

Drgania w pompach wirowych wywoływane pulsacjami ciśnienia z częstotliwością łopatkową

Vibrations in centrifugal pumps induced by pressure pulsations with blade frequency

KRZYSZTOF KARAŚKIEWICZ

DOI 10.36119/15.2024.11.3

Częstą przyczyną drgań w pompach wirowych są pulsacje ciśnienia wywołane oddziaływaniem wirnika i kierownicy. Mają one charakter periodyczny. Mogą przenosić się na tarcze wirnika i prowadzić nawet do ich uszkodzeń. Wygodnym narzędziem określenia zbioru częstotliwości łopatkowych charakteryzujących te pulsacje jest diagram przejścia. Pulsacje ciśnienia mogą wywołać rezonans strukturalny związany z częstotliwościami własnymi elementów pompy bądź rezonans akustyczny w elementach rurowych. Znajomość częstotliwości łopatkowych ułatwia diagnozę drgań pompy wirowej. Pulsacje ciśnienia można zmniejszyć bądź przez stoczenie wirnika bądź skośny kształt krawędzi łopatek wirnika lub kierownicy.

Słowa kluczowe: drgania w pompach wirowych, częstotliwość łopatkowa, diagram przejścia, rezonans w pompie wirowej, zmniejszanie pulsacji ciśnienia

A common cause of vibration in centrifugal pumps is pressure pulsations resulting from the interaction between the impeller and the vaned diffuser. These pulsations are periodic and can propagate to the impeller discs, potentially causing damage. An effective tool for determining the set of blade-passing frequencies that characterize these pulsations is an encounter diagram. Pressure pulsations may induce structural resonance related to the natural frequencies of the pump components or acoustic resonance within the piping components. Understanding the blade-passing frequencies facilitates the diagnosis of centrifugal pump vibrations. Pressure pulsations can be mitigated by trimming the impeller or by skewing the edges of the impeller blades or diffuser vanes.

Keywords: vibrations in centrifugal pumps, blade-passing frequency, encounter diagram, resonance in centrifugal pumps, pressure pulsation reduction

Wstęp

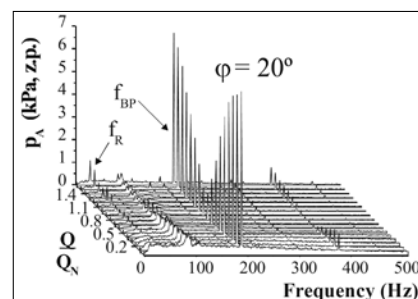
W ostatnich dekadach zaobserwowano wzrost liczby problemów związanych z drganiami pomp wirowych w instalacjach. Przyczyn tego jest wiele np. oszczędności materiałowe skutkujące powstawaniem konstrukcji lżejszych i tańszych, lecz bardziej podatnych na drgania, czy praca pomp w znacznie szerszym zakresie przepływów i prędkości obrotowych. Ta ostatnia przyczyna wynika z potrzeby redukcji kosztów eksploatacyjnych co często jest związane z zastępowaniem regulacji dławieniowej regulacją zmiennobrotową. Sprzyja też temu w ostatnich dekadach obniżanie się cen przemienników częstotliwości dużej mocy.

Jedną z przyczyn drgań w pompach są pulsacje ciśnienia wynikające z oddziaływania łopatek wirnika i kierownicy.

Pulsacje ciśnienia na skutek oddziaływania wirnika i kierownicy

Pulsacje ciśnienia powstające na skutek oddziaływania wirnika i kierownicy są nieuniknionym zjawiskiem w każdej pompie, wynikającym ze skończonej liczby łopatek wirnika i kierownicy. Typowy poziom tych pulsacji mieści się w przedziale od 1% do 2%, jednak w skrajnych przypadkach mogą one osiągać wartości rzędu 6% do 8%.

