

BADANIE SKUTECZNOŚCI DZIAŁANIA UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA STOSOWANEGO DO OCHRONY OPERATORÓW MASZYN ROBOCZYCH PRZED DRGANIAMI

IGOR MACIEJEWSKI¹

Politechnika Koszalińska

Streszczenie

W pracy przedstawiono badanie skuteczności działania układu zawieszenia siedziska na potrzeby ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami. Zaprezentowano podstawowe kategorie powstawania drgań mechanicznych, które zakłócają funkcjonowanie maszyn roboczych. Podano również wartości skuteczne przyspieszenia drgań oddziałującego na operatorów podczas pracy w powszechnie wykorzystywanych maszynach roboczych. Określono sygnały wymuszające ruch drgający siedziska, których charakterystyki widmowe są reprezentatywne dla wymuszeń spotykanych w kabinach maszyn roboczych różnego rodzaju. Opracowano model biomechaniczny człowieka jako dyskretny układ mechaniczny o wielu stopniach swobody, którego elementy składowe połączono lepko-sprężysto. W pracy badano właściwości wibroizolacyjne semi-aktywnego oraz aktywnego układu zawieszenia siedziska z nożycowym mechanizmem prowadzenia izolowanego obiektu. Podano ogólne postacie przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji, za pomocą których oceniano skuteczność ich działania. W końcowej części pracy określono właściwości wibroizolacyjne semi-aktywnego oraz aktywnego układu zawieszenia siedziska, które wyznaczono na podstawie badań symulacyjnych z wykorzystaniem biomechanicznego modelu człowieka oraz na podstawie badań eksperymentalnych z udziałem ludzi.

Słowa kluczowe: drgania, siedzisko, zawieszenie

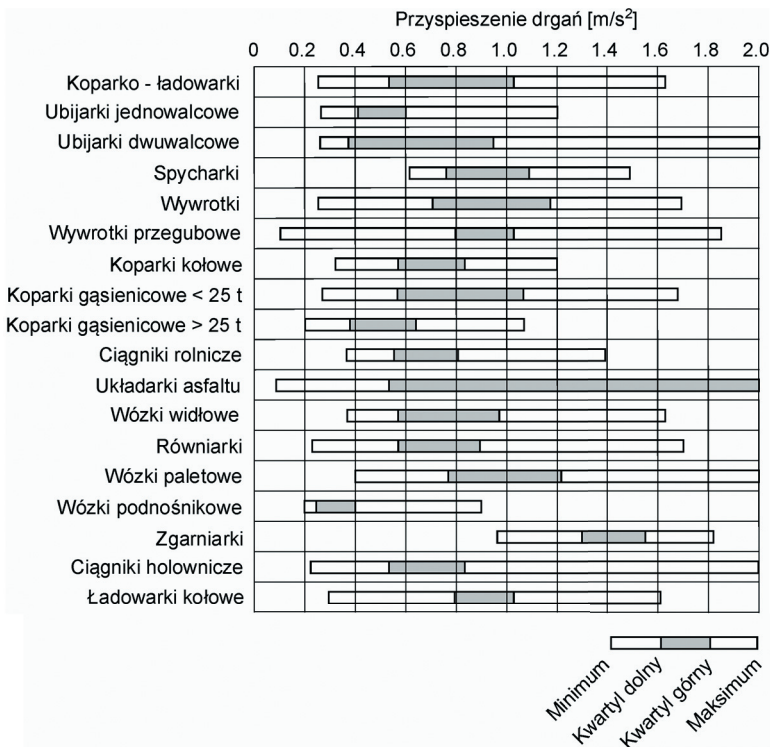
1. Wprowadzenie

Rozróżnia się dwie podstawowe kategorie powstawania drgań mechanicznych, które zakłócają funkcjonowanie maszyn roboczych. Pierwsza z nich dotyczy układów, które w czasie swego działania generują drgania na skutek realizowanego przez nie procesu, przykładowo drgania silnika spalinowego często wykorzystywanego do napędu maszyn

¹ Politechnika Koszalińska, Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, Instytut Technologii i Edukacji, ul. Śniadeckich 2, 75-453 Koszalin, e-mail: igor.maciejewski@tu.koszalin.pl, tel. 94 347 84 71

roboczych. Druga kategoria to układy, w których ruch drgający jest wywoływany przez oddziaływania zewnętrzne, na przykład drgania kabiny operatora w maszynie roboczej poruszającej się po nierównościach terenu [3, 10]. Występowanie w maszynach roboczych licznych źródeł drgań powoduje oddziaływanie na ich operatorów wymuszeń okresowych, prawie-okresowych, bądź losowych [2].

