

Wybrane metody redukcji pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych

Michał Stosiak, Piotr Szmolke

1. Wprowadzenie


Napęd hydrostatyczny stosuje się powszechnie w rozległych gałęziach przemysłu i gospodarki, co wynika z licznych zalet tego typu rozwiązań, m.in. możliwość uzyskiwania dużej gęstości strumienia przekazywanej mocy [1]. Wprowadzenie elementów elektronicznych do układów hydraulicznych pozwala na ich łatwą automatyzację, dotyczy to zwłaszcza układów hydraulicznych sterowanych proporcjonalnie [2]. Istotnym i silnie zauważalnym trendem w rozwoju dotychczasowych elementów i układów hydrostatycznych jest obszar mikrohydrauliki. Obejmuje on z jednej strony zmniejszenie wymiarów elementów hydraulicznych oraz cechuje się natężeniem przepływu czynnika roboczego do $50 \text{ cm}^3/\text{s}$ [3], a z drugiej strony pracuje przy ciśnieniach roboczych przekraczających 20 MPa. Mikroukłady hydrostatyczne znajdują zastosowanie w mechanice precyzyjnej, w której wymagane są duże siły, bądź wszędzie tam, gdzie wymagana jest miniaturyzacja urządzeń i maszyn. Od układów mikrohydraulicznych wymaga się – prócz pewności działania i precyzji – wysokiej sprawności i niskiego poziomu hałaśliwości. Kryterium hałaśliwości układów hydraulicznych i mikrohydraulicznych zyskuje na znaczeniu, ponieważ jest wymieniane w oficjalnych dokumentach i dyrektywach Unii Europejskiej, np. 98/37/WE [4], 2000/14/WE [5] oraz 2003/10/WE [6], gdzie istnieją zapisy dotyczące dopuszczalnych poziomów hałasu generowanego przez maszynę albo urządzenie z układem hydraulicznym. Na podkreślenie zasługuje również fakt, że dopuszczalne wartości hałasu określane przez korygowany poziom ciśnienia akustycznego lub mocy akustycznej systematycznie się obniżają. Przyczyny hałaśliwości układów hydraulicznych można ogólnie sklasyfikować następująco:

- przyczyny bezpośrednie, gdy źródło hałasu wywołuje zmiany ciśnienia w otaczającym je powietrzu, np. wirnik wentylatora w silniku napędzającym pompę [7, 8];
- przyczyny pośrednie, gdy czasowo zmienne siły pobudzają do drgań elementy układu hydraulicznego i na skutek drgań powierzchni tych elementów [9, 10].

W układzie hydraulicznym o poziomie hałaśliwości decyduje hałas powstający pośrednio. Przyczynami hałaśliwości eksploatacyjnej układów hydraulicznych są zjawiska kawitacji [11, 12], pulsacji ciśnienia [13, 14] oraz uderzeniowe zmiany ciśnienia cieczy roboczej [15].

Wskazane przyczyny hałaśliwości odnoszą się również do elementów i układów mikrohydraulicznych. Istotną przyczyną wzmożonej niekiedy hałaśliwości pracy układów

Streszczenie: W artykule przedstawiono wybrane problemy w eksploatacji układów hydraulicznych i mikrohydraulicznych. Szerzej omówiono zjawisko pulsacji ciśnienia, w szczególności skupiając się na oddziaływaniu zewnętrznych drgań mechanicznych na układ mikrohydrauliczny. Przedstawiono wyniki, które świadczą o powstawaniu składowych widma amplitudowo-częstotliwościowego pulsacji ciśnienia, powodowanych wzbudzeniem się drgań grzybka mikrozaworu przelewowego, którego korpus poddawany był drganiom mechanicznym. Zaproponowano na drodze symulacyjnej możliwości redukcji drgań korpusu mikrozaworu w oparciu o metody wibroizolacji biernej.

 **Abstract:** The article presents elected problems with exploitation hydraulic and microhydraulic systems. There discussed in more detail about phenomenon of pulsation, especially about influence of external effects of mechanical vibration on microhydraulic system. Presented results indicate on forming components of the amplitude-frequency spectrum of pressure pulsation caused by exciting bypass valve poppet's vibration, which body was subjected to mechanical vibration. It was suggested, due to computer simulations based on passive vibroisolation, new possibilities of reducing microvalve's body vibrations.

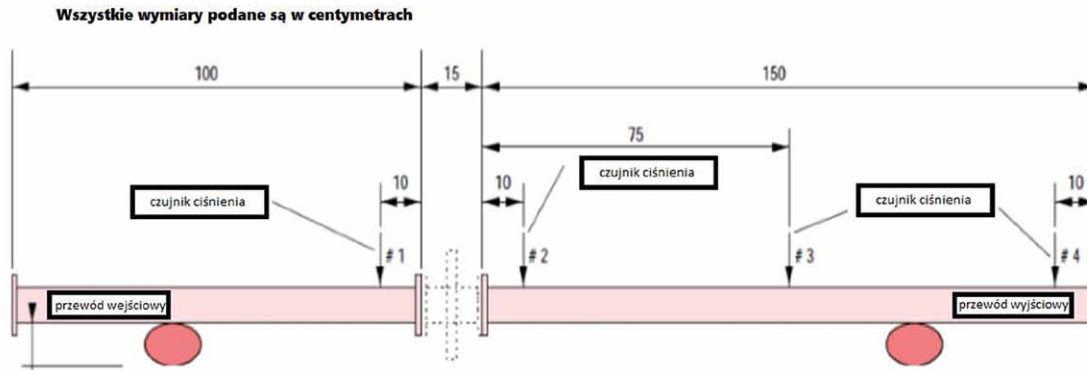
mikrohydraulicznych jest pulsacja ciśnienia, której przyczynami są:

- pulsacja wydajności pompy wyporowej;
- stany przejściowe;
- oddziaływanie zewnętrznych drgań mechanicznych na elementy układu hydraulicznego.

2. Przykłady wybranych metod redukcji drgań mechanicznych mikrozaworu i pulsacji ciśnienia

A. Bierne metody redukcji drgań i powstałej pulsacji ciśnienia

W metodach tych dążyć można do ograniczenia drgań mechanicznych korpusu bądź elementu sterującego mikrozaworu. Stosuje się tu wibroizolator, czyli element mający zdolności absorpcji energii. Poprzez redukcję drgań przekazywanych



Rys. 1. Umieszczenie elementu kompensującego pulsację ciśnienia [17]

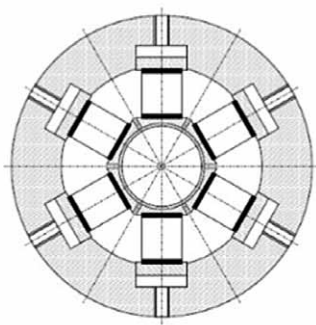
z podłoża na korpus mikrozaworu, a następnie na jego element sterujący doprowadzić można do redukcji pulsacji ciśnienia spowodowanych ruchem drgającym elementu sterującego mikrozaworu. Inne podejście reprezentują metody biernie oparte o wykorzystanie biernych tłumików pulsacji ciśnienia typu refleksyjnego. Ich zasada działania polega na interferencji fali ciśnienia, która pochodzi od pompy, z falą ciśnienia, która zostaje odbita od tłumika oraz biegnącą w przeciwnym kierunku. Badanie skuteczności takich tłumików omówiono szerzej w pracy [11], gdzie stwierdzono ich dużą skuteczność dla wybranej częstotliwości wymuszeń.

B. Metody aktywne redukcji pulsacji ciśnienia

Aktywne metody redukcji pulsacji ciśnienia cieczy polegają na generowaniu drugiej pulsacji ciśnienia cieczy (przeciwfazy). Prawidłowe dostosowanie amplitudy oraz częstotliwości drugiej pulsacji przyczynia się do skutecznej redukcji pulsacji generowanej przez źródło, co skutkuje również redukcją drgań oraz hałasu układu. Najczęściej układ do aktywnej redukcji pulsacji ciśnienia jest wyposażony w aktuator wytwarzający przeciwfazę, kontroler przeznaczony do sterowania aktuatorem oraz czujnik ciśnienia [16].

• Aktuatory piezoelektryczne

System (rysunek 1) oparty jest na szczytowaniu wartości ciśnienia wejściowego oraz wyjściowego. Na tej podstawie wysłany zostaje sygnał błędny do specjalnego kontrolera [17].

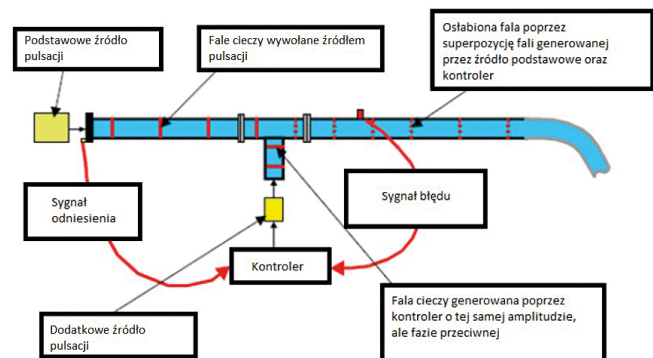


Rys. 2. Przekrój kanału kompensującego pulsację ciśnienia [17]

Kanał znajdujący się w systemie ma zdolność do zmiany swojej średnicy, dzięki czemu zmieniają się również parametry przepływu cieczy. Tym sposobem wytwarzana jest przeciwfaza, która zmniejsza pulsację ciśnienia generowaną przez pompę. Przekrój kanału widoczny jest na rysunku 2 [17].

• Elektromagnetyczne źródło przeciwfali

W systemie tym wykorzystuje się trójnik oraz wzbudnik elektromagnetyczny, który pełni funkcję wytwarzania przeciwfazy. System przedstawiony został na rysunku 3.



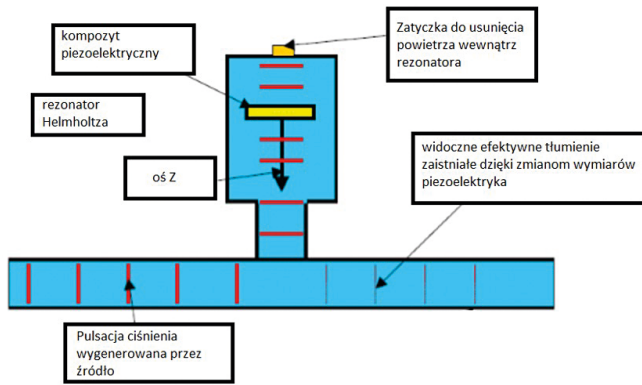
Rys. 3. Schemat wykorzystujący elektromagnetyczne źródło fali [18]

Źródłem pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych jest m.in. pompa wporowa. Przy niej instalowany jest akcelerometr, który pozwala na ustalenie sygnału odniesienia, porównywanego z sygnałem wejściowym. Na tej podstawie oparte jest sterowanie wzbudnikiem elektromagnetycznym [18].

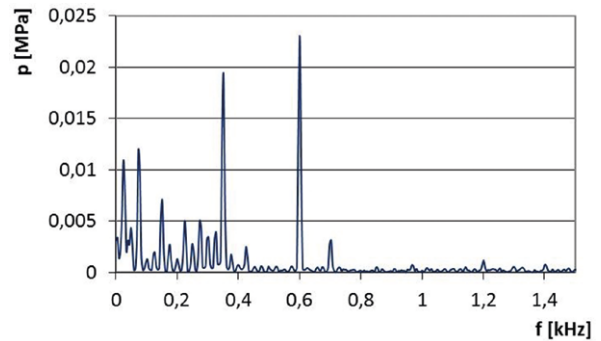
• Rezonator Helmholtza

Metoda ta swoje działanie opiera na piezoelektryku o kształcie prostopadłościanu, który zmienia swoje wymiary w zależności od przyłożonego napięcia. System przedstawiony jest na rysunku 4 [18].

Fala utworzona w rezonatorze jest wzmacniana przez piezoelektryk, a następnie interferuje z falą ciśnienia utworzoną przez źródło, np. pompę [18].



Rys. 4. Schemat wibroizolacji aktywnej wykorzystującej rezonator Helmholtza [18]



Rys. 5. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie mikrohydraulicznym, w którym na mikroawór przelewowy działały drgania mechaniczne o częstotliwości 600 Hz

3. Wpływ drgań na mikroawór przelewowy i układ mikrohydrauliczny

Oddziaływanie zewnętrznych drgań mechanicznych na mikroawór przelewowy uzależnione jest m.in. od stosunku ich częstotliwości i częstotliwości drgań własnych grzybka mikroaworu oraz od ich kierunku. Najbardziej niekorzystny ich wpływ oczekiwany jest w pobliżu częstotliwości rezonansowej f_0 grzybka mikroaworu przelewowego. Autorzy pracy [19] podają zależność pozwalającą oszacować wartość częstotliwości rezonansowej drgań nietłumionych na podstawie cech geometrycznych mikroaworu i parametrów układu mikrohydraulicznego (z uwzględnieniem efektu ściśliwości medium roboczego i przewodów):

$$f_{0z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{W_z \cdot \mu_z \cdot \pi^2 \cdot d_z^3 \cdot \sin \alpha \sqrt{\frac{2p_1}{\rho_0}}}{4m_{gxr}} + \frac{S_{0g}^2 \cdot \beta_z}{V_u \cdot m_{gxr}}} \quad (1)$$

gdzie:

- W_z – współczynnik wzmocnienia zaworu, którego miarą jest tangens nachylenia zlinearyzowanej charakterystyki statycznej $p_1 = f(Q_z)$;
- μ_z – współczynnik przepływu zaworu;
- d_z – średnica gniazda zaworu;
- α – kąt między poboczną grzybka a osią symetrii;
- ρ_0 – gęstość czynnika roboczego;
- p_1 – wartość ciśnienia pracy;
- m_{gxr} – masa zredukowana równa masie grzybka powiększonej o 1/3 masy sprężyny;
- S_{0g} – powierzchnia czynna grzybka;
- β_z – zastępczy moduł sprężystości objętościowej (cieczy i przewodów elastycznych);
- V_u – objętość cieczy zajmowanej w układzie.

Po parametryzacji współczynników równania (1) oszacowano wartość częstotliwości drgań własnych nietłumionych grzybka mikroaworu przelewowego, która wynosi $f_{0z} = 635$ Hz.

Wartości ważniejszych parametrów są następujące:

$$W_z = 2,2 \cdot 10^{10} \left(\frac{Ns}{m^5} \right), \mu_z = 0,67, \alpha_g = 45^\circ, p_1 = 15 \text{ (MPa)},$$

$$\rho_0 = 885 \left(\frac{kg}{m^3} \right), \beta_z = 0,4 \cdot 10^3 \text{ (MPa) przewody elastyczne},$$

$$m_{gxr} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ (kg)}, S_{0g} = \pi \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}, d_z = 2 \cdot 10^{-3} \text{ (m)},$$

$$V_u = 9,5 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)}$$

Sposób ich wyznaczenia szczegółowo podany został w pracy [19].

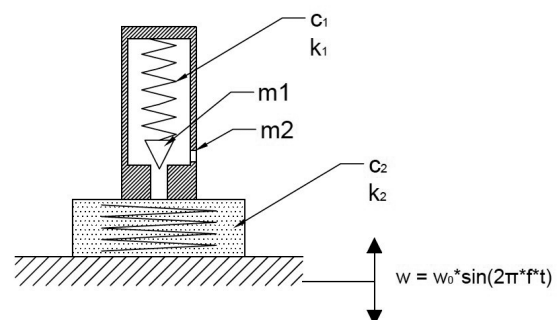
Wpływ zewnętrznych drgań mechanicznych na układ mikrohydrauliczny przedstawia widmo na rysunku 5.

Widmo prezentowane na rys. 5 wskazuje na koincydencję zewnętrznych drgań mechanicznych i pulsacji ciśnienia w układzie, w którym drganiom poddano mikroawór przelewowy.

4. Symulacje komputerowe biernej wibroizolacji na przykładzie mikroaworu przelewowego

Jednym ze sposobów redukcji drgań mikroaworu przelewowego, a co za tym idzie – i pulsacji ciśnienia, jest jego podatne mocowanie do drgającego podłoża. Przeprowadzono symulacje skuteczności takiego mocowania dla różnych postaci podatnego mocowania mikroaworu.

Schematycznie ideę podatnego mocowania mikroaworu przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Schemat przyjętego układu

Układ traktowany jest jako układ dwumasowy, złożony z grzybka o masie m_1 oraz korpusu zaworu o masie m_2 . Model matematyczny przyjętego układu przedstawia się następująco:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 x_1''(t) + k_1 [x_1'(t) - x_2'(t)] + c_1 [x_{st} + x_1(t) - x_2(t)] - \\ - p_1(t) * \frac{\pi d^2}{4} - \frac{\rho [\mu \pi (d - x_1(t) * \sin \alpha * \cos \alpha) x_1(t) \sin \alpha * \sqrt{\frac{2}{\rho} * p_1(t)}]^2}{\pi} * \\ * \left(\frac{\cos \beta}{dx_1(t) \sin \alpha} - \frac{4}{d^2} \right) = 0 \\ \\ m_2 x_2''(t) + k_1 [x_1'(t) - x_2'(t)] + \\ + c_1 [x_2'(t) - x_1'(t) - x_{st}] + F(v^a, x^b) = 0 \\ \\ Q_p - \mu \pi [d - x_1(t) * \sin \alpha * \cos \alpha] x_1(t) \sin \alpha * \sqrt{\frac{2}{\rho} * p_1(t)} - \\ - c p_1'(t) - a_1 p_1(t) - \frac{\pi d^2}{4} [x_1'(t) - w'] = 0 \end{array} \right. \quad (2)$$

Na podstawie parametryzacji współczynników równań modelu (2) przyjęto następujące wartości:

- $m_1 = 0,0025$ [kg] – masa zredukowana równa masie grzybka powiększona o 1/3 masy sprężyny;
- $m_2 = 1$ [kg] – masa korpusu zaworu;
- $x_{st} = 0,0002$ [m] – ugięcie wstępne sprężyny w zaworze;
- $x_{os} = 0,0001$ [m] – ugięcie wstępne wibroizolatora;
- $w_0 = 1,45 \cdot 10^{-7}$ [m] – amplituda wymuszenia;
- $w = w_0 \cdot \sin(2\pi ft)$ – postać wymuszenia;
- $\mu = 0,82$ – współczynnik przepływu zaworu;
- $d = 0,0025$ [m] – średnica gniazda;
- $c = 10^{-15}$ [m⁵/N] – pojemność;
- $\alpha = 45^\circ$ – połowa kąta wierzchołkowego stożka tworzącego grzybek;
- $\beta = 45^\circ$ – kąt wypływu strugi cieczy ze szczeliny;
- $Q_p = 3,4 \cdot 10^{-7}$ [m³/s] – teoretyczna wydajność pompy wyporowej;
- $a_1 = 10^{-17}$ [m⁴ · s/kg] – współczynnik przecieku;
- $k_1 = 80$ N/s – współczynnik tłumienia ruchu grzybka;
- $c_1 = 24000$ N/m – sztywność sprężyn w zaworze;
- $\rho = 880$ kg/m³ – gęstość czynnika roboczego;
- $F(v^a, x^b) = k_2 [x_2'(t)]^a + c_2 [x_{os} + x_2(t)]^b$ – model przyjętego wibroizolatora;
- k_2 oraz c_2 to odpowiednio współczynnik tłumienia oraz sztywność elementu tłumiącego drgania.

Między innymi w zależności od wartości tych parametrów sprawdzano zdolności do redukcji amplitudy przyspieszenia drgań korpusu zaworu.

Przyjęcie warunków początkowych pozwoliło na otrzymanie rozwiązania modelu (2) w postaci przebiegów czasowych: x_1 – przemieszczenie elementu sterującego zaworu

(grzybka), x_2 – przemieszczenie korpusu zaworu, p_1 – ciśnienie pracy.

Pierwsze i drugie równanie w wyznaczonym modelu matematycznym dotyczą bilansu sił działających odpowiednio na element sterujący zaworu (grzybek) oraz korpus zaworu.

Trzecie równanie opisuje bilans natężenia przepływu w pracującym układzie hydraulicznym, wykluczając udział zaworu maksymalnego.

Z powodu ograniczonej ilości miejsca przedstawia się przykładowe wyniki symulacji dla przedziału częstotliwości wymuszeń od 630 Hz do 905 Hz, z krokiem co 25 Hz dla wybranych postaci i wartości parametrów wibroizolatora.

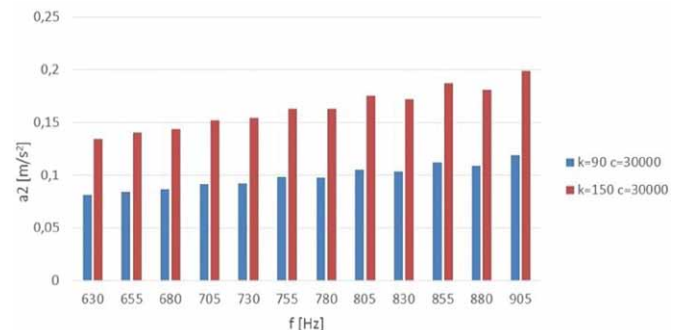
Postać wibroizolatora została wyrażona poprzez następujące równania:

- równanie bez uwzględnienia wymuszenia:
 $F(v^a, x^b) = k_2 [x_2'(t)]^a + c_2 [x_{os} + x_2(t)]^b$
- równanie uwzględniające wymuszenie kinematyczne:
 $F([v - w'(t)]^a, [x - w(t)]^b) =$
 $= k_2 [x_2'(t) - w']^a + c_2 [x_{os} + x_2(t) - w]^b$

Postać wibroizolatora 1:

$$F(v - w'(t), [x - w(t)]^2)$$

Badanie symulacyjne polegało na zmianie wartości stałej tłumienia oraz obserwowaniu zmian amplitudy a_2 . Przyjęto wartości $k = 90$ Ns/m oraz $k = 150$ Ns/m przy sztywności wibroizolatora równej 30000 N/m². W obu największą wartość a_2 odnotowano dla częstotliwości 905 Hz, co jest widoczne na rysunku 7.



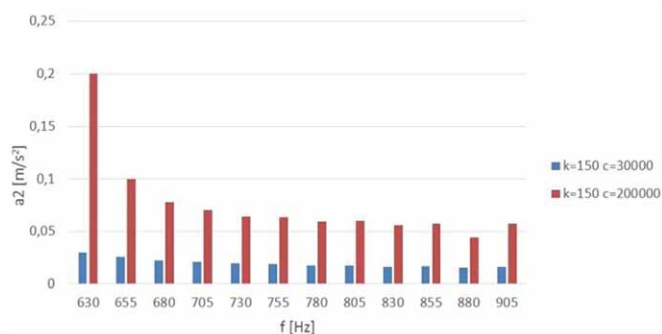
Rys. 7. Amplituda przyspieszenia drgań korpusu zaworu w zależności od przyjętej wartości stałej tłumienia

Lepszą zdolność izolacji drgań wykazał wibroizolator o mniejszej wartości stałej tłumienia. Amplituda przyspieszenia drgań korpusu zaworu wahała się w przedziale wartości od 0,08 m/s² do 0,12 m/s².

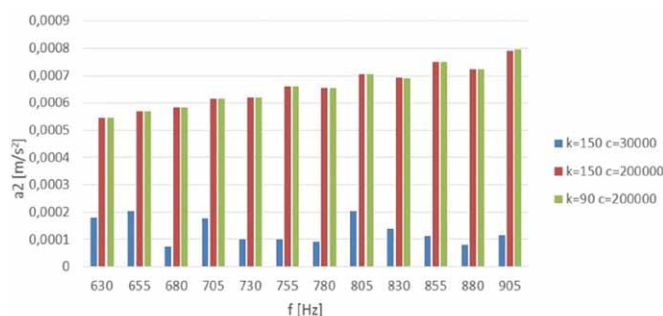
Postać wibroizolatora 2:

$$F([v - w'(t)]^2, x - w(t))$$

Początkowo przeprowadzono badania symulacyjne dla wibroizolatora o zmiennych parametrach sztywności (przyjęto $c = 30000$ N/m oraz $c = 2000000$ N/m) oraz niezmienniej wartości stałej tłumienia ($k = 150$ Ns/m²). Zgodnie z rysunkiem 8 przy większej wartości sztywności, dla



Rys. 8. Amplituda przyspieszenia drgań korpusu zaworu w zależności od przyjętej wartości sztywności zastępczej



Rys. 9. Amplituda przyspieszenia drgań korpusu zaworu w zależności od przyjętej wartości sztywności zastępczej oraz stałej tłumienia

częstotliwości 630 Hz, odnotowano zdecydowane wzmocnienie amplitudy przyspieszenia a_2 . Osiągnęła ona wartość około 0,2 m/s². Przy większych częstotliwościach amplituda malała. Wibroizolator o sztywności równej $c = 30\,000$ N/m wykazał lepsze zdolności izolacji drgań korpusu w całym zakresie analizowanych częstotliwości. W tym przypadku największa odnotowana wartość amplitudy przyspieszenia a_2 wyniosła około 0,03 m/s².

Przy zachowaniu jednakowej wartości sztywności $c = 30\,000$ N/m oraz przyjęciu wartości stałej tłumienia $k = 90$ Ns²/m² oraz $k = 150$ Ns²/m² nie zauważono znacznych różnic amplitudy przyspieszenia drgań korpusu zaworu dla obu przypadków oraz dla wszystkich przyjętych częstotliwości.

Postać wibroizolatora 3:

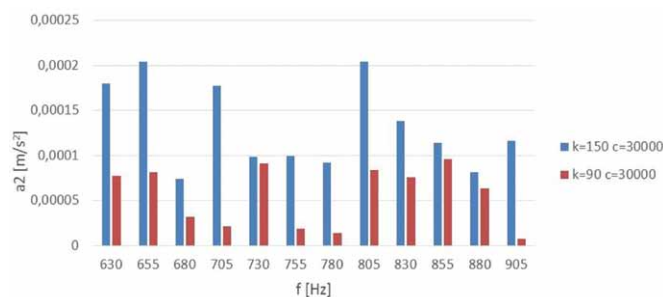
$$F([\nu - w'(t)]^2, [x - w(t)]^2)$$

Przyjęte parametry sztywności oraz stałej tłumienia (c, k): (200 000 N/m², 150 Ns²/m²), (200 000 N/m², 90 Ns²/m²), (30 000 N/m², 90 Ns²/m²), (30 000 N/m², 150 Ns²/m²).

Wyniki badań dla powyższych przypadków zaprezentowano na rysunku 9 oraz 10.

Przy zachowaniu stałej sztywności wibroizolatora wynoszącej 200 000 N/m² zmiana wartości stałej tłumienia nie wpływa na skuteczność izolacji drgań. Największa amplituda przyspieszenia drgań korpusu zaworu została osiągnięta dla częstotliwości drgań równej 905 Hz i wynosi ona około $8 \cdot 10^{-4}$ m/s². Amplitudy a_2 dla wibroizolatora o sztywności 30 000 N/m² oraz stałej tłumienia 150 Ns²/m² były zdecydowanie mniejsze niż w poprzednich przypadkach. Największą wartość amplitudy a_2 (około $2,05 \cdot 10^{-4}$ m/s²) odnotowano przy częstotliwości 655 Hz.

Następnie przeprowadzono badanie, które miało na celu sprawdzenie wpływu stałej tłumienia na skuteczność wibroizolacji przy założeniu niższej wartości sztywności, która wynosiła 30 000 N/m². Otrzymane wyniki zostały przedstawione na rysunku 10. W odróżnieniu od poprzednich zależności stała tłumienia znacznie wpływała na otrzymane wyniki. Skuteczniejszy okazał się wibroizolator o wartości stałej tłumienia równej $k = 90$ Ns²/m². Największą wartość amplitudy przyspieszenia drgań korpusu zaworu zaobserwowano przy



Rys. 10. Amplituda przyspieszenia drgań korpusu zaworu w zależności od przyjętej wartości stałej tłumienia

częstotliwości 855 Hz i wynosiła ona $9,63 \cdot 10^{-5}$ m/s². Podobne wyniki dla obu wibroizolatorów otrzymano dla częstotliwości 730 Hz, 805 Hz oraz 880 Hz. W pozostałych przypadkach znacznie większe amplitudy a_2 odnotowano dla wibroizolatora o większej stałej tłumienia ($k = 150$ Ns²/m²).

Najlepsze zdolności izolacji drgań odnotowano dla wibroizolatora o sztywności równej $c = 30\,000$ N/m² oraz stałej tłumienia $k = 90$ Ns²/m².

Podsumowanie

Napęd hydrauliczny znajduje bardzo szerokie zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu, jednak należy zwrócić uwagę na zjawiska towarzyszące ich eksploatacji. W artykule skupiono się na zjawisku pulsacji ciśnienia. Przedstawiono bierne oraz aktywne metody redukcji drgań oraz pulsacji ciśnienia.

Badania zaprezentowane w artykule dotyczą mikrozworu maksymalnego. Elementem sterującym rozpatrywanego zaworu jest grzybek. Istotnym punktem badań było wyznaczenie częstotliwości drgań własnych grzybka, ponieważ to na jej podstawie dobierane są elementy tłumiące. W celu izolacji drgań symulowanego układu wykorzystano bierne metody oparte na działaniu wibroizolatorów o nieliniowych charakterystykach oraz różnych wartościach stałej tłumienia oraz sztywności zastępczej. Największa skuteczność wibroizolacji


powinna znajdować się przy wartości częstotliwości drgań własnych grzybka, które obliczono przy uwzględnieniu założeń dotyczących ciśnienia pracy oraz objętości cieczy roboczej występującej w układzie.

Najlepsze wyniki izolacji drgań uzyskano przy zastosowaniu wibroizolatora charakteryzującego się stałą tłumienia $k = 90 \text{ N s}^2/\text{m}^2$, sztywnością zastępczą $c = 30\,000 \text{ N/m}^2$ oraz nieliniową charakterystyką wyrażoną funkcją: $F([v - w'(t)]^2, [x - w(t)]^2)$.

W powyższym przypadku uzyskana amplituda przyspieszenia drgań korpusu zaworu wynosiła zaledwie $9,6 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}^2$. Dobór wibroizolatora powinien być tak przeprowadzony, aby jego skuteczność była największa w okolicach częstotliwości drgań własnych elementu sterującego mikrozaworu bądź korpusu mikrozaworu, jeśli przyjąć, że drgający korpus jest wymuszeniem dla grzybka mikrozaworu.

Literatura

- [1] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1984.
- [2] TOMASIAK E.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne i pneumatyczne*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
- [3] KOLLEK W.: *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011.
- [4] Dyrektywa nr 98/37/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 22 czerwca 1988 r. w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich odnoszących się do maszyn.
- [5] Dyrektywa nr 2000/14/EC Parlamentu Europejskiego i Rady z 8 maja 2000 r. w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących emisji hałasu do środowiska przez urządzenia używane na zewnątrz pomieszczeń.
- [6] Dyrektywa nr 2003/10/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 6 lutego 2003 r. w sprawie minimalnych wymagań w zakresie ochrony zdrowia i bezpieczeństwa dotyczących narażenia pracowników na ryzyko spowodowane czynnikami fizycznymi
- [7] KOLLEK W., KUDŹMA Z., RUTAŃSKI J.: *Hałas maszyn budowlanych z napędem hydrostatycznym*. „Przegląd Mechaniczny” 1/2006.
- [8] KOLLEK W., KUDŹMA Z.: *Doświadczenia własne w wyciszaniu maszyn z napędem hydrostatycznym*. Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego. Konferencja naukowo-techniczna, 16–17 września, Wrocław: SIMP Ośrodek Doskonalenia Kadr [2010], s. 116–134.
- [9] BALTES H., GROBEN M., POST M., WEBER N.: *Primary and secondary measures to reduce the noise of hydraulic fluid power systems*. 3rd International Fluid Power Conference, Aachen 2002.
- [10] CEMPEL C.: *Wibroakustyka stosowana*. PWN, Warszawa 1989.
- [11] KUDŹMA Z.: *Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
- [12] KUDŹMA Z.; MACKIEWICZ J.: *Wpływ parametrów pracy pompy wielotłoczkowej w warunkach kawitacji na jej hałaśliwość*. Konferencja „Napędy i sterowania hydrauliczne”. Wrocław – Szklarska Poręba, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1996.
- [13] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Identyfikacja pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym*. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2007. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna, 10–12 października 2007, Wrocław: Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP 2007, s. 205–217.
- [14] HOFFMAN D.: *Einfluss verschiedener Belastungswiderstände auf Druckschwingungen hinter eine Verdrängermaschine*. „Ölhydraulik und Pneumatik” 1/1976.
- [15] GAWRYŚ E., PALCZAK E., KUDŹMA Z., RUTAŃSKI J.: *Możliwości obniżenia hałasu pomp łopatkowych*. Raport Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004, seria SPR nr 2.
- [16] SZMOLKE P.: *Modelowanie układu wibroizolacji biernej zaworów mikrohydraulicznych w oparciu o materiały o nieliniowych charakterystykach*, Praca magisterska, Wrocław 2016.
- [17] MAILLARD J.P.: *Active Control of Pressure Pulsations in Piping Systems*. Department of applied signal processing University of Karlskrona/Ronneby.
- [18] SATISH C.K.: *Active, Passive and Active/Passive Control Techniques for Reduction of Vibrational Power Flow in Fluid Filled Pipes*. Virginia Polytechnic Institute and State University; Blacksburg, Virginia 2000, s. 138–176.
- [19] FIGIEL A., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Ocena właściwości dynamicznych mikrozaworu maksymalnego*. „Hydraulika i Pneumatyka” 1/2016.

 dr hab. inż. Michał Stosiak prof. nadzw. PWR – Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, e-mail: michal.stosiak@pwr.edu.pl;

mgr inż. Piotr Szmolke – absolwent Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej, e-mail: szmolke.piotr@gmail.com

artykuł recenzowany