Rysunek 1 przedstawia amplitudę p_A pulsacji ciśnienia w zależności od względnej wydajności pompy Q/Q_n i częstotliwości sygnału ciśnieniowego [10]. Położenie przetwornika ciśnienia wynosi $\varphi = 20^\circ$ względem początku spiralnego kanału zbiorczego. Pompa ma prędkość obrotową 1620 obr./min i liczbę łopatek 7.



Rys. 1
Zależność amplitudy ciśnienia od wydajności i częstotliwości ciśnienia

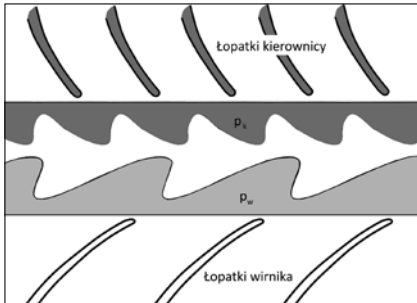
Figure 1 Dependence of pressure amplitude on flow rate and pressure frequency

Na rysunku widoczna jest częstość f_R związana z prędkością obrotową 27Hz i znacznie większa częstość łopatkowa $f_{BP} = 189\text{Hz}$. Badania pokazują, że w miarę oddalania się od wydajności nominalnej Q_n wielkość amplitudy znacząco narasta.

Praca pompy z wydajnościami daleko od punktu nominalnego może więc prowadzić do powiększonych drgań.

Rozkład ciśnienia w części wylotowej wirnika jest kształtowany przez kilka kluczowych czynników, takich jak różnica ciśnienia między aktywną a bierną stroną łopatki oraz pole prędkości w przekroju wylotowym kanału międzyłopatkowego, gdzie występują zawirowania przepływu. Charakter tego rozkładu jest trójwymiarowy, co odzwierciedla skomplikowaną naturę przepływu wewnątrz pompy.

Z kolei rozkład ciśnienia na wlocie do kierownicy wynika głównie ze zjawiska spiętrzenia na krawędziach wlotowych łopatek oraz z pola prędkości, które jest kształtowane przez ślad aerodynamiczny, powstający za łopatkami wirnika. Ślad ten porusza się z prędkością obrotową, nadaną przez wirnik, co wpływa na równomierność rozkładu ciśnienia na wlocie do kierownicy. Na rysunku 2 przedstawiono uproszczony, jednowymiarowy obraz rozkładu ciśnienia w funkcji kąta na obwodzie, co umożliwia bardziej intuicyjne zrozumienie tego zjawiska, choć nie oddaje ono w pełni skomplikowanego charakteru trójwymiarowego pola przepływu.



Rys. 2 Pola ciśnienia między wirnikiem a kierownicą
Fig. 2 Pressure fields between the impeller and the vaned diffuser

Zakładając jednowymiarowy opis ciśnienia na wylocie z wirnika $p_w(\varphi_w, t)$ oraz na wlocie do kierownicy $p_k(\varphi_w, t)$ można je przedstawić w postaci rozwinięcia w szereg [3], [5]:

$$p_w(\varphi_w, t) = \sum_{m=1}^{\infty} p_m \cdot \cos(m \cdot z_w \cdot \varphi_w) \quad (1a)$$

$$p_k(\varphi_k, t) = \sum_{n=1}^{\infty} p_n \cdot \cos(n \cdot z_k \cdot \varphi_k) \quad (1b)$$

gdzie:

φ_w – kąt w układzie wirnika

φ_k – kąt w układzie nieruchomym kierownicy

p_n – amplituda n -tej harmonicznej

z_k, z_w – liczba łopatek kierownicy i wirnika

$m, n = 1, 2, 3, \dots$

Produkt obu tych rozkładów jest ciśnieniem wynikowym.

$$p_{wk}(\varphi, t) = p_{mn} \cdot \cos(m \cdot z_w \cdot \varphi_w) \cdot \cos(n \cdot z_k \cdot \varphi_k) \quad (2)$$

gdzie:

p_{mn} – amplituda wynikowej fali ciśnieniowej

Biorąc pod uwagę tożsamość $\cos(\alpha) \cos(\beta) = 1/2[\cos(\alpha + \beta) + \cos(\alpha - \beta)]$ ciśnienie wynikowe można przedstawić w postaci:

$$p_{wk}(\varphi, t) = \frac{p_{mn}}{2} \cdot \cos(m \cdot z_w \cdot \varphi_w + n \cdot z_k \cdot \varphi_k) + \frac{p_{mn}}{2} \cdot \cos(m \cdot z_w \cdot \varphi_w - n \cdot z_k \cdot \varphi_k) \quad (3)$$

W układzie nieruchomym można zastąpić współrzędną kątową wirnika $\varphi_w = \varphi_k - \omega t$ i otrzymać zależność od współrzędnej kątowej kierownicy:

$$p_{wk}(\varphi, t) = \frac{p_{mn}}{2} \cdot \cos[m \cdot z_w \cdot \omega t - k_2 \cdot \varphi_k] + \frac{p_{mn}}{2} \cdot \cos[m \cdot z_w \cdot \omega t - k_1 \cdot \varphi_k] \quad (4)$$

gdzie liczby: $k_1 = m \cdot z_w - n \cdot z_k, k_2 = m \cdot z_w + n \cdot z_k$ to liczby węzłów promieniowych na tarczach wirnika.

Te węzły obracają się w układzie nieruchomym kierownicy z prędkością [3]:

$$\omega_1 = m z_w \omega / k_1, \omega_2 = m z_w \omega / k_2 \quad (5)$$

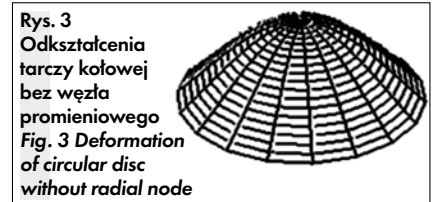
Kierunek obracania się węzłów wynika ze znaku liczby $k_{1,2}$. Jeśli jest on dodatni to ich prędkość obrotowa jest zgodna z prędkością obrotową wirnika, a jeśli ujemny jest przeciwna.

Dla przykładowej pompy o liczbie łopatek kierownicy $z_k = 9$ i liczbie łopatek

Liczba k_2 , odpowiada ciśnieniom o bardzo dużych częstościach, mających mało energii i nie ma praktycznego znaczenia, natomiast liczba k_1 jest znacząca dla doboru odpowiedniej liczby łopatek wirnika i kierownicy.

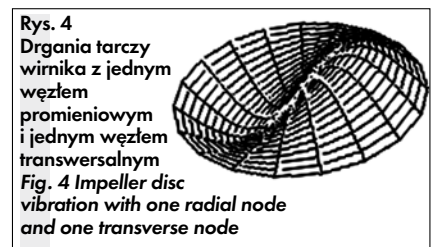
W praktyce istotne są trzy przypadki [6]:

Przypadek $k_1 = 0$: Dla $k_1 = 0$ występuje najmniejsza wspólna wielokrotność liczby łopatek wirnika i kierownicy i wtedy wytwarzane są silne pulsacje ciśnienia. Dla pomp z kierownicami jak i pojedynczymi lub podwójnymi spiralami zbiorczymi taka sytuacja nie jest korzystna. Zaburzenia ciśnienia wzbudzają tarcze wirnika z zerowym węzłem promieniowym rys (3) (i jednym węzłem transversalnym).



Ten rodzaj odształceń prowadzi do wahań siły osiowej, nie daje natomiast wymiaru promieniowego.

Przypadek $k_1 = \pm 1$: Przy $k_1 = \pm 1$ siły wynikające z pulsacji ciśnienia mają niezerową wypadkową promieniową. Dlatego wzbudzone są boczne drgania z częstotliwością łopatkową (i wyższymi harmonicznymi). Postać drgań tarczy wirnika ma jeden węzeł promieniowy rys (4).



Tablica 1 Wielkości wynikające z oddziaływania wirnika i kierownicy dla $z_w = 5, z_k = 9$
Table 1 Magnitudes resulting from the interaction of impeller and vaned diffuser for $z_w = 5, z_k = 9$

n	m	Układ nieruchomy					Układ wirnika		
		k_1	k_2	ω_1/ω	ω_2/ω	f_i/f	ω_1'/ω	ω_2'/ω	f_i/f
0	1	5	5	1,0	1,0	5	0,0	0,0	0
0	2	10	10	1,0	1,0	10	0,0	0,0	0
1	1	-4	14	-1,3	0,4	5	-2,3	0,6	9
1	2	1	19	10,0	0,5	10	9,0	0,5	9
2	1	-13	23	-0,4	0,2	5	-1,4	0,8	18
2	2	-8	28	-1,3	0,4	10	-2,3	0,6	18

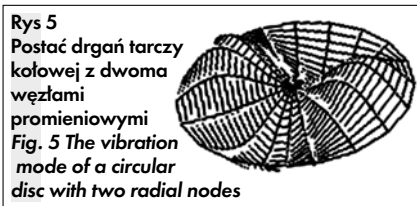
wirnika $z_w = 5$ w tablicy 1 przedstawiono podstawowe wielkości wynikające z oddziaływania wirnika i kierownicy.

Badania pokazują, że drgania ciśnienia związane z harmoniczną $n \geq 2$ mają znacząco niższą amplitudę [5].

Aby ominąć trudności z tą postacią drgań powinno się unikać przypadku $k_1 \pm 1$ do trzeciej harmonicznej włącznie [3].

Przypadek $k_1 \geq 2$: Jeżeli częstotliwości własne wirnika odpowiadają częstotliwości wzbudzenia wynikającej z tej liczby

węzłów promieniowych, istnieje duże prawdopodobieństwo wystąpienia uszkodzeń zmęczeniowych przedniej lub tylnej tarczy. Drgania tarcz mogą także powodować naprężenia w łopatkach, co z kolei może prowadzić do ich uszkodzeń. Na rysunku (5) przedstawiono ten typ drgań



Rys. 5
Postać drgań tarczy kołowej z dwoma węzłami promieniowymi
Fig. 5 The vibration mode of a circular disc with two radial nodes

Rys. 6
Uszkodzenie tarczy wirnika na skutek zmęczenia materiału [1]
Fig. 6 Impeller disc failure due to fatigue [1]

z dwoma węzłami promieniowymi.

Na rysunku 6 pokazany jest przykład uszkodzenia wirnika na skutek drgań tarczy.

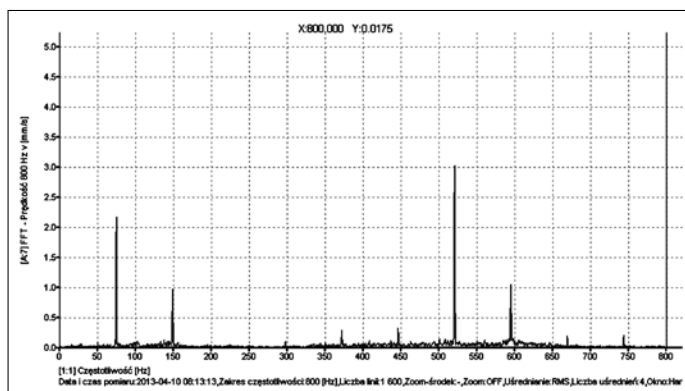
Określenie potencjalnych częstotliwości łopatkowych na skutek oddziaływania wirnika i kierownicy

W przypadku spiralnego kanału zbiorczego częstotliwość łopatkowa jest łatwa do określenia na podstawie liczby łopatek wirnika i częstotliwości odpowiadającej prędkości obrotowej. W przypadku kierownicy wielołopatkowej nie jest to już takie proste. Jednym ze sposobów

określenia możliwych częstotliwości łopatkowych jest tzw. diagram przejścia [7]. Rysunek 7 ilustruje sposób budowania takiego diagramu na przykładzie 7-łopatkowego wirnika i 6-łopatkowej kierownicy.

Na rysunku 7 spotkanie łopatki wirnika i kierownicy oznaczone jest przez „0”. Przez połączenie „0” dla tej samej łopatki otrzymuje się okresowość podstawową. Widoczna jest również okresowość związana z iloczynem łopatek kierownicy i wirnika $5T/(6\cdot7)$ o kierunku przeciwnym do prędkości obrotowej wirnika.

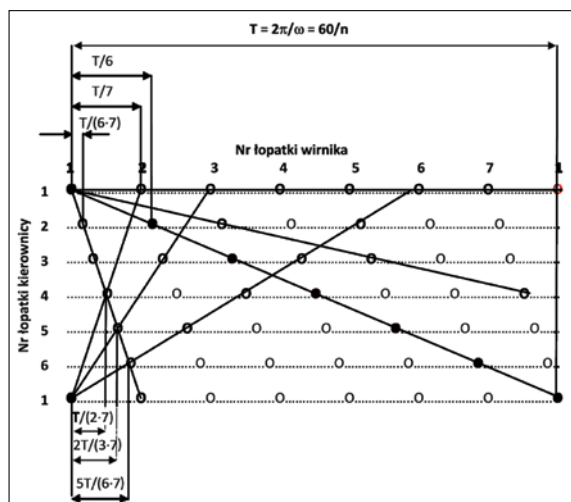
Rys. 8
Widmo drgań pompy zasilającej z 7-łopatkowym wirnikiem i 6-łopatkową kierownicą
Fig. 8 Vibration spectrum of a feed pump with a 7-blade impeller and a 6-vane diffuser



Rysunek 8 pokazuje widmo drgań pompy o liczbie łopatek wirnika $z_w = 7$ i kierownicy $z_k = 6$. Prędkość obrotowa tej pompy $n = 4475 \text{ obr/min}$, a stąd częstota obrotowa $74,6 \text{ Hz}$. Wyraźnie widoczne są piki częstotliwości łopatkowych.

Diagram przejścia nie pozwala na ustalenie, która częstotliwość będzie dominująca. Daje zbiór potencjalnie niepołączonych częstotliwości ze względu na drgania całej struktury pompy. Analizując diagram można określić wszystkie częstotliwości pulsacji ciśnienia jakie powstają na skutek oddziaływania wirnika i kierownicy. Diagnosta, posługując się diagramem przejścia może sprawdzić, czy drgania pompy mają związek z oddziaływaniem łopatek wirnika i kierownicy czy też ich powodem są inne przyczyny, np. uszkodzenie łożyska.

Rys. 7
Diagram przejścia dla przypadku 7-łopatkowego wirnika i 6-łopatkowej kierownicy
Fig. 7 Encounter diagram for the case of a 7-blade impeller and a 6-vane diffuser



Rezonans strukturalny wywołany pulsacjami łopatkowymi

Pompy to układy o wielu stopniach swobody, składające się z takich elementów jak obudowa, korpus łożyska, zespół wirujący, wsporniki, orurowanie i inne. Każdy z tych elementów ma określoną częstotliwość drgań własnych. Pulsacje ciśnienia o częstotliwości łopatkowej mogą wywołać rezonans w dowolnym z tych elementów [7]. Taka sytuacja może cza-

sami stać się zauważalna dopiero po dłuższym okresie normalnej pracy pompy, kiedy na skutek modernizacji układu pompowego wprowadzona zostaje regulacja zmienno-obrotowa. Pompa może zacząć wtedy pracować z prędkością inną niż nominalna, czasami dostosowując się do częstotliwości drgań własnych elementu konstrukcyjnego i powodując nadmierne drgania. W takich przypadkach kluczowe znaczenie ma określenie, który element jest odpowiedzialny za rezonans. Jeśli na przykład źródłem rezonansu jest korpus łożyskowy i występuje on, gdy pompa pracuje poniżej prędkości nominalnej, można zwiększyć jego sztywność – na przykład poprzez przyspawanie dodatkowych żeber – przesuwając w ten sposób jego częstotliwość drgań własnych do wyższej wartości. W niektórych przypadkach możliwa jest wymiana części pracującej w rezonansie na odlaną ze stopu o większej sztywności np. zastąpienie żeliwa staliwem. Trudno jednak zmienić sztywność elementu, takiego jak korpus pompy. W takich przypadkach skutecznym rozwiązaniem może być modyfikacja charakterystyki pracy pompy, na przykład stoczenie wirnika i dla zachowania tej samej wysokości podnoszenia zwiększenia prędkości roboczej powyżej częstotliwości rezonansowej. Innym podejściem do zmiany częstotliwości drgań własnych elementu jest dostosowanie jego masy, poprzez jej zwiększenie lub zmniejszenie.

Rezonans akustyczny wywołany pulsacjami łopatkowymi

Czasem drgania mogą być nie związane z samą pompą, ale częściami rurociągu ssawnego, tłocznego lub przewodami upustowymi. Pulsacje łopatkowe mogą wywoływać w tych elementach rurowych fale stojące. Energie związane

Sposoby zmniejszenia pulsacji łopatkowej

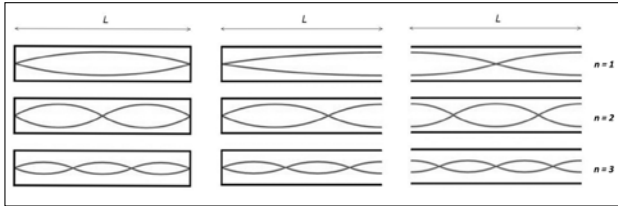
Amplituda pulsacji łopatkowej zależy od wielkości szczeliny między wirnikiem (średnica d_2) a kierownicą (średnica d_3). Na rys. 11 przedstawione są wyniki pomiarów pulsacji ciśnienia w funkcji względnej szerokości tej szczeliny dla różnych

pomp [8] i podana przybliżona zależność pozwalająca oszacować spadek pulsacji ciśnienia ze wzrostem szczeliny.

$$\frac{\Delta p}{\rho \frac{u_2^2}{2}} \approx \left(\frac{d_3}{d_2} - 1 \right)^{-0,77} \quad (6)$$

Rysunek 12 pokazuje niektóre sposoby zmniejszenia pulsacji przez zabiegi korekcyjne wirnika

złuszcząc innym sposobem jest nadanie łopatkę wirnika kształtu V. Metoda przynosi pewną poprawę szczególnie w zakresie wydajności mniejszych od nominalnej [2].



Rys. 9
Postacie fal stojących w przypadku obu końców zamkniętych, jednego końca otwartego i obu końców otwartych
Figure 9 Standing waves for both ends fixed, one end open and both ends open

z takimi drganiami mogą być 20-30 razy większe od energii pulsacji ciśnienia [8]. Na rysunkach poniżej przedstawiono możliwe postacie takich fal.

Zarówno dla obu końców zamkniętych lub otwartych związek między długością rury L a długością fali λ jest dany przez $L = n\lambda/2$ zaś dla rury jednostronnie otwartej $L = (2n - 1)\lambda/4$ (n jest liczbą całkowitą). W rezultacie tylko nieparzyste harmoniczne mogą występować w rurze, która jest otwarta na jednym końcu.

Dla prędkości dźwięku a częstota rezonansowa rury wynosi a/λ dlatego rezonans akustyczny może wystąpić w przypadku, gdy częstota łopatkowa $f_1 = a/\lambda = na/2L$ dla rur obustronnie zamkniętych bądź otwartych i w przypadku $f_1 = (2n - 1)a/4L$ dla rur jednostronnie otwartych.

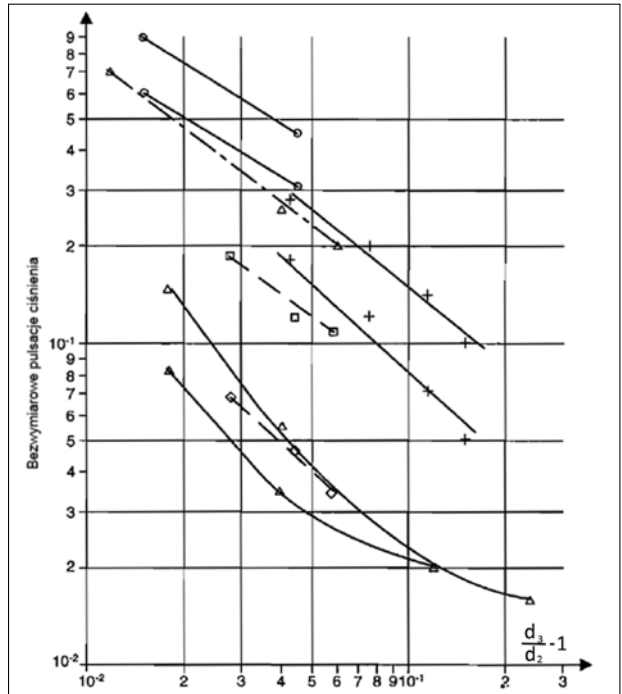
Na rys 10 pokazany jest przykład przewodu upustowego w układzie odciążenia odcinka rurowego, w którym może powstać fala stojąca. Publikacja [9] zawiera przykłady i studia przypadków uszkodzeń spowodowanych rezonansem akustycznym.

Rys. 10
Miejsce możliwego powstania fali stojącej w pompie odśrodkowej
Fig. 10 Location of possible standing wave formation in a centrifugal pump

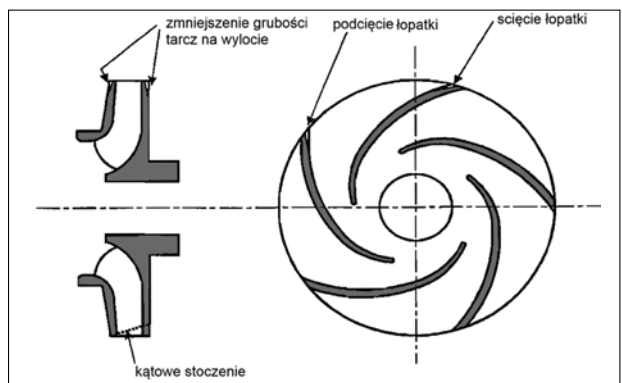


Jednym ze sposobów przeciwdziałania rezonansowi akustycznemu jest odstrojenie rury przez zmianę jej długości. Jeśli to nie jest możliwe należy zmniejszyć pulsację łopatkową.

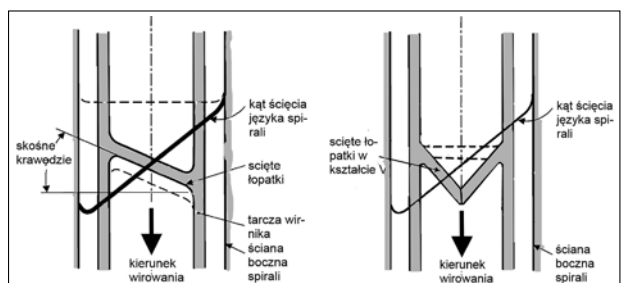
Rys. 11
Wpływ względnej szerokości szczeliny między wirnikiem i kierownicą na wielkość pulsacji ciśnienia
Fig. 11 Effect of the relative gap width between the impeller and the vaned diffuser on the magnitude of pressure pulsations



Rys. 12
Metody redukcji pulsacji ciśnienia
Fig. 12 Pressure pulsation reduction methods



Rys. 13
Metody redukcji pulsacji ciśnienia przez zmianę kąta krawędzi łopatek wirnika i spirali
Fig. 13 Methods of reducing pressure pulsation by changing the angle of the impeller blades and diffuser vanes edges



Wnioski

Pulsacje ciśnienia o częstotliwości łopatkowej są w trakcie pracy pomp wirowych zawsze obecne. Wywołują drgania nie tylko oddziałując na tarcze wirnika czy obudowę, ale poprzez rezonans strukturalny lub akustyczny.

Większe niebezpieczeństwo rezonansu ma związek z upowszechnianiem regulacji zmiennno-obrotowej. Znane są przypadki, kiedy pompy projektowane i sprawdzone z jedną prędkością obrotową po modernizacji instalacji pompowej i przejściu z regulacji dławieniowej na zmiennno-obrotową zaczęły pracować w znacznie szerszym zakresie płynnie zmienianej prędkości obrotowej, a więc i częstotliwości łopatkowych. Zdarzało się, że były to częstości własne któregoś z elementów pompy bądź elementów rurociągów przed czy za pompą bądź przewodu upustowego. Przyczynę takich drgań nie zawsze jest łatwo ustalić. W przypadku pomp z wielołopatkowymi kierownicami częstości łopatkowych może być kilka.

Dopiero określenie ich np. stosując diagram przejścia pozwala poprawnie ocenić widmo drgań i wskazać przyczynę.

Jeśli drgania nie są wywołane rezonansem, amplitudę pulsacji ciśnienia można zmniejszyć przez stoczenie wirnika bądź odpowiednie ukształtowanie krawędzi łopatek wirnika lub kierownicy.

LITERATURA

- [1] Altmann D.: *Zur Berechnung der Axialkraft bei mehrstufigen Radialpumpen*, Pumpen u. Verdicht., 1975, nr 2, s.35-41.
- [2] Al-Qutub A., Khalifa A., Khulief Y.: *Experimental Investigation of the Effect of Radial Gap and Impeller Blade Exit on Flow-Induced Vibration at the Blade-Passing Frequency in a Centrifugal Pump* – International Journal of Rotating Machinery, Volume 2009 (2009), s. 1-9 DOI:10.1155/2009/704845
- [3] Berten S., Farhat M., Dupont P., Avellan F.: *Rotor-stator interaction induced pressure fluctuations: cfd and hydroacoustic simulations in the stationary components of a multistage centrifugal pump* – Proceedings of FEDSM 5th Joint ASME/JSME, Fluids Engineering Conference, 2007, San Diego, California USA DOI:10.1115/FEDSM2007-37549
- [4] Błaszczuk A., Najdecki S., Papierski A., Staniszeński J.: *Ustalenie i usunięcie przyczyn*

wybranych uszkodzeń zespołów wirujących pomp wielostopniowych, Energetyka, 2007 nr tem. 14 s.11-15

- [5] Franke, G., Powell, C., Seidel, U., Koutnik, J., Fischer, R.: *On pressure mode shapes arising from rotor/stator interactions*, Sound & Vibration, March 2005, s. 14-18.
- [6] Gülich J.F.: *Centrifugal Pumps*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2008 <https://doi.org/10.1007/978-3-642-12824-0>
- [7] Karaśkiewicz K.: *Siły niestabilne w pompach wirowych*, Pompy, Pompownie, 2006, nr 4 (123), s. 37
- [8] Robinett F.L., Gulich J.F., Kaiser T.: *Vane Pass Vibration – Source, Assessment and Correction – A Practical Guide to Centrifugal Pumps*, Proceedings of the Sixteenth International Pump Users Symposium, Houston, 1999, s. 121-137 <https://doi.org/10.21423/R1709V>
- [9] Stickland M.T.; Scanlon T.J., Parrondo-Gayo J.L., González-Pérez J., Fernández-Francos J., Fernández-Arango L.: *An Experimental Study on the Unsteady Pressure Distribution Around the Impeller Outlet Of a Centrifugal Pump*, Proceedings of ASME FEDSM'00, ASME 2000 Fluids Engineering Division Summer Meeting, June 11-15, 2000, Boston, Massachusetts DOI:10.1007/s40430-018-1157-x
- [10] Vance J.M., Zeidan F.Y., Murphy B.: *Machinery Vibration and Rotordynamics* – John Wiley and Sons, 2010 DOI:10.1002/9780470903704