W większości drgania stanowią procesy szkodliwe, mające ujemny wpływ na człowieka-operatora. Niebezpieczeństwo narażenia organizmu ludzkiego wzrasta w przypadku, gdy jest on poddany wibracjom o dużym natężeniu oraz przez długi okres oddziaływania drgań. Na rysunku 1 podano wartości skuteczne przyspieszenia drgań oddziałującego na operatorów podczas pracy w powszechnie wykorzystywanych maszynach roboczych [1]. Prezentowane wyniki są wartościami poglądowymi, mającymi na celu pokazanie różnorodności zakresów przyspieszeń drgań wymuszających ruch operatorów.



Rys. 1: Wartości skuteczne przyspieszenia drgań otrzymane w przypadku kilkudziesięciu pomiarów przeprowadzonych dla danego rodzaju maszyny roboczej [1]

2. Model sygnału wymuszającego ruch drgający

Charakter drgań oddziałujących na operatorów jest uzależniony od operacji wykonywanych przez maszynę roboczą, ale z reguły są to drgania losowe występujące w zakresie częstotliwości od 1 do 20 Hz [7]. W celu wygenerowania przebiegów wymuszeń reprezentatywnych dla różnych rodzajów maszyn roboczych wykorzystano generator sygnału ciągłego (rand), który generuje sygnał stochastyczny o rozkładzie jednostajnym:

$$\ddot{q}_{sz}(t) = a_{\max} \text{rand}(t_k) \quad (1)$$

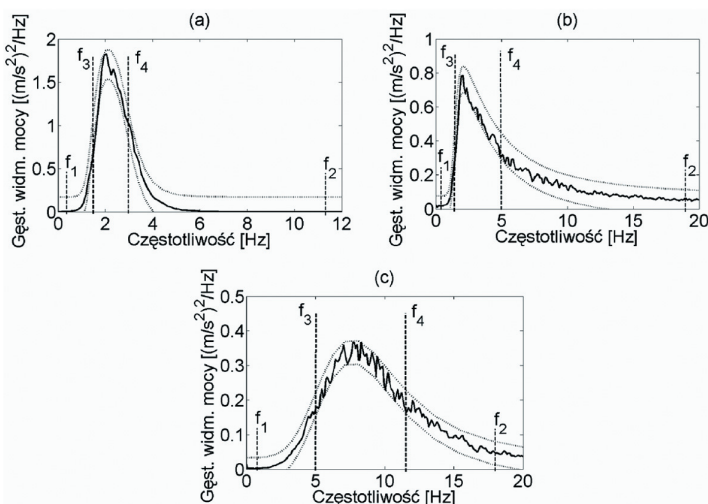
gdzie: $\ddot{q}_{sz}(t)$ jest przebiegiem przyspieszenia drgań wymuszających, zaś a_{\max} jest maksymalną wartością generowanego sygnału przyspieszenia drgań, t jest daną chwilą czasu, t_k jest czasem obserwacji.

Wygenerowany sygnał $\ddot{q}_{sz}(t)$ winien być poddany filtracji w celu ukształtowania charakterystyk widmowych przyspieszenia drgań wymuszających. Międzynarodowa norma [4] reguluje spektralne klasy sygnałów wymuszających, które pochodzą z podłogi w kabinie maszyny roboczej i oddziałują na organizm operatora w kierunku pionowym. Zostały one zdefiniowane dla różnych rodzajów maszyn roboczych, a ich przebiegi powinny zostać odtworzone w warunkach laboratoryjnych i wykorzystane jako wymuszenia ruchu badanych układów redukcji drgań. Gęstości widmowe mocy sygnałów wymuszających, reprezentatywnych dla następujących maszyn roboczych:

EM3 – ładowarki kołowe o masie własnej powyżej 4500 kg,

EM5 – spycharki kołowe,

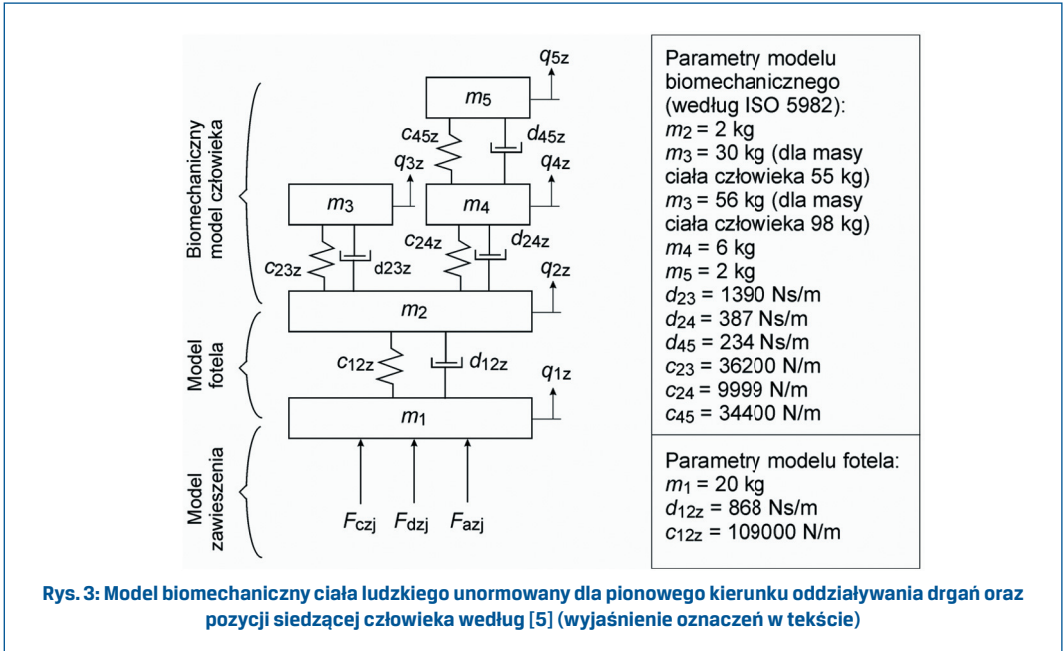
EM6 – spycharki i ładowarki gąsienicowe,
zaprezentowano na rysunku 2.



Rys. 2. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań wymuszających (linia ciągła) w przypadku klas sygnałów: EM3 (a), EM5 (b), EM6 (c), pola tolerancji charakterystyk widmowych sygnałów według [4] (linia punktowa)

3. Model biomechaniczny ciała ludzkiego według normy ISO 5982

Międzynarodowa norma ISO 5982 [5] definiuje uproszczony model biomechaniczny, w którym ciało człowieka reprezentowane jest jako układ dyskretny zbudowany z czterech elementów składowych połączonych lepko-sprężysto. Strukturę takiego modelu, którą określono dla człowieka pracującego w pozycji siedzącej, zilustrowano na rysunku 3. Zestawiono ponadto zalecane w przytoczonej normie wartości mas poszczególnych elementów składowych modelu oraz współczynników sprężystości i tłumienia jego połączeń.



Rys. 3: Model biomechaniczny ciała ludzkiego unormowany dla pionowego kierunku oddziaływania drgań oraz pozycji siedzącej człowieka według [5] (wyjaśnienie oznaczeń w tekście)

Równania ruchu układu (rys. 3) można zapisać w następującej postaci macierzowej:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_z + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}}_z + \mathbf{C}\mathbf{q}_z = \mathbf{F}_{sz} + \mathbf{F}_{az} \quad (2)$$

gdzie: \mathbf{M} jest diagonalną macierzą mas, \mathbf{q}_z jest wektorem przemieszczeń poszczególnych elementów układu wzdłuż pionowego kierunku oddziaływania drgań, \mathbf{F}_{sz} oraz \mathbf{F}_{az} są wektorami sił wymuszających oraz sterujących. Składowe tych macierzy i wektorów wynoszą odpowiednio:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{q}_z = \begin{bmatrix} q_{1z} \\ q_{2z} \\ q_{3z} \\ q_{4z} \\ q_{5z} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_{sz} = \begin{bmatrix} F_{sz} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_{az} = \begin{bmatrix} F_{az} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Symetryczne macierze zawierające współczynniki tłumienia \mathbf{D}_z i sprężystości \mathbf{C}_z poszczególnych połączeń układu można zapisać w następującej postaci:

$$\mathbf{D}_z = \begin{bmatrix} d_{12z} & -d_{12z} & 0 & 0 & 0 \\ -d_{12z} & d_{12z} + d_{23z} + d_{24z} & -d_{23z} & -d_{24z} & 0 \\ 0 & -d_{23z} & d_{23z} & 0 & 0 \\ 0 & -d_{24z} & 0 & d_{24z} + d_{45z} & -d_{45z} \\ 0 & 0 & 0 & -d_{45z} & d_{45z} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{C}_z = \begin{bmatrix} c_{12z} & -c_{12z} & 0 & 0 & 0 \\ -c_{12z} & c_{12z} + c_{23z} + c_{24z} & -c_{23z} & -c_{24z} & 0 \\ 0 & -c_{23z} & c_{23z} & 0 & 0 \\ 0 & -c_{24z} & 0 & c_{24z} + c_{45z} & -c_{45z} \\ 0 & 0 & 0 & -c_{45z} & c_{45z} \end{bmatrix} \quad (5)$$

