

Tomasz JARZYNA

e-mail: tomasz_jarzynda@o2.pl

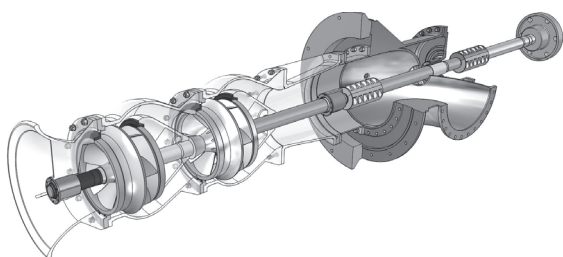
Instytut Mechaniki i Konstrukcji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Bydgoszcz

Analiza dynamiczna pionowej dwustopniowej pompy diagonalnej

Wstęp

Jednym z podstawowych problemów dynamiki pomp są obroty krytyczne ich wirników, które determinują stateczność tego typu urządzeń. W praktyce zagadnienie to sprowadza się do obliczania częstości drgań własnych układu.

Badana wirowa dwustopniowa pompa diagonalna (Rys. 1) jest częścią agregatu pompowego w skład którego wchodzi także silnik elektryczny (Rys. 2) oraz układ wylotowy (Rys. 3).



Rys. 1. Przestrzenny model pompy diagonalnej

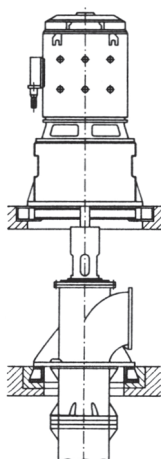


Rys. 2. Silnik elektryczny pompy



Rys. 3. Układ wylotowy pompy

Wymienione zespoły pompy posadowione są na dwóch stropach, co schematycznie przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Dwustropowe podparcie zespołów pompy [Jędrał, 2001]

Analizowana pompa jest urządzeniem o złożonej strukturze, którego zasadniczym elementem jest wirnik wraz z osadzonymi na nim dwoma tarczami wirnikowymi. Analiza dynamiczna tego typu urządzeń jest trudna z uwagi na fakt, że ich pracy towarzyszy szereg zjawisk z zakresu dynamiki maszyn, wytrzymałości materiałów czy też mechaniki płynów.

W wyniku ruchu obrotowego zespołu: wirnik silnika elektrycznego – sprzęgło – wirnik pompy oraz oddziaływań sił hydraulicznych, pracy pompy towarzyszą drgania.

Charakterystyka badanego obiektu

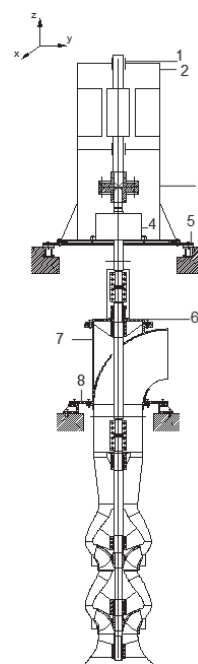
Badane urządzenie służy do tłoczenia wody wstępnie oczyszczonej. Prędkość obrotowa wirnika pompy jest stała i wynosi 740 obr/min. Dane charakterystyczne agregatu zamieszczono w tab. 1.

Tab. 1. Dane charakterystyczne agregatu pompowego

Dane charakterystyczne agregatu pompowego		
Wydajność	Q	5000 m ³ /h
Wysokość podnoszenia	H	60 m.sł.w.
Prędkość obrotowa	n	740 obr/min
Moc silnika	N	1250 kW
Napięcie	U	6000 V
Typ silnika		SAJV 148 u
Obciążenie stropów		
Strop górny		~14710 kG
Strop dolny		~6802 kG

Pomiary drgań

W oparciu o normę PN-ISO 10816-1:1998, dokonano pomiaru drgań na elementach niewirujących pompy. Punkty pomiarowe pokazano na rys. 5, natomiast wyniki pomiarów zamieszczono w tab. 2.

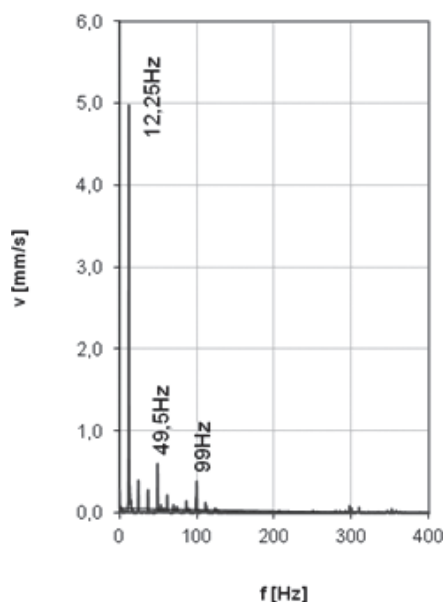


Rys. 5. Punkty pomiaru drgań

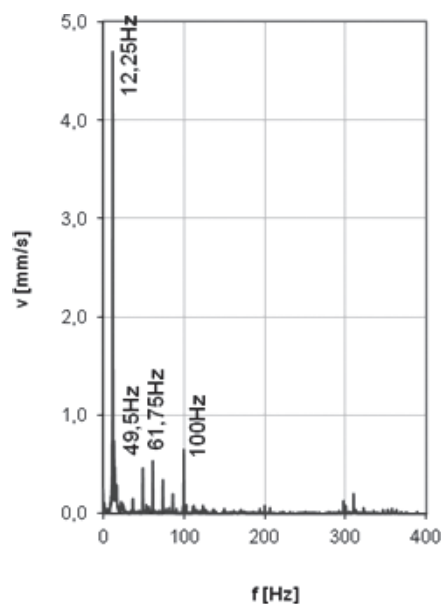
Tab. 2. Wyniki pomiarów drgań pompy

Punkt pomiaru drgań	Kierunek pomiaru drgań					
	x		y		z	
	Prędk. [mm/s]	Przysp. [m/s ²]	Prędk. [mm/s]	Przysp. [m/s ²]	Prędk. [mm/s]	Przysp. [m/s ²]
1	4,0108	1,2332	5,5884	1,8884	-	-
2	5,0412	1,3568	5,158	1,6092	-	-
3	1,394	1,2896	1,5112	1,7412	-	-
4	1,276	0,61	1,1312	0,7532	-	-
5	-	-	-	-	2,2176	0,7012
6	0,6392	0,7288	1,3912	0,6996	-	-
7	1,1968	0,445	0,972	0,7984	-	-
8	-	-	-	-	0,4552	0,5628

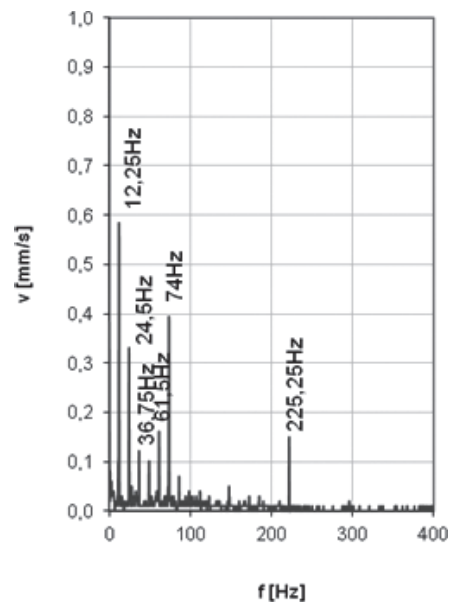
Zmierzono również charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe, których przykłady pokazano na rys. 6–9.



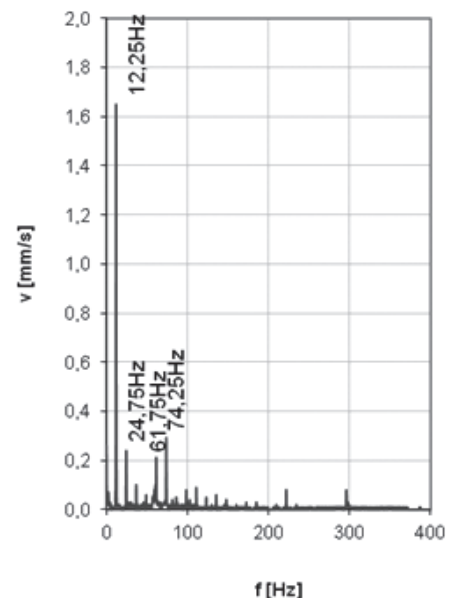
Rys. 6. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań w punkcie 1 (kierunku x)



Rys. 7. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań w punkcie 1 (kierunku y)



Rys. 8. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań w punkcie 6 (kierunku x)



Rys. 9. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań w punkcie 6 (kierunku y)

Modelowanie

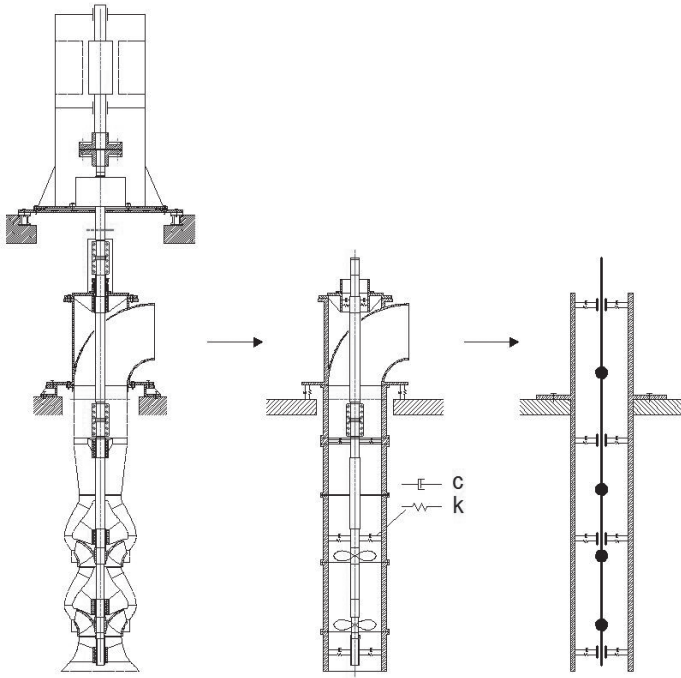
Przed przystąpieniem do obliczeń analitycznych opracowano model przestrzenny (Rys. 1) i strukturalny (rys. 10) badanej pompy.

Podczas tworzenia modelu strukturalny należy uwzględnić następujące czynniki:

- podobieństwo dynamiczne do obiektu rzeczywistego,
- stopień skomplikowania równań służących do opisu ruchu modelu, a tym samym możliwości obliczeniowe niezbędne do ich rozwiązania [Gryboś, 2009].

Kolejne etapy upraszczania modelu, aż do uzyskania modelu strukturalnego pokazano na rys. 10.

Zasadniczym elementem pompy jest wirnik посаdowany na podporach uwzględniających parametry sztywności k i tłumienia c łożysk. Rozważany model dyskretny wirnika przedstawiono na rys. 11. Proces dyskretyzacji przeprowadzono za pomocą metody energetycznej Rayleigha.



Rys. 10. Kolejne etapy upraszczania schematów pompy aż do modelu strukturalnego

E – macierz jednostkowa,

Q – macierz kolumnowa wymuszeń (zerowa).

Po podstawieniu danych liczbowych obliczono następujące wartości częstotliwości drgań własnych wału:

$$f_1 = 36,78 \text{ Hz,}$$

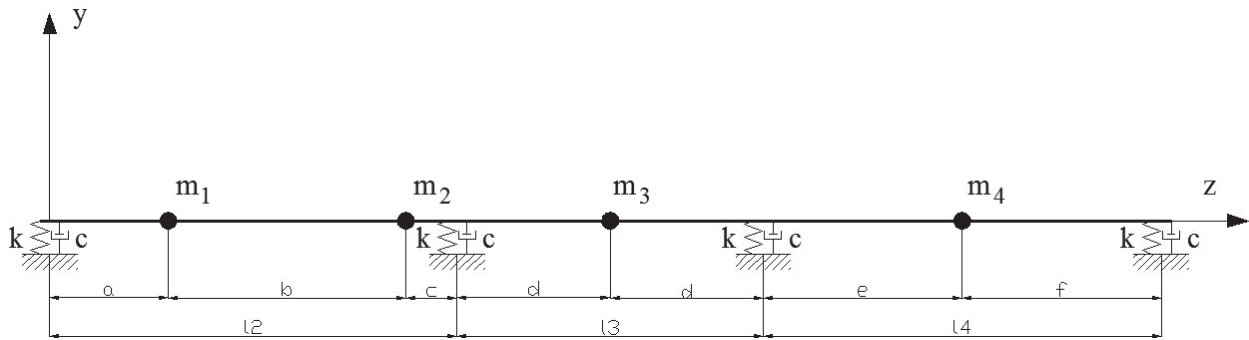
$$f_2 = 48,86 \text{ Hz,}$$

$$f_3 = 110,68 \text{ Hz,}$$

$$f_4 = 126,08 \text{ Hz.}$$

Wnioski

1. Pomiary drgań wykazały, że w punktach pomiarowych 1 i 2 agregatu pompowego, drgania przekraczają poziom dopuszczalny określony w normie. Najmniejsze drgania zarejestrowano na korpusie pompy, największe w górnej części korpusu silnika.
2. Przedstawione charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe uwiadcniają, że główną składową harmoniczną jest ta odpowiadająca częstotliwości obrotowej wirnika. Na wielkość amplitudy tej składowej decydujący wpływ ma niewyważenie wirnika.
3. Obliczona analitycznie podstawowa częstotliwość drgań giętych wskazuje na pracę wirnika w obszarze podkrytycznym drgań giętych.



Rys. 11. Model wału na podporach o sztywności k i tłumieniu c

Równania ruchu swobodnego dla modelu przedstawionego na rys. 11 otrzymano wykorzystano metodę sił opisaną w literaturze [Bogusz, 2007]. Równania ruchu przyjmują postać:

$$\begin{aligned} & \delta'_{11} m_1 \ddot{y}_1 + \delta'_{12} m_2 \ddot{y}_2 + \delta'_{13} m_3 \ddot{y}_3 + \delta'_{14} m_4 \ddot{y}_4 + \delta'_{11} c_1 \dot{y}_1 + \\ & + \delta'_{12} c_2 \dot{y}_2 + \delta'_{13} c_3 \dot{y}_3 + \delta'_{14} c_4 \dot{y}_4 + y_1 = 0 \\ & \delta'_{21} m_1 \ddot{y}_1 + \delta'_{22} m_2 \ddot{y}_2 + \delta'_{23} m_3 \ddot{y}_3 + \delta'_{24} m_4 \ddot{y}_4 + \delta'_{21} c_1 \dot{y}_1 + \\ & + \delta'_{22} c_2 \dot{y}_2 + \delta'_{23} c_3 \dot{y}_3 + \delta'_{24} c_4 \dot{y}_4 + y_2 = 0 \\ & \delta'_{31} m_1 \ddot{y}_1 + \delta'_{32} m_2 \ddot{y}_2 + \delta'_{33} m_3 \ddot{y}_3 + \delta'_{34} m_4 \ddot{y}_4 + \delta'_{31} c_1 \dot{y}_1 + \\ & + \delta'_{32} c_2 \dot{y}_2 + \delta'_{33} c_3 \dot{y}_3 + \delta'_{34} c_4 \dot{y}_4 + y_3 = 0 \\ & \delta'_{41} m_1 \ddot{y}_1 + \delta'_{42} m_2 \ddot{y}_2 + \delta'_{43} m_3 \ddot{y}_3 + \delta'_{44} m_4 \ddot{y}_4 + \delta'_{41} c_1 \dot{y}_1 + \\ & + \delta'_{42} c_2 \dot{y}_2 + \delta'_{43} c_3 \dot{y}_3 + \delta'_{44} c_4 \dot{y}_4 + y_4 = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Zapis macierzowy powyższych równań jest następujący:

$$\Delta' M \ddot{Y} + \Delta' C \dot{Y} + E Y = Q$$

gdzie:

Δ' = $[\delta'_{ij}]$ – macierz współczynników,

M – macierz masowa,

$Y = Y(t)$ – macierz kolumnowa,

C – macierz diagonalna tłumienia,

4. Analiza wykazała również, że częstotliwość wymuszenia (12,25 Hz) odpowiada trzeciej krotności pierwszej częstotliwości drgań własnych wirnika (36,75 Hz). Zgodnie z literaturą [Błaszczuk i inni, 2008], odstrojenie częstotliwości wymuszenia i drgań własnych powinno być do dużo większej krotności. W przeciwnym wypadku częstotliwość wymuszenia wzbudza drgania układu o częstotliwości drgań własnych.
5. Pomiar drgań na korpusie pompy wykazał istnienie składowej harmonicznnej o częstotliwości około 74 Hz. Powstanie jej może być wynikiem oddziaływania strumieni cieczy wpływających z sześciu łopatek wirnika do kierownic łopatkowych. Należy zwrócić uwagę na fakt, że w części wylotowej badanej pompy następuje zmiana kierunku przepływającej cieczy z osiowego na promieniowy, co wpływa na wielkość przenoszonych drgań na korpus maszyny.

LITERATURA

- (2) Błaszczuk A., Najdecki S., Papierski A., Staniszewski J. 2008. Ustalenie i usunięcie wybranych uszkodzeń zespołów wirujących pomp wielostopniowych. *Pompy Pompownie* nr 1, 35-38
- Bogusz J. 2007. *Metoda sił*, Wyd. Politechniki Krakowskiej
- Gryboś R. 2009. *Drgania maszyn*, Wyd. Politechniki Śląskiej
- Jędrał W., 2001. *Pompy wirowe*. WNT, Warszawa.