

ANALIZA WŁASNOŚCI WIBROIZOLATORÓW AKTYWNYCH TYPU PODUSZKA POWIETRZNA

ANDRZEJ GOŁAŚ
JANUSZ KOWAL
MAREK SZEPSKI

Akademia Górniczo—Hutnicza, Kraków

1. Wprowadzenie

Cechą charakterystyczną współczesnych maszyn i urządzeń jest ich szybkobieżność, duża moc, oraz zmienne obciążenia członów i par kinematycznych wywołane wymuszeniami siłowymi. Działające na maszyny lub urządzenia wymuszenia siłowe oraz pochodzące od podłoża wymuszenia kinematyczne wywołują ich stan drganiowy, który będziemy nazywać wibroaktywnością.

Drgania maszyn i urządzeń oraz ich podzespołów wpływają niekorzystnie na ich właściwości eksploatacyjne, będąc powodem obniżenia niezawodności i trwałości. Wpływają również niekorzystnie na realizowany proces technologiczny dając np. mniejszą dokładność i wreszcie są źródłem zakłóceń emitowanych w otoczenie techniczne i ludzkie. Zapewnienie niezawodności i trwałości maszyn i urządzeń jak również zabezpieczenie ludzi i otoczenia przed szkodliwym wpływem drgań wymaga zastosowania skutecznych sposobów i środków przeciwdziałających ich powstawaniu lub rozprzestrzenianiu się.

W dalszych rozważaniach maszyny, urządzenia i ich podzespoły nazywać będziemy obiektami. Zajmować się będziemy zmniejszeniem wybranych parametrów drgań generowanych podczas eksploatacji maszyn.

Stosowane powszechnie tradycyjne wibroizolatory pasywne składające się z elementów inercyjnych, sprężystych i tłumiących charakteryzują się małą efektywnością w zakresie niskich częstotliwości wymuszeń, a także przy działaniu wibracji o szerokim paśmie częstotliwości [5, 6, 7, 11]. W tych przypadkach szerokie zastosowanie znajdują sterowane układy wibroizolacji tzw. układy aktywne. Sterowanie w tych układach sprowadza się do kompensacji wymuszeń zakłócających oddziałujących na obiekt wibroizolacji za pomocą dodatkowych źródeł energii.

Układy aktywne stosuje się w celu wibroizolacji obiektów technicznych, które charakteryzują się dużymi wymaganiami odnośnie dopuszczalnego poziomu drgań np. wibroizolacja precyzyjnych obrabiarek [7, 12], aparatury kontrolno-sterującej [15], siedziska operatora maszyn [2] itp. W skład struktury aktywnych układów wibroizolacji wchodzi

elementy: pomiarowe, sterujące, wzmacniające i wykonawcze. W charakterze elementów pomiarowych wykorzystuje się czujniki siły, przemieszczeń, prędkości lub przyspieszeń. Sygnały z czujników charakteryzują jakość wibroizolacji i wykorzystane są do formowania sygnałów sterujących realizowanych przez elementy pętli sprzężenia zwrotnego. Po wzmocnieniu sygnały te podawane są do elementów wykonawczych formujących dodatkowe sterowane wymuszenie oddziałujące na obiekt wibroizolacji. Te czynniki determinują fakt, że koszt wibroizolacji aktywnej jest zdecydowanie większy od rozwiązań klasycznych. W wielu przypadkach w ocenie celowości zastosowania wibroizolacji aktywnej istotną rolę odgrywają niewyliczalne efekty pozaekonomiczne, które stanowią główną przesłankę jej stosowania np. w przypadku ochrony przed szkodliwym wpływem drgań. Są też przypadki gdy tańsze rozwiązania z natury swojej nie mogą dać oczekiwanych rezultatów. W zależności od rodzaju elementu wykonawczego rozróżniamy: pneumatyczne, hydrauliczne, elektromechaniczne, elektromagnetyczne i kombinowane aktywne układy wibroizolacji.

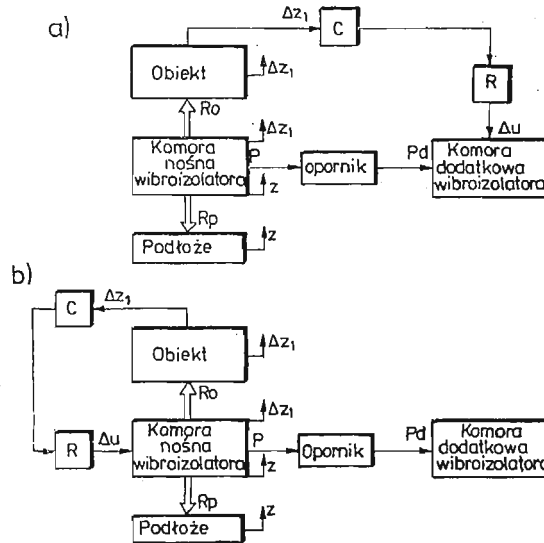
Wybór typu układu zależy od wymagań technicznych. Układy hydrauliczne stosuje się gdy wymagana jest duża sztywność statyczna [7]. Układy pneumatyczne pozwalają uzyskać małą sztywność statyczną (poniżej 2 Hz) [16, 17]. Elektromagnetyczne elementy wykonawcze charakteryzują się małą bezwładnością i umożliwiają zmiany charakterystyk amplitudowo — częstotliwościowych w szerokich zakresach częstotliwości [4].

Możliwości oraz sposoby zmian charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych wibroizolatora w funkcji zmian wymuszeń rozpatrzemy na przykładzie pneumatycznego elementu sprężystego. Tego rodzaju elementy mają szereg zalet, z których najważniejszymi są łatwość sterowania sprężystością i tłumieniem w ograniczonych zakresach oraz możliwość uzyskania różnej obciążalności przy tych samych wymiarach elementu [3, 14].

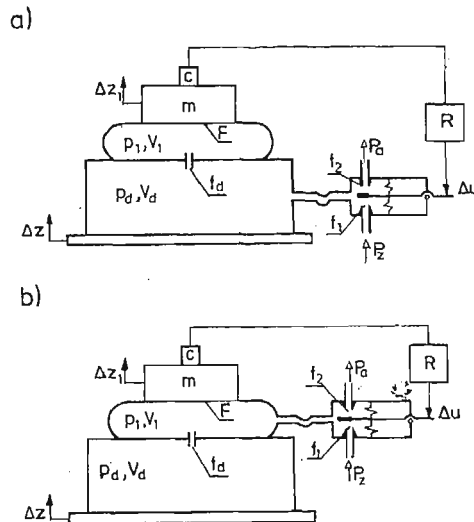
W pneumatycznych wibroizolatorach aktywnych zmiany charakterystyk uzyskuje się przez zmiany ciśnienia lub objętości komory wibroizolatora [8]. Zmiany objętości wibroizolatora można realizować przez dołączenie komory dodatkowej. Pozwala to również dla małych częstotliwości wymuszeń na formowanie siły dyssypatywnej przez tłumienie przepływu powietrza z komory nośnej do komory dodatkowej wibroizolatora. Własności takiego układu wibroizolacji zależą od rozwiązań strukturalnych i parametrów technicznych wibroizolatora oraz od charakterystyki regulatora.

2. Rozwiązania strukturalne pneumatycznych wibroizolatorów aktywnych

W skład struktury pneumatycznego wibroizolatora aktywnego wchodzi: komora nośna, komora dodatkowa i opornik pneumatyczny (rys. 1). Komory i oporniki pneumatyczne tworzą kaskadę pneumatyczną posiadającą własności elementu sprężysto-tłumiącego. Formowanie dodatkowego wymuszenia sterowanego można realizować w dwojaki sposób. W układzie A (rys. 1a) regulator oddziałuje na komorę dodatkową wibroizolatora wywołując zmiany ciśnienia w tej komorze. W układzie B (rys. 1b) regulator wywołuje zmiany ciśnienia w komorze nośnej wibroizolatora. W skład układu regulacji wchodzi czujnik C i regulator R. OchYLENIA parametrów drgań z_1 od wartości początkowych (w położeniu równowagi statycznej) mierzone są za pomocą czujnika C. Sygnał z czujnika przekazywany jest do regulatora R, który formuje sygnał sterujący oddziałujący na obiekt regulacji (komora nośna lub dodatkowa).



Rys. 1. Schematy strukturalne wibroizolatorów pneumatycznych.



Rys. 2. Modele fizyczne aktywnych wibroizolatorów pneumatycznych; a) struktura A — sterowanie napięciem dopływu powietrza do komory dodatkowej; b) struktura B — sterowanie napięciem dopływu powietrza do komory nośnej.

Zakres zmian własności sprężysto-tłumiących zależy od parametrów konstrukcyjnych wibroizolatora i charakterystyki regulatora. Wartości parametrów konstrukcyjnych wyznacza się dla konkretnego obiektu na drodze prostych obliczeń konstrukcyjnych lub metodą symulacji analogowej [13].

Dobór parametrów regulatora optymalnego przeprowadzono na drodze symulacji cyfrowej dla opisanych wyżej struktur pneumatycznych wibroizolatorów sterowanych, których modele fizyczne przedstawiono na rysunku 2.

Obiekt wibroizolacji o masie m posadowiony jest na komorze nośnej wibroizolatora typu poduszka powietrzna o objętości V_1 . Komora dodatkowa o objętości V_d połączona jest z komorą nośną za pomocą opornika laminarnego o efektywnej powierzchni przekroju f_d . Zmiany ciśnienia w komorze nośnej lub dodatkowej realizowane są za pomocą elementu dysza-przysłona o efektywnej powierzchni przekroju f_1 i f_2 . Elementy te stanowią obiekt sterowania.

3. Modele matematyczne obiektów sterowania

Opis matematyczny obiektów sterowania (rys. 2a i b) przeprowadzono przy następujących założeniach upraszczających:

- procesy nieustalone przepływu powietrza przez opornik przyjęto jako kwazistatyczne,
- zmiana stanu powietrza w komorach wibroizolatora podlega przemianie izotermicznej,
- powierzchnia efektywna wibroizolatora F i ciśnienie zasilania p_z są stałe,
- współczynnik sprężystości powłoki gumowej jest pomijalnie mały, co jest możliwe do przyjęcia przy założeniu małych przemieszczeń obiektu [10],
- ruch wibroizolowanego obiektu odbywa się w jednym kierunku z .

przy wyprowadzaniu równań przyjęto następujące oznaczenia dla warunków równowagi statycznej:

- p_1, p_d — ciśnienie bezwzględne w komorze nośnej i dodatkowej,
- V_1, V_d — objętość komory nośnej i dodatkowej,
- z, z_1 — przemieszczenia bezwzględne podłoża i obiektu wibroizolacji,
- Q, q — masa gazu i masowe natężenie przepływu,
- F — efektywna powierzchnia wibroizolatora,
- f_d, f_1, f_2 — efektywne powierzchnie przekrojów przepływu powietrza,
- R, Θ — stała gazowa i temperatura bezwzględna,
- q_a, q_1, q_2 — natężenie przepływu przez powierzchnie f_d, f_1, f_2 .

Powyższe wielkości w procesie przejściowym oznaczono znakiem \sim np. $\tilde{p}_1, \tilde{f}_1, \tilde{q}_1$. Bezwzględne przyrosty w stosunku do wartości początkowych oznaczono znakiem δ np. $\delta p_1 = \tilde{p}_1 - p_1, \delta q_1 = \tilde{q}_1 - q_1$ itd. Względne przyrosty wielkości będące stosunkiem przyrostu bezwzględnego do wartości początkowej oznaczono znakiem Δ np. $\Delta p_1 = \delta p_1 / p_1, \Delta q_1 = \delta q_1 / q_1$ itd. Korzystając z prawa zachowania masy i równania ciągłości strugi dla struktury A (rys. 2a):

— komora nośna

$$\frac{d\tilde{Q}_1}{dt} = \tilde{q}_a, \quad (1)$$

— komora dodatkowa

$$\frac{d\tilde{Q}_d}{dt} = \tilde{q}_1 - \tilde{q}_2 - \tilde{q}_d = \tilde{q}, \quad (2)$$

oraz dla struktury B (rys. 2b):

— komora nośna

$$\frac{d\tilde{Q}_1}{dt} = \tilde{q}_1 - \tilde{q}_2 - \tilde{q}_d = \tilde{q}. \quad (3)$$

— komora dodatkowa

$$\frac{d\tilde{Q}_d}{dt} = q_d, \quad (4)$$

otrzymano równania różniczkowe opisujące procesy przejściowe w komorach wibroizolatorów pneumatycznych o strukturze A i B, które po zlinearyzowaniu zapisano w postaci [8]:

— struktura A

$$\frac{V_1}{R\Theta} \frac{d\delta p_1}{dt} + \frac{p_1 F}{R\Theta} \frac{d(z-z_1)}{dt} = \frac{10}{9} \frac{f_d}{\alpha} \sqrt{\frac{2g}{R\theta}} (\delta p_d - \delta p_1), \quad (5)$$

$$\frac{V_d d\delta p_d}{R\Theta dt} = \frac{\partial q}{\partial p_d} \delta p_d + \frac{\partial q}{\partial f_1} \delta f_1 + \frac{\partial q}{\partial f_2} \delta f_2 - \frac{10f_d}{9\alpha} \sqrt{\frac{2g}{R\theta}} (\delta p_d - \delta p_1), \quad (6)$$

— struktura B

$$\frac{V_1}{R\Theta} \frac{d\delta p_1}{dt} + \frac{p_1 F}{R\Theta} \frac{d(z-z_1)}{dt} = \frac{\partial q}{\partial p_d} \delta p_d + \frac{\partial q}{\partial f_1} \delta f_1 + \frac{\partial q}{\partial f_2} \delta f_2 - \frac{10f_d}{g\alpha} \sqrt{\frac{2g}{R\theta}} (\delta p_d - \delta p_1), \quad (7)$$

$$\frac{V_d}{R\Theta} \frac{d\delta p_d}{dt} = \frac{10}{9} \frac{f_d}{\alpha} \sqrt{\frac{2g}{R\theta}} (\delta p_d - \delta p_1), \quad (8)$$

gdzie: g — przyspieszenie ziemskie,

$$\alpha = \sqrt{\frac{p_d - p_1}{p_1}}.$$

Przekształcając równania od (5) do (8) oraz przechodząc na przyrosty względne otrzymano:

— struktura A

$$\tau_1 \Delta \dot{p}_1 + \Delta p_1 = \tau_1 (\Delta z - \Delta z_1) + \Delta p_d, \quad (9)$$

$$\tau_d \Delta \dot{p}_d + \Delta p_d = K_1 \Delta f_1 + K_2 \Delta f_2 + K_3 \Delta p_1, \quad (10)$$

— struktura B

$$\tau_1 \Delta \dot{p}_1 + \Delta p_1 = \tau_1 (\Delta \dot{z} - \Delta \dot{z}_1) + K_1 \Delta f_1 + K_2 \Delta f_2 + \Delta p_d, \quad (11)$$

$$\tau_d \Delta \dot{p}_d + \Delta p_d = K_3 \Delta p_1, \quad (12)$$

gdzie:

$$\tau_1 = \frac{9V_1 \alpha}{10f_d \sqrt{2gR\theta}},$$

$$\tau_d = \frac{V_d}{R\Theta(10/9 \cdot f_d/\alpha\psi)},$$

$$K_1 = \frac{f_1 \cdot \partial q / \partial f_1}{p_1 \cdot 10/9 \cdot f_d/\alpha \cdot \psi},$$

$$K_2 = \frac{f_2 \cdot \partial q / \partial f_2}{p_1 \cdot 10/9 \cdot f_d/\alpha \cdot \psi},$$

$$K_3 = \frac{10/9 \cdot f_d / \alpha \sqrt{2g/R\Theta}}{10/9 \cdot f_d / \alpha \psi_1},$$

$$\psi = \sqrt{2g/R\Theta} - \partial q / \partial p_d,$$

$$\psi_1 = \sqrt{2g/R\Theta} - \partial q / \partial p_1.$$

Równanie różniczkowe elementu dysza przysłona można zapisać w postaci [8]:

$$\tau_r \Delta f + \Delta f = K_r \cdot \Delta u, \quad (13)$$

gdzie:

$$\Delta f = \Delta f_1 - \Delta f_2,$$

τ_r, K_r — stała czasowa i współczynnik wzmocnienia zależne od parametrów konstrukcyjnych układu.

Równanie ruchu obiektu wibroizolacji przyjmie postać

$$\tau_0^2 \Delta \ddot{z}_1 = \Delta p_1, \quad (14)$$

gdzie:

$$\tau_0^2 = z_1(p_1 - 1) / gp_1.$$

Przekształcając równania (9), (10), (11), (12), (13) i (14) układy równań różniczkowych opisujące podstawowe struktury pneumatycznych wibroizolatorów aktywnych można przedstawić w postaci równań stanu:

— dla struktury A

$$\begin{bmatrix} \Delta \dot{p}_1 \\ \Delta \dot{p}_d \\ \Delta \dot{f} \\ \Delta \dot{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_1} & \frac{1}{\tau_1} & 0 & -1 \\ \frac{K_3}{\tau_d} & -\frac{1}{\tau_d} & \frac{K}{\tau_d} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_r} & 0 \\ \frac{1}{\tau_0^2} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta p_1 \\ \Delta p_d \\ \Delta f \\ \Delta v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_r}{\tau_r} \\ 0 \end{bmatrix} |\Delta u|, \quad (15)$$

— dla struktury B

$$\begin{bmatrix} \Delta \dot{p}_1 \\ \Delta \dot{p}_d \\ \Delta \dot{f} \\ \Delta \dot{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_1} & \frac{1}{\tau_1} & \frac{K}{\tau_1} & -1 \\ \frac{K_3}{\tau_d} & -\frac{1}{\tau_d} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_r} & 0 \\ \frac{1}{\tau_0^2} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta p_1 \\ \Delta p_d \\ \Delta f \\ \Delta v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_r}{\tau_r} \\ 0 \end{bmatrix} |\Delta u|, \quad (16)$$

gdzie: $K = K_1 = K_2$, $v = \dot{z}_1$ — prędkość drgań obiektu.

Powyższe modele matematyczne podstawowych struktur pneumatycznych wibroizolatorów aktywnych typu poduszka powietrzna posłużyły do doboru parametrów regulatora optymalnego.

4. Optymalizacja sterowania wibroizolatora aktywnego

Syntezę optymalnych charakterystyk regulatora przeprowadzono stosując zasadę maksimum Pontriagina. Zakładając, że czas regulacji jest zadany, zadanie polegało na wyznaczeniu sterowania Δu , spełniającego układ równań różniczkowych (15) lub (16), które minimalizuje wskaźnik jakości [15].

$$J = \int_0^{\infty} \mathbf{C}x(\mathbf{C}x)^T dt + \gamma \int_0^{\infty} (\Delta u)^T \Delta u dt, \quad (17)$$

gdzie: $x^T = (\Delta p_1, \Delta p_d, \Delta f, \Delta v)$ — wektor stanu,

$\mathbf{C} = \text{col } [0, 0, 0, 1]$ — macierz obserwacji,

t — czas sterowania = ∞ ,

γ — współczynnik wagi.

Pierwszy składnik wskaźnika jakości uwzględnia minimalizację prędkości drgań obiektu wibroizolacji Δv i jest miarą energii kinetycznej wibroizolowanego obiektu. Drugi człon kryterium jakości winien zapewnić minimalizację amplitudy sterowania i jest miarą energii potencjalnej przysłony sterującej dopływem sprężonego powietrza. Wprowadzenie do wskaźnika jakości (zamiast ograniczeń nierównościowych) zależności od sygnałów sterujących $u(t)$, mających charakter „kary” tym większej im większe są wartości bezwzględne tych sygnałów, pozwala na otrzymanie regulatora, którego sygnały wyjściowe są ograniczone (1).

Korzystając z zasady Pontriagina dla stanu ustalonego wyznaczono sterowanie optymalne, które jest funkcją stanu układu o postaci:

$$\Delta u^* = -\gamma^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{K} \cdot x, \quad (18)$$

gdzie: $\mathbf{B}^T = \left[0, 0, \frac{K_r}{\tau_r}, 0 \right]$ jest macierzą wejść, natomiast K jest rozwiązaniem równania

Riccatiego o postaci:

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{A} + \mathbf{A}^T \cdot \mathbf{K} + \gamma^{-1} \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{B}^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{K} - \mathbf{P} = 0, \quad (19)$$

gdzie: \mathbf{A} — macierz stanu,

$\mathbf{P} = \mathbf{C}^T \cdot \mathbf{C}$,

\mathbf{C} — macierz wyjść.

W rozpatrywanym przypadku otrzymano układ szesnastu równań algebraicznych nieliniowych, z których wyznaczono stałe $K_{31} \dots K_{34}$ zależne od parametrów konstrukcyjnych układu. Sterowanie optymalnie przyjmuje wtedy postać:

$$\Delta u^* = -\gamma(K_{31} \Delta p_1 + K_{32} \Delta p_d + K_{33} \Delta f + K_{34} \Delta v), \quad (20)$$

Wynika stąd, że zaproponowane sformułowanie problemu doprowadziło do rozwiązania

w postaci stosunkowo prostego w realizacji regulatora, który wymaga jednak pomiaru wszystkich zmiennych stanu.

Ze względu na to, że w analizowanych układach tylko jedna zmienna stanu Δv jest bezpośrednio dostępna należy zastosować blok odtworzenia zmiennych stanu tzw. obserwator. Zadaniem obserwatora jest odtworzenie na podstawie odpowiedzi $y = \Delta v$ pozostałych zmiennych stanu [1].

Badanie wpływu struktury pneumatycznego układu wibroizolacji aktywnej oraz współczynnika wagi γ na skuteczność wibroizolacji przeprowadzono na drodze symulacji cyfrowej.

5. Badanie wpływu struktury układu na skuteczność wibroizolacji

Pod pojęciem skuteczności wibroizolacji będziemy rozumieć stopień realizacji celu wibroizolacji przy pomocy pneumatycznego układu aktywnego. Porównując interesujące nas wartości parametrów drgań obiektu (przemieszczenie, prędkość, przyspieszenie lub siłę przenoszoną na podłoże) przed i po wprowadzeniu wibroizolacji wnioskuje się o jej skuteczności. Skuteczność wibroizolacji zależy od współczynnika przeniesienia T i można ją określić ze wzoru [6]:

$$e = (1 - T) 100\%. \quad (21)$$

Z zależności tej wynika, że skuteczność wibroizolacji jest tym większa im mniejszy jest współczynnik przeniesienia T . Podstawą oceny skuteczności wibroizolacji jest więc wartość współczynnika przeniesienia T definiowanego jako stosunek wartości parametru drgań obiektu przed i po wprowadzeniu wibroizolacji [6]:

$$T = \left| \frac{\Delta z_1}{\Delta z} \right| = \left| \frac{\Delta \dot{z}_1}{\Delta \dot{z}} \right| < 1. \quad (22)$$

Dla liniowego układu o jednym stopniu swobody przy wymuszeniu harmonicznym o częstotliwości ω , współczynnik przeniesienia T wyrazi się zależnością:

$$T = \sqrt{\frac{1 + 4r^2(\omega/\omega_0)^2}{(1 - \omega^2/\omega_0^2)^2 + 4r^2(\omega/\omega_0)^2}}, \quad (23)$$

gdzie: r — względny współczynnik tłumienia,
 ω_0 — częstość drgań własnych.

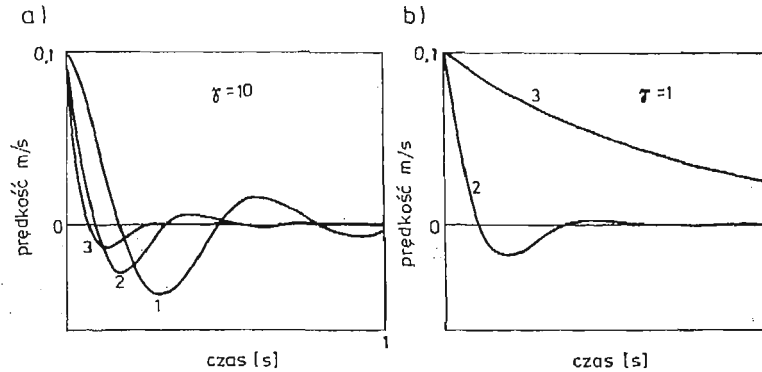
Z zależności tej wynika, że $T < 1$ w zakresie częstotliwości $\omega > \sqrt{2}\omega_0$ tj. w zakresie rezonansowym i jest tym mniejszy im mniejszy jest współczynnik tłumienia r . Z zależności (23) wynika, że współczynnik przeniesienia T zależy od częstotliwości, można więc mówić o skuteczności wibroizolacji dla danej częstotliwości lub w zadanym zakresie częstotliwości.

Badania symulacyjne zależności współczynnika przeniesienia T od częstotliwości wymuszenia dla różnych struktur pneumatycznych wibroizolatorów aktywnych przeprowadzono dla następujących parametrów konstrukcyjnych wibroizolatorów (rys. 2a i 2b):

$$V_0 = 0,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3, \quad f_d = f_1 = f_2 = 10^{-6} \text{ m}^2, \quad K_r = 10, \\ V_d = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3, \quad F = 0,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2, \quad \tau_r = 0,01 \text{ s}, \quad P_{st} = 60 \text{ N}.$$

Dobór współczynnika wagi γ przeprowadzono metodą prób i błędów badając charakterystyczne wielkości przebiegu przejściowego regulacji takie jak: czas ustalenia się przebiegu przejściowego, odchylenie maksymalne i przeregulowanie. Badania przeprowadzono dla różnych wartości γ z zakresu 0,1 do 100 [9].

Przykładowe wykresy odpowiedzi układu na zakłócenie skokowe dla $\gamma = 1$ i $\gamma = 10$ przedstawiono na rysunkach 3a i 3b.



Rys. 3. Przebiegi prędkości drgań obiektu wibroizolacji przy zakłóceniu skokowym, dla różnych struktur układów: 1 — bez sterowania, 2 — struktura A, 3 — struktura B

Z wykresów tych wynika, że wartość współczynnika wagi γ ma decydujący wpływ na jakość regulacji, a w szczególności na odchylenie maksymalne i czas regulacji. Zmniejszenie współczynnika wagi γ powoduje wzrost czasu regulacji w przypadku struktury B (rys. 3)

Przyjmując do dalszych badań $\gamma = 1$ i $\gamma = 10$ wyznaczono sterowania optymalne dla podstawowych struktur pneumatycznych wibroizolatorów aktywnych w postaci:

— dla struktury A (rys. 2a)

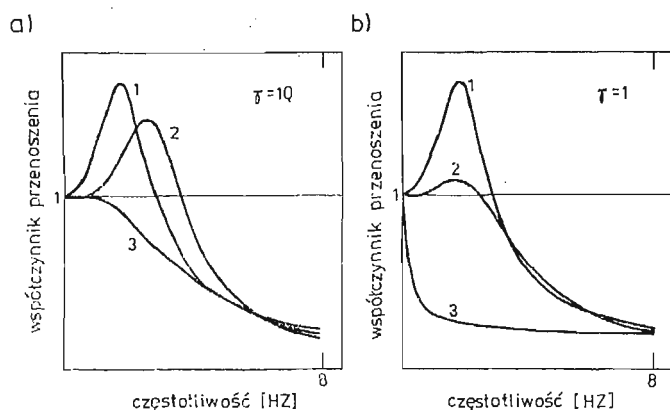
$$\Delta u_A^* = (0,1 \Delta p_1 + 1,43 \Delta p_d + 2,78 \Delta f + \Delta v), \quad (24)$$

— dla struktury B (rys. 2b)

$$\Delta u_B^* = (0,1 \Delta p_1 + 2,43 \Delta p_d + 1,7 \Delta f + \Delta v). \quad (25)$$

Zależność współczynnika przeniesienia drgań T od częstotliwości dla analizowanych układów przedstawiono na rysunku 4a i 4b. Z wykresów tych wynika, że współczynnik przeniesienia drgań pneumatycznych wibroizolatorów aktywnych (wykres 2 i 3) jest znacznie mniejszy niż pneumatycznego wibroizolatora nie sterowanego (wykres 1) o tych samych parametrach konstrukcyjnych. Wibroizolator aktywny o strukturze B (wykres 3) pozwala na odstrojenie układu od rezonansu i współczynnik przeniesienia T dla tego wibroizolatora jest mniejszy od jedności w całym zakresie częstotliwości.

Wartości współczynnika przeniesienia T zmieniają się również wraz ze zmianą współczynnika wagi γ . Porównując wykresy współczynnika przeniesienia dla $\gamma = 10$ (rys. 4a)



Rys. 4. Wykresy współczynnika przenoszenia drgań układu wibroizolacji aktywnej i pasywnej.

i $\gamma = 1$ (rys. 4b) można stwierdzić, że ze względu na skuteczność wibroizolacji dla obu struktur wibroizolatorów korzystniejszy jest współczynnik wagi $\gamma = 1$. Szczególnie dobrymi własnościami wibroizolacyjnymi charakteryzuje się w tym przypadku wibroizolator o strukturze B.

6. Wnioski

Pneumatyczne wibroizolatory sterowane mogą znaleźć szerokie zastosowanie w układach wibroizolacji maszyn i urządzeń oraz ich podzespołów. Przeprowadzone badania wykazały, że cechują się one znacznie większą skutecznością wibroizolacji w szerokim zakresie częstotliwości w porównaniu z tradycyjnymi wibroizolatorami nie sterowanymi. Pozwala to na zwiększenie niezawodności i trwałości maszyn i urządzeń jak również zabezpieczenie ludzi i otoczenia przed szkodliwym wpływem drgań.

Analiza wyników badań symulacyjnych wibroizolatorów sterowanych wykazała istotny wpływ różnych rozwiązań strukturalnych regulatora na skuteczność wibroizolacji. Przeprowadzone badania dwóch struktur wibroizolatorów wykazały, że szczególnie korzystna jest tu struktura, w której sygnał sterujący oddziałuje bezpośrednio na komorę nośną wibroizolatora. Skuteczność wibroizolacji tego wibroizolatora w zakresie częstotliwości większych od 2 Hz wynosi 76%, natomiast w zakresie częstotliwości poniżej 2 Hz wynosi średnio 45%. Jest to bardzo ważna jego zaleta ponieważ tradycyjne wibroizolatory pasywne powodują wzmocnienie drgań podłoża w zakresie małych częstotliwości.

Literatura

1. M. ATHANS, P. FALB, *Sterowanie optymalne*, WNT Warszawa 1979.
2. I. BALLO, J. HERGOTT, *Analyza dynamických vlastnosti sustavy aktivnej izolacie kmitania*, Strojnický časopis — Bratislava 1974 s. 6.
3. D. GEE-CLAUGH, R. A. WALLER, *On improved self damped pneumatic isolator*, J. Sound Vib. 1968 Nr 8.
4. М. Д. ГЕНКИН, В. Г. ЭЛЕЗОВ, *Развитие методов активного виброгашения*. Сб. Методы активной и пассивной виброизоляции машин и присоединенных конструкций. Наука, Москва 1975.

5. М. Д. ГЕНКИН, В. Г. ЭЛЕЗОВ, В. В. ЯБЛОНСКИЙ, *Методы управляемой виброзащиты машин*. Наука, Москва 1985.
6. J. GOŁIŃSKI, *Wibroizolacja maszyn i urządzeń*, WNT 1979.
7. Ф. А. ФУРМАН, К. В. ФРОЛОВ, *Резонансные характеристики активных гидравлических виброзащитных систем с управляемыми параметрами*. Сб. Виброзащита гидравлических машин. Наука, Москва 1975.
8. A. GOŁAŚ, J. KOWAL, *Optymalizacja pneumatycznego wibroizolatora sterowanego*, Archiwum Budowy Maszyn, Warszawa Nr 1 1986.
9. A. GOŁAŚ, J. KOWAL, M. SZEPSKI, *Wpływ struktury na działanie pneumatycznego wibroizolatora aktywnego*, Materiały konferencji NOISE CONTROL 85 Kraków 1985.
10. М. М. ГРИБОВ, *Регулируемые амортизаторы REA*. Советское радио, Москва 1974.
11. D. KARNOPP, *Active and passive isolation of random vibration*, ASME 1973, Nr 4.
12. D. KARNOPP, M. CROSBY, *Vibration Control Using Semi-Active Force Generators*, ASME 1974 v. 96, Nr 2.
13. J. KOWAL, W. WSZOŁEK, T. WSZOŁEK, *Synteza układu wibroizolacji metodą modelowania analogowego*, Zeszyty Naukowe AGH Kraków Nr 4 1984.
14. J. KOWAL, M. SZEPSKI, *Synteza dynamiczna pasywnego układu wibroizolacji sterowanej*, Materiały konferencji NOISE CONTROL 82 Kraków 1982.
15. J. KOWAL, *Synteza i analiza wybranych układów wibroizolacji sterowanej*, Praca doktorska AGH Kraków 1982.
16. T. H. ROCKWELL, J. M. LAWTHOR, *Theoretical and Experimental Results on Active Vibration Dampers*, JASA 1964.
17. J. E. RUZICKA, *Active Vibration and Shock Isolation*, Ekspres Informacja JPS 1969 Nr 10.
18. M. SZEPSKI, *Porównanie charakterystyk aktywnego i semiaktywnego układu wibroizolacji*, Materiały XXV Sympozjonu: Modelowanie w mechanice. Gliwice-Kudowa 1986.

Р е з ю м е

АНАЛИЗ СВОЙСТВ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ АКТИВНЫХ ТИПА ВОЗДУШНЫЙ
МЕШЁК

В работе представлено физические и математические модели основных структур пневматических активных виброизоляторов типа воздушный мешёк. Для избранных моделей переведено оптимизацию, а также испытания эффективности виброизоляции. Из этих рассуждений вытекает, что большую эффективность имеют виброизоляторы с регулировкой давления в несущей камере.

S u m m a r y

ANALYSIS OF ACTIVE VIBROISOLATORS PROPERTIES OF AIR-CUSHION TYPE

In the paper mathematical and physical models of two fundamental structures of active pneumatical vibroisolators are presented. Vibroisolators are of air-cushion type. For the models a regulator optimization was provided. Digital simulation of the models provided a better vibroisolation efficiency of the structure with pressure regulation in the support chamber.

Praca wpłynęła do Redakcji dnia 28 czerwca 1986 roku.