W przypadku zastosowania układu redukcji drgań o nieliniowych siłach wymuszających ruch F_{sz} oraz nieliniowych siłach sterujących pracą układu F_{az} , można je opisać w ogólnej postaci jako:

$$F_{sz} = \sum_{j=1}^k F_{dzj}(\dot{q}_{1z} - \dot{q}_{sz}) + \sum_{j=1}^k F_{czj}(q_{1z} - q_{sz}) \quad (6)$$

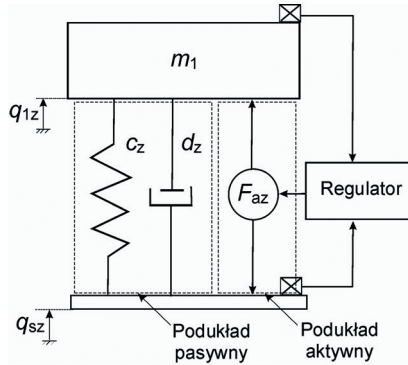
gdzie: F_{czj} określa charakterystyki elementów zachowawczych układu, F_{dzj} określa charakterystyki elementów dysypatywnych układu w funkcji ich przemieszczeń $q_{1z} - q_{sz}$ oraz prędkości $\dot{q}_{1z} - \dot{q}_{sz}$ ruchu. Z kolei nieliniowe charakterystyki sił sterujących są funkcjami sygnałów wejściowych u_z oraz ugięć i prędkości ruchu układu, co zapisano zgodnie z ogólną zależnością w następującej postaci:

$$F_{az} = \sum_{j=1}^k F_{azj}(u_z, q_{1z} - q_{sz}, \dot{q}_{1z} - \dot{q}_{sz}) \quad (7)$$

Należy zauważyć, że przedstawiony na rysunku 3 model biomechaniczny ciała ludzkiego nie odtwarza budowy anatomicznej człowieka, a tylko opisuje podstawowe cechy dynamiczne ciała ludzkiego. Ze względu na specyfikę tego modelu, nie można go wykorzystać do analizy drgań poszczególnych części ludzkiego ciała, jednak może on posłużyć do zamodelowania oddziaływania dynamicznego człowieka na fotel. Modele tego typu są wykorzystywane w procesie projektowania układów redukcji drgań po to, aby uwidocznili rezonanse występujące w rzeczywistych systemach „układ redukcji drgań – człowiek”. Mierzy się wówczas drgania siedziska za pomocą przetwornika drgań umieszczonego w punkcie q_{1z} (rysunek 3).

4. Synteza systemu sterowania układem zawieszenia siedziska

Postać algorytmu określającej siłę sterującą F_{az} , którą należy wprowadzić do układu redukcji drgań w celu kompensacji wymuszeń kinematycznych q_{sz} , wyznaczono na podstawie uproszczonego modelu układu wibroizolacji (rys. 4).



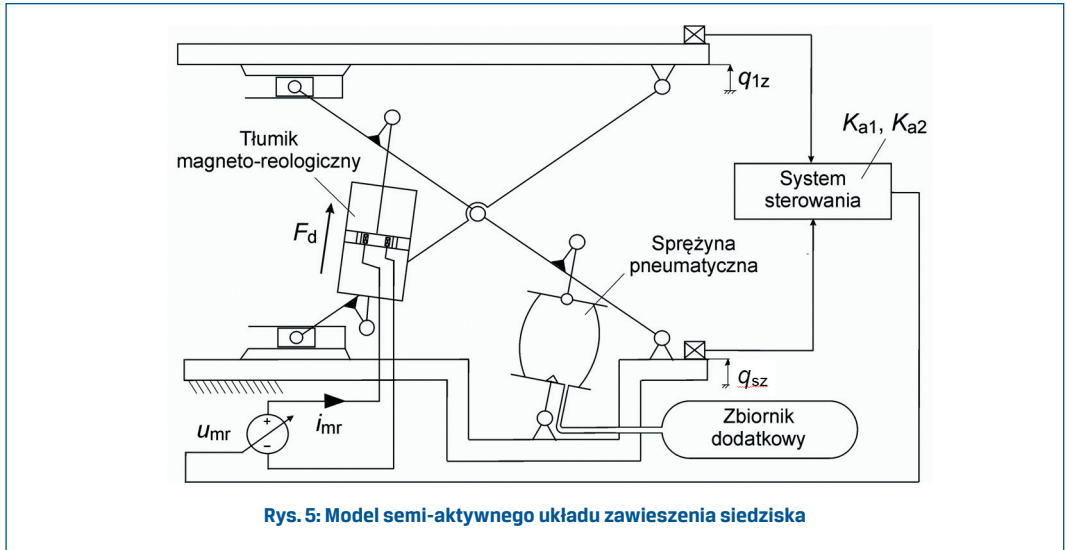
Rys. 4: Uproszczony model hybrydowego układu redukcji drgań

W pracy [9] wyprowadzono zależność określającą pożądaną siłę sterującą F_{az} oraz jej pierwszą pochodną po czasie \dot{F}_{az} , które zapisano przy użyciu następujących zależności:

$$F_{az} = K_{a1}(q_{1z} - q_{sz}) + K_{a2}\dot{q}_{1z}, \quad \dot{F}_{az} = K_{a1}(\dot{q}_{1z} - \dot{q}_{sz}) + K_{a2}\ddot{q}_{1z} \quad (8)$$

gdzie: K_{a1} i K_{a2} są nastawami regulatora.

W semi-aktywnym układzie zawieszenia siedziska (rys. 5) pożądaną siłę sterującą (zależność (8)) należy wprowadzić do układu przy użyciu sterowanego elementu tłumiącego. W tym celu w miejsce konwencjonalnego amortyzatora hydraulicznego zastosowano tłumik magneto-reologiczny. Tłumik zastosowany w układzie zawieszenia wypełniony jest cieczą magneto-reologiczną (MR), będącą połączeniem cieczy nośnej z opilkami ciała ferromagnetycznego. Wymuszony kinematycznie ruch tłoka wewnątrz cylindra powoduje przepływ cieczy MR przez dławik, co w konsekwencji generuje siłę tłumienia. Dławik otoczony jest cewką, do której doprowadzany jest prąd o określonym natężeniu. Istotą efektu magneto-reologicznego jest zmiana lepkości cieczy w szczelinie roboczej na skutek zmian pola elektro-magnetycznego. W wyniku zmian lepkości zmieniają się opory przepływu cieczy przez szczelinę, co umożliwia sterowanie siłą tłumienia w układzie [6].



Opracowanie systemu sterowania semi-aktywnym układem zawieszenia z tłumikiem magneto-reologicznym wymaga stworzenia modelu odwrotnego tego elementu. W celu zapewnienia jednoznaczności rozwiązania modelu, siłę reakcji tłumika opisano uproszczoną zależnością o następującej postaci [6]:

$$F_d = d_{mr} \dot{l}_d + f_{mr} \operatorname{sgn}(\dot{l}_d) \quad (9)$$

gdzie: l_d jest zmienną długością elementu tłumiącego. Zależności opisujące zmienność współczynnika tłumienia d_{mr} oraz siły tarcia tłumika f_{mr} w funkcji natężenia prądu i_{mr} wyznaczono w pracy [9] i opisano następującymi zależnościami:

$$d_{mr} = a_1 i_{mr} + a_0 \quad (10)$$

$$f_{mr} = b_2 i_{mr}^2 + b_1 i_{mr} + b_0 \quad (11)$$

gdzie: a_1 , a_0 oraz b_2 , b_1 , b_0 są parametrami równań aproksymujących opisywane wielkości.

Dla tak określonego opisu tłumika magneto-reologicznego należy wyznaczyć jego model odwrotny, tzn. obliczyć natężenie prądu przepływającego przez tłumik i_{mr} , które jest niezbędne do zrealizowania pożądanej siły F_{az} (zależność (8)) w semi-aktywnym układzie zawieszenia. Obliczona wartość natężenia prądu i_{mr} dla znanej prędkości ruchu tłumika \dot{l}_d została opisana zależnością:

$$i_{mr} = \frac{-b_1 \operatorname{sgn}(\dot{l}_d) - a_1 \dot{l}_d + \operatorname{sgn}(\dot{l}_d) \sqrt{\Delta}}{2b_2 \operatorname{sgn}(\dot{l}_d)} \quad (12)$$

gdzie:

$$\Delta = \left(b_1 \operatorname{sgn}(\dot{i}_d) + a_1 \dot{i}_d \right)^2 - 4b_2 \operatorname{sgn}(\dot{i}_d) \left(b_0 \operatorname{sgn}(\dot{i}_d) + a_0 \dot{i}_d - \frac{F_{az}}{\delta_d} \right) \quad (13)$$

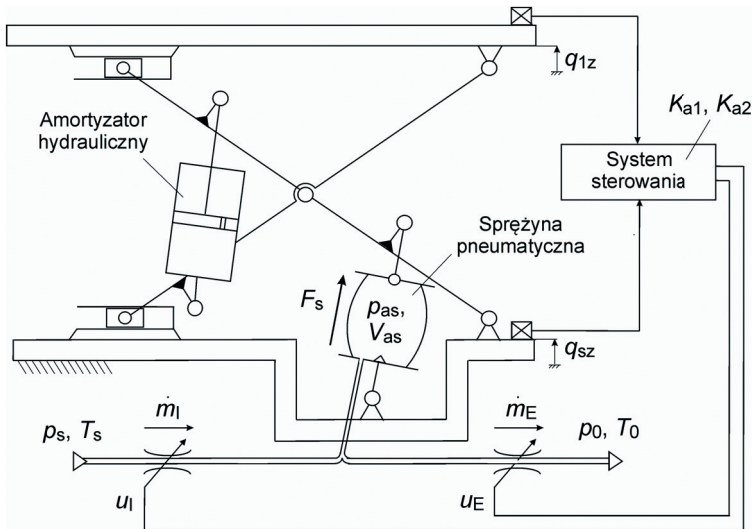
natomiast δ_d jest przełożeniem siły tłumika.

W celu zmniejszenia opóźnień układu sterującego siłą tłumienia, dodatkowo zastosowano w systemie predyktor typu PD. Wobec tego sygnał sterujący pracą tłumika opisano następującą zależnością:

$$u_{mr} = \frac{1}{k_{mr}} (t_{mr} \dot{i}_{mr} + i_{mr}) \quad (14)$$

gdzie: k_{mr} jest wzmocnieniem statycznym tłumika magneto-reologicznego, t_{mr} jest stałą czasową tłumika.

W aktywnym układzie zawieszenia wprowadzono możliwość napełniania i opróżniania odkształcalnej komory sprężyny pneumatycznej przy użyciu zaworów proporcjonalnych przepływu (rys. 6). Napełnianie sprężyny pneumatycznej jest przeprowadzane z zewnętrznego źródła sprężonego powietrza, natomiast jej opróżnianie jest realizowane bezpośrednio do atmosfery. W takim rozwiązaniu technicznym ciśnienie powietrza wewnątrz sprężyny pneumatycznej może być regulowane dość szybko, a w konsekwencji zmiana ciśnienia generuje w układzie zawieszenia dodatkową siłę sterującą pracą układu.



Rys. 6: Model aktywnego układu zawieszenia siedziska

Siłę opisaną zależnością (8) należy wytworzyć tym razem poprzez odpowiednie zmiany ciśnienia powietrza p_{as} we wnętrzu sprężyny pneumatycznej, które uzyskuje się za pośrednictwem zaworów sterujących jej napełnianiem i opróżnianiem. W związku z tym wymagane jest obliczanie wartości efektywnych powierzchni przepływu przez zawory proporcjonalne (A_I and A_E) dla zadanej wartości siły sterującej F_{az} oraz aktualnych warunków pracy aktywnego układu zawieszenia. Do realizacji tego zadania wykorzystano model odwrotny elementu sprężystego, przy użyciu którego obliczane są w czasie rzeczywistym wartości sygnałów sterujących pracą zaworów proporcjonalnych (u_I i u_E) zastosowanych w celu umożliwienia pompowania i opróżniania sprężyny pneumatycznej.

W celu uproszczenia budowanego modelu odwrotnego przyjęto przemianę izotermiczną powietrza wewnątrz sprężyny, co zapisano zgodnie z zależnością [7]:

$$\dot{p}_{as} = \frac{1}{V_{as}} (RT_0 (\dot{m}_I - \dot{m}_E)) - p_{as} \dot{V}_{as} \quad (15)$$

gdzie: V_{as} jest zmienną objętością sprężyny pneumatycznej, \dot{m}_I i \dot{m}_E są masowymi natężeniami przepływu powietrza odpowiednio przy napełnianiu i opróżnianiu sprężyny pneumatycznej, R jest indywidualną stałą gazową, T_0 jest stałą temperaturą powietrza w sprężynie, równą co do wartości temperaturze powietrza w atmosferze. Pomimo tego, że przyjęcie stałej wartości temperatury w zależności (15) jest uproszczeniem modelu, to znacznie ułatwia wyznaczanie modelu odwrotnego zasilanej sprężyny pneumatycznej.

Wiążąc obliczone ciśnienie powietrza z siłą $p_{as} = F_s / A_{ef} + p_{as0}$ oraz definiując zmienną objętość sprężyny pneumatycznej w postaci $V_{as} = A_{ef} l_s$, można przedstawić uproszczoną zależność opisującą siłę pochodzącą od sprężyny pneumatycznej:

$$\dot{F}_s = \frac{1}{l_s} (RT_0 (\dot{m}_I - \dot{m}_E) - (F_s + A_{ef} p_{as0}) \dot{l}_s) \quad (16)$$

gdzie: l_s jest zmienną długością elementu sprężystego, A_{ef} jest powierzchnią efektywną sprężyny pneumatycznej, p_{as0} jest ciśnieniem powietrza w stanie równowagi statycznej układu. Charakterystyki modelujące przepływy powietrza \dot{m}_I i \dot{m}_E przez zawory sterujące zostały zamodelowane przy użyciu opisu podanego przez St.-Venanta Wantzel [7].

Różnica masowych natężeń przepływu powietrza $\dot{m}_I - \dot{m}_E$, którą należy zrealizować przy napełnianiu lub opróżnianiu sprężyny pneumatycznej w celu wygenerowania pożądanej siły F_{az} (zależność (8)) w układzie zawieszenia, opisano następującą zależnością:

$$\dot{m}_I - \dot{m}_E = \frac{1}{RT_0} \left(\frac{l_s}{\delta_s} \dot{F}_{az} + \left(\frac{F_{az}}{\delta_s} + A_{ef} p_{as0} \right) \dot{l}_s \right) \quad (17)$$

gdzie: δ_s jest przełożeniem siły sprężyny.

Aby uzyskać tak wyznaczone natężenia przepływu powietrza za pomocą zaworów proporcjonalnych, efektywna powierzchnia przepływu A_l przez zawór dolotowy powinna się zmieniać zgodnie z zależnościami:

- w przypadku przepływu podkrytycznego, gdy $\frac{F_{az} / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}{A_{ef} p_s} > \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$

$$A_l = \frac{\dot{m}_l}{p_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_0(\kappa - 1)}} \sqrt{\left(\frac{F_{az} / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}{A_{ef} p_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{F_{az} / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}{A_{ef} p_s} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}} \quad (18)$$

- w przypadku przepływu krytycznego, gdy $\frac{F_{az} / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}{A_{ef} p_s} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$

$$A_l = \frac{\dot{m}_l}{p_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_0(\kappa - 1)}} \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} - \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad ($$

zastosowanie predyktora proporcjonalno-różniczkującego (typu PD), sygnał sterujący pracą zaworów jest opisany następującymi zależnościami:

$$u_I = \frac{1}{k_I} (t_I \dot{A}_I + A_I) \quad (22)$$

$$u_E = \frac{1}{k_E} (t_E \dot{A}_E + A_E) \quad (23)$$

gdzie: k_I jest wzmocnieniem statycznym zaworu dolotowego, k_E jest wzmocnieniem statycznym zaworu spustowego, t_I oraz t_E są odpowiednio stałymi czasowymi zaworu dolotowego i spustowego.

5. Kryteria oceny skuteczności działania układu

Pierwszym kryterium, za pomocą którego oceniane są w niniejszej pracy właściwości wibroizolacyjne układu zawieszenia, jest współczynnik przenoszenia drgań TFE_z . Jest on wyznaczany w oparciu o wartości średniokwadratowe przyspieszenia drgań:

$$TFE_z = \frac{(\ddot{q}_{1z})_{RMS}}{(\ddot{q}_{sz})_{RMS}} \quad (24)$$

gdzie: $(\ddot{q}_{1z})_{RMS}$ jest wartością średniokwadratową przyspieszenia drgań izolowanego obiektu (siedziska) w przypadku pionowego kierunku oddziaływania drgań, które jest mierzone, $(\ddot{q}_{sz})_{RMS}$ jest wartością średniokwadratową przyspieszenia drgań układu wymuszającego ruch (podłogi w kabinie maszyny roboczej).

Jeśli wartość współczynnika TFE_z jest równa 1 oznacza to, iż dyskomfort wibracyjny odczuwalny przez operatora maszyny roboczej jest taki sam, jak w przypadku braku układu izolującego od drgań mechanicznych. Jeżeli wartość współczynnika TFE_z jest większa od 1, to dyskomfort wibracyjny jest wzmagany poprzez układ zawieszenia. Natomiast dla wartości współczynnika TFE_z mniejszej od 1, pożądaný efekt wibroizolacji operatora od drgań mechanicznych jest osiągnięty za pośrednictwem układu zawieszenia.

W przypadku drugiego kryterium, właściwości wibroizolacyjne układu redukcji drgań są oceniane na podstawie maksymalnego przemieszczenia względnego układu (s_{tz}), które jest wyznaczane zgodnie z zależnością [8]:

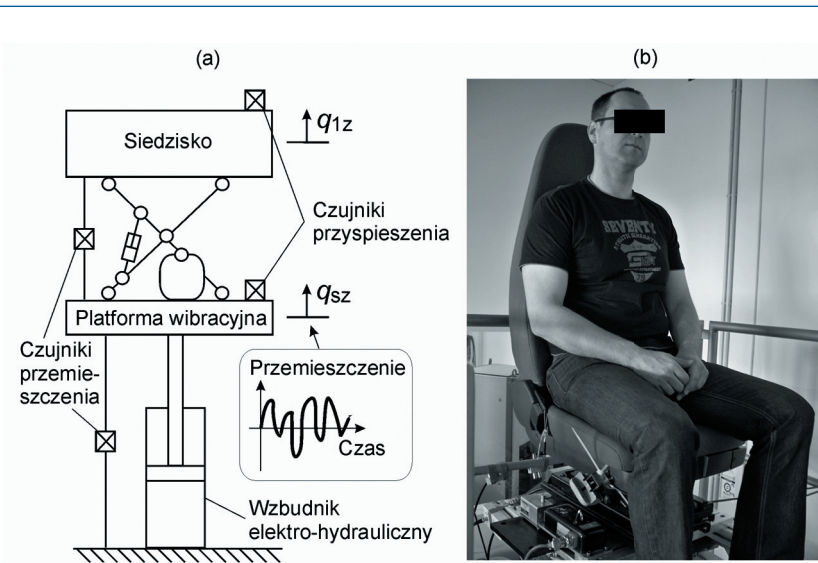
$$s_{tz} = \max_{t \in [0, t_k]} (q_{1z}(t) - q_{sz}(t)) - \min_{t \in [0, t_k]} (q_{1z}(t) - q_{sz}(t)) \quad (25)$$

gdzie: $q_{1z}(t)$ jest przemieszczeniem izolowanego obiektu wzdłuż pionowego kierunku oddziaływania drgań, $q_{sz}(t)$ jest przemieszczeniem układu wymuszającego ruch, t_k jest czasem obserwacji.

Aby wyznaczyć tak określone kryterium oceny wymagany jest pomiar przebiegu przemieszczenia względnego układu redukcji drgań $q_{1z}(t) - q_{sz}(t)$, z którego oblicza się maksymalne ugięcie (odbicie) układu dla danego sygnału wymuszającego jego ruch. W wielu maszynach roboczych wymagane jest, aby wartości tego kryterium były jak najmniejsze w celu zapewnienia operatorowi pożądanego kontaktu z urządzeniami sterowniczymi. Zwykle są one montowane do nieresorowanej części maszyny roboczej, a w związku z tym wykonują ruchy o amplitudach zgodnych z wymuszeniem.

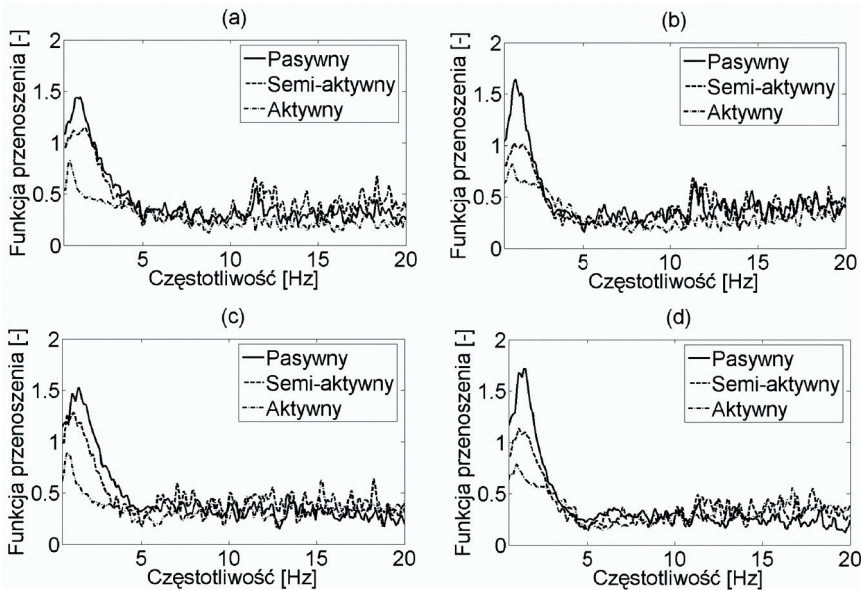
6. