany w pamięci komputera KO. Przed przystąpieniem do pomiarów i po ich zakończeniu dokonano kalibracji i sprawdzenia układu pomiarowego przy użyciu kalibratora pomiarowego Brüel&Kjaer.

Punkt odniesienia, względem którego dokonywano pomiaru drgań, usytuowany był na pokrywie tylnej pompy zębatej w osi wału koła czynnego. W trakcie prowadzenia pomiarów skokowo co 50 obr./min zwiększano prędkość obrotową, począwszy od początkowej wartości wynoszącej  $n = 400\text{ obr./min}$ , aż do

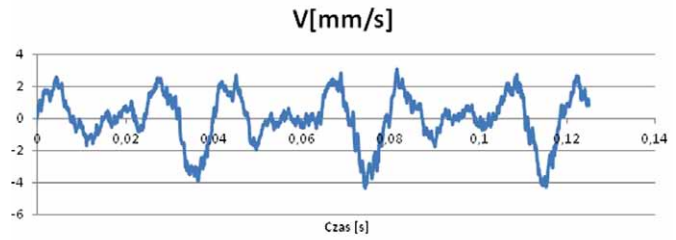
osiągnięcia prędkości końcowej, wynoszącej  $n = 2000$  obr./min. Podczas całego cyklu pomiarowego utrzymywano za pomocą zaworu dławiącego 10 (rys. 1) stałe obciążenie pompy, wynoszące  $p_t = 14$  MPa. Skokowa zmiana prędkości, prowadzona w zakresie 400–2000 obr./min, zapewniła uzyskanie wyników z trzydziestu trzech serii pomiarowych. Każda zatem seria przedstawia przebieg prędkości drgań występujących przy stałej prędkości obrotowej i stałym ciśnieniu tłoczenia  $p_t$ , wynoszącym 14 MPa. Częstotliwość próbkowania w każdym przypadku była stała i wynosiła 10 kHz.

#### 4. Wyniki badań

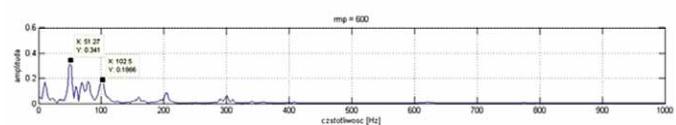
Podczas pomiarów otrzymano 33 przebiegi czasowe prędkości drgań dla punktu pomiarowego zlokalizowanego na pokrywie na wysokości osi koła czynnego. Przebiegi zarejestrowano dla różnych prędkości obrotowych pompy. W kolejnym etapie zmierzone wartości przeskalowano w oparciu o pomiar wzorujący. Generatorem sygnału wzorującego był wzbudnik drgań firmy B&K typ 4294. Poziomy kalibracji wzbudnika wynoszą odpowiednio:  $10,0 \text{ m/s}^2$  (wartość skuteczna)  $\pm 3\%$  oraz  $10,0 \text{ mm/s}$  (wartość skuteczna)  $\pm 3\%$  dla częstotliwości wzorującej  $159,15 \text{ Hz} \pm 0,02\%$ . Dalszą ocenę otrzymanych wyników przeprowadzono, wykonując analizę widmową sygnału. W tym celu dokonano transformacji Fouriera sygnału z dziedziny czasu na sygnał w dziedzinie częstotliwości. Operacja zamiany dziedziny znacznie ułatwia interpretację wyników, które mogą być poddawane dalszej ocenie. Dla sygnałów dyskretnych, takich jak mierzone podczas przeprowadzonych badań, można zastosować algorytm dyskretnej transformacji Fouriera (DFT – *Discrete Fourier Transformation*) lub alternatywnie szybkiej transformacji Fouriera (FFT – *Fast Fourier Transformation*). Ze względu na znaczną redukcję obliczeń zastosowano algorytm FFT, cechujący się mniejszą liczbą przeprowadzenia wymaganych operacji matematycznych [9]. W celu przekrojowego zaprezentowania wyników tak przeprowadzonej analizy zdecydowano się na prezentację wyników na wykresach trójwymiarowych, gdzie osie  $y$  i  $z$  oznaczają odpowiednio częstotliwość i amplitudę drgań, natomiast na osi  $x$  zaprezentowano jako parametr zmienną prędkość obrotową pompy. Otrzymany wykres w literaturze określa się często mianem wykresu wodospadowego (ang. *waterfall*). Na rysunkach 4–7 przedstawiono kolejne etapy obróbki otrzymanych wyników.

Rysunek 8 przedstawia schematycznie obraz widoczny na rysunku 7 z zaznaczonymi dominującymi składowymi występującymi w analizowanym zbiorze widm.

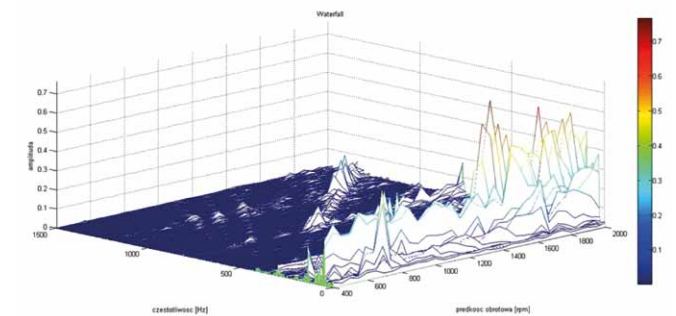
Za pomocą funkcji programu Matlab odczytano dokładne wartości poszczególnych charakterystycznych linii z dominującymi składowymi, które pojawiły się na wykresie 7, i zaznaczonymi poglądowo na rysunku 8. W efekcie zidentyfikowano częstotliwości drgań własnych  $f_1$  do  $f_5$  badanej pompy (są to linie poziome, o stałej wartości częstotliwości, dla których w całym zakresie, lub jak w przypadku  $f_4$  od pewnych prędkości obrotowych amplituda drgań jest znacznie zwiększona). Widoczny jest również obszar w rejonie częstotliwości  $f_5$ , w którym na podstawie uzyskanych wyników nie można precyzyjnie zdefiniować częstotliwości własnej pompy, jednak można zaobserwować w tym rejonie lokalne wzmocnienie amplitudy drgań przy



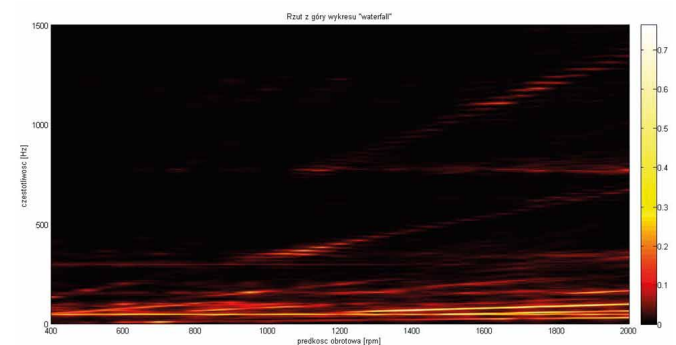
Rys. 4. Przebieg czasowy prędkości drgań dla badanego punktu na pokrywie pompy dla prędkości obrotowej równej 1500 obr./min [9]



Rys. 5. Przebieg amplitudy drgań w dziedzinie częstotliwości dla prędkości obrotowych pompy równych:  $n = 600, 1200, 1800$  obrotów na minutę [9]



Rys. 6. Wykres typu *Waterfall* (wodospad) zależności amplitudy i częstotliwości drgań w funkcji prędkości obrotowej pompy zębatej, w zakresie częstotliwości 0–1500 Hz [9]



Rys. 7. Rzut z góry wykresu typu *waterfall* (wodospad) na płaszczyznę  $x y$  – prędkości obrotowej pompy i częstotliwości. Kolorami oznaczono wartości amplitud drgań zgodnie z legendą [9]

przecięciu z harmoniczną  $f_{Hz3}$  pochodzącą od pulsacji ciśnienia. W związku z powyższym częstotliwości tych nie należy pomijać, a brak wyraźnej linii z poziomo układającymi się składowymi można tłumaczyć wysokim tłumieniem.

- $f_1 = 51,27$  Hz;
- $f_2 = 153$  Hz;
- $f_3 = 300$  Hz;
- $f_4 = 771$  Hz;
- $f_5 \approx 1100-1200$  Hz.

Częstotliwość siły wymuszającej pochodzącej od niedoskonałego wyrównoważenia mas wirujących (oznaczonych na rys. 8 przez  $f_{h0}$ ) można obliczyć ze wzoru:

$$f_{h0} = \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (1)$$

gdzie:

$f_{h0}$  – częstotliwość siły wymuszającej [Hz];  
 $n$  – prędkość obrotowa pompy [obr./min].

Kolejne harmoniczne tego wymuszenia to całkowite wielokrotności częstotliwości podstawowej, ich częstotliwość można obliczyć ze wzoru 2. Kolejne harmoniczne wymuszenia  $f_{h0}$  oznaczono na rysunku 8 jako  $f_{h1}$  i  $f_{h2}$ .

$$f_{hi} = (i + 1)f_{h0} \text{ [Hz]} \quad (2)$$

gdzie:

$f_{hi}$  – częstotliwość  $i$ -tej harmonicznej [Hz];  
 $i$  – kolejne harmoniczne,  $i = 1, 2, \dots, k$

Na rysunku 7 można zaobserwować wyraźny wzrost amplitud dla powyżej zdefiniowanych częstotliwości. Na szczególną uwagę zasługują punkty przecięcia się wartości zwiększonych amplitud drgań z tych obszarów z częstotliwościami drgań własnych pompy. Punkty przecięcia się tych charakterystyk widoczne są na rysunku 8 w miejscach, gdzie przecinają się linie  $f_1$  z  $f_{h2}$  oraz  $f_1$  z  $f_{h1}$ . Współrzędne tych punktów odczytano w miejscach o prędkościach obrotowych pompy równych:

- $\approx 1025$  obr./min – przecięcie  $f_{h2}$  i  $f_1$ ;
- $\approx 1531$  obr./min – przecięcie  $f_{h1}$  i  $f_1$ .

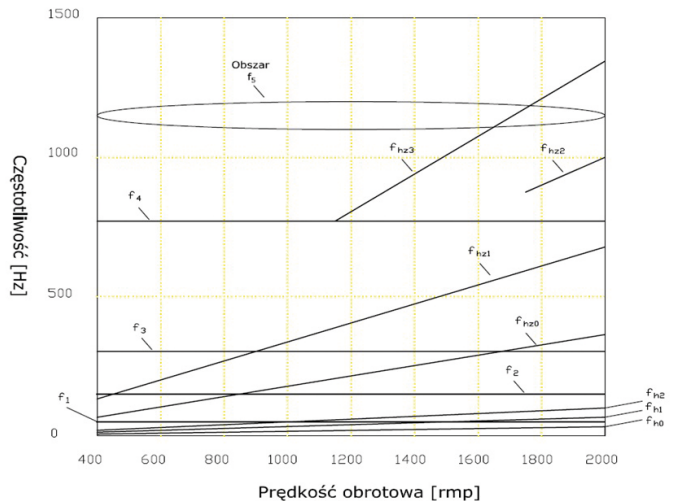
W tych obszarach prędkości obrotowych badana pompa nie powinna pracować ze względu na zwiększenie amplitudy drgań w obszarach, w których wymuszenia pochodzące od niedoskonałego wyrównoważenia mas wirujących dodatkowo zwiększają amplitudę w obszarze drgań własnych pompy. Na szczególną uwagę zasługuje prędkość obrotowa równa w przybliżeniu 1531 obr./min, jako że prędkość nominalna badanej pompy zębatej wynosi 1500 obr./min. W związku z powyższym w kolejnym etapie podjęto działania zmierzające do odstroięcia konstrukcji tak, aby częstotliwość drgań wymuszających nie pokrywała się z częstotliwością drgań własnych.

Podobnej analizy można dokonać ze względu na wymuszenia pochodzące od pulsacji ciśnienia w pompie. W tym przypadku we wzorze należy uwzględnić liczbę zębów ( $z = 10$ ) kół zębatych badanej pompy. Częstotliwości sił wymuszających drgania, pochodzących od pulsacji ciśnienia, można obliczyć z wzoru 3.

$$f_{hz} = \frac{n \cdot z}{60} \text{ [Hz]} \quad (3)$$

gdzie:

$z$  – liczba zębów koła zębatego pompy.



Rys. 8. Wykres dominujących składowych w zbiorze analizowanych widm [9]

Kolejne harmoniczne tego wymuszenia to całkowite wielokrotności częstotliwości podstawowej. Ich częstotliwość można obliczyć, podobnie jak w poprzednim przypadku, ze wzoru 2, zastępując częstotliwość  $f_{h0}$  częstotliwością  $f_{hz0}$ . Wymuszenie pochodzące od pulsacji ciśnienia oznaczono na rysunku 8 przez  $f_{hz0}$ , a jego kolejne harmoniczne przez  $f_{hz1}$ ,  $f_{hz2}$  i  $f_{hz3}$ . Należy zauważyć, że linie pochodzące od kolejnych harmonicznych wymuszeń związanych z pulsacją ciśnienia nie są widoczne w całym zakresie prędkości i częściowo zanikają dla drugiej i trzeciej harmonicznej.

Ponownie szczególnie istotne są punkty przecięcia się wartości zwiększonych amplitud drgań z tych obszarów z częstotliwościami drgań własnych pompy. Na rysunku 8 można zaobserwować interesujące punkty jako przecięcia wymuszenia podstawowego pochodzącego od pulsacji ciśnienia  $f_{hz0}$  z częstotliwościami drgań własnych  $f_2$  oraz  $f_3$ , oraz kolejnych harmonicznych tego wymuszenia, to jest  $f_{hz1}$  z  $f_2$  i  $f_3$  oraz  $f_{hz3}$  z  $f_4$ . Co więcej, można zauważyć wzrost amplitudy drgań w miejscu, w którym harmoniczna  $f_{hz3}$  znajduje się w obszarze  $f_5$ . Współrzędne tych punktów odczytano w miejscach o prędkościach obrotowych pompy równych:

- $\approx 850$  obr./min – przecięcie  $f_{hz0}$  i  $f_2$ ;
- $\approx 1673$  obr./min – przecięcie  $f_{hz0}$  i  $f_3$ ;
- $\approx 450$  obr./min – przecięcie  $f_{hz1}$  i  $f_2$ ;
- $\approx 900$  obr./min – przecięcie  $f_{hz1}$  i  $f_3$ ;
- $\approx 1150$  obr./min – przecięcie  $f_{hz3}$  i  $f_4$ ;
- $\approx 1650-1750$  obr./min – zakres prędkości obrotowych, dla których prosta  $f_{hz3}$  zawiera się w obszarze  $f_5$ .

W tych zakresach prędkości obrotowych badana pompa również nie powinna pracować ze względu na zwiększenie amplitudy drgań w obszarach, w których wymuszenia pochodzące od pulsacji ciśnienia dodatkowo zwiększają amplitudę w obszarze drgań własnych pompy. Należy dodać, że pulsacja ciśnienia jest głównym źródłem wibracji i drgań dźwiękotwórczych oraz generowanego do otoczenia hałasu.

## 5. Podsumowanie


Przeprowadzona analiza wyników w oparciu o znajomość konstrukcji i zjawisk zachodzących w badanej pompie zębatej pozwoliła na zidentyfikowanie obszarów o podwyższonych amplitudach drgań podczas pracy jednostki prototypowej. W rezultacie zostały wskazane newralgiczne prędkości obrotowe powodujące znaczny wzrost wibracji. Unikanie obszarów o podwyższonych poziomach drgań poprawi warunki pracy badanej jednostki i pozwoli na jej prawidłowe funkcjonowanie. W efekcie zmniejszymy ryzyko uszkodzeń wynikających z występowania zjawisk rezonansowych podczas pracy, ale również wydłużeniu ulegnie czas eksploatacji ze względu na mniejsze obciążenie konstrukcji. Dodatkowo, dobierając prędkość obrotową w obszarach pracy cechujących się niższymi drganiami dźwiękotwórczymi, wpływamy na zmniejszenie poziomu emitowanego podczas pracy hałasu i zapewniamy korzystniejsze warunki pracy całego układu hydraulicznego [2, 6, 7, 8]. Zaproponowana w artykule metoda analizy drgań może być używana również do diagnostyki urządzeń. Stosować ją można do konstrukcji o dowolnych rozmiarach. Użycie wibrometru laserowego pozwala na dokładne badania zarówno bardzo małych urządzeń, których nie trzeba dodatkowo obciążać masą czujnika, mogącego niekiedy znacznie wpłynąć na wyniki pomiarów, jak i do układów wielkogabarytowych, w których pomiar drgań w wielu odległych od siebie punktach klasycznymi metodami jest bardzo utrudniony. Co więcej, wibrometry bardzo dobrze sprawdzają się przy pomiarach maszyn obrotowych lub cechujących się wysoką temperaturą powierzchni. W wymienionych przypadkach niejednokrotnie ze względów technicznych nie można doprowadzić przewodu sygnałowego lub niemożliwe jest zamocowanie czujników konwencjonalnych.

W klasycznej analizie rzędów podczas każdej serii pomiarowej kolejna próbka jest zapisywana przy obrocie wału pompy o ten sam kąt, jednak istnieje różnica w wartości obrotu kąta wału na próbkę dla kolejnych serii pomiarowych, przeprowadzanych dla coraz wyższych prędkości obrotowych. W związku z taką metodą przeprowadzania pomiarów należy zauważyć różnice względem metody analizy rzędów, stosowanej do diagnostyki maszyn obrotowych, gdzie prędkość obrotowa zmienia się płynnie, natomiast stała jest liczba próbek sygnału przypadająca na jeden obrót wału. W związku z tym próbki z serii dla prędkości obrotowej 400 obr./min będą znacznie bardziej zagęszczone niż dla 2000 obr./min. Stała liczba próbek na obrót wału mogła dać lepsze wyniki, skutkujące mniejszym rozmyciem linii widma przedstawionego na rysunku 8, będącego

podstawą dla analizy wyników w niniejszej pracy. Odczytanie niezbędnych do realizacji zadania danych było jednak możliwe, co pozwoliło na realizację postawionych celów bez konieczności stosowania tachometru i skomplikowanej metody rejestracji oraz obróbki sygnału.

## Literatura

- [1] PALCZAK E., OSIŃSKI P., RUTAŃSKI J.: *Wpływ napływu i wypływu czynnika roboczego na właściwości akustyczne i hydrauliczne pompy zębatej*. Konferencja. Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych. CYLINDER 2013.
- [2] KOLLEK W., KUŹMA Z., OSIŃSKI P., RUTAŃSKI J.: *Poziom hałasu i drgań pompy zębatej zależne od materiału korpusu*. „Hydraulika i Pneumatyka” 1/2002.
- [3] KOLLEK W.: *Pompy zębate. Konstrukcja i eksploatacja*. Zakład Narodowy imienia Ossolińskich – Wydawnictwo, Wrocław 1996.
- [4] KOLLEK W., KUDŹMA Z., OSIŃSKI P., STOSIAK M.: *Hałas niskoczęstotliwościowy maszyn roboczych ciężkich*. „Napędy i Sterowanie” 1/2009.
- [5] KOLLEK W., OSIŃSKI P.: *Modelling and design of gear pumps*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [6] OSIŃSKI P.: *Badania hydrauliczne wysokosprawnościowych pomp zębatych o ząbieniu zewnętrznym*, XXVI Konferencja Naukowa „Problemy rozwoju maszyn roboczych”, Zakopane 2008.
- [7] OSIŃSKI P.: *Modelling and design of gear pumps with modified tooth profile*. LAP Lambert Academic Publishing, Saarbrücken 2014.
- [8] OSIŃSKI P.: *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o ząbieniu zewnętrznym*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.
- [9] RÓŻYCKI R.: *Analiza drgań korpusu pompy zębatej, praca magisterska*. Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2015.

 dr inż. Piotr Osiński – Kierownik Laboratorium, Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Politechnika Wrocławska;  
mgr inż. Janusz Rutański – Pracownik Inżynieryjny, Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Politechnika Wrocławska;  
mgr inż. Ryszard Różycki – absolwent Politechniki Wrocławskiej

artykuł recenzowany

reklama



Preferujesz internet?

Wypromuj się na

[www.nis.com.pl](http://www.nis.com.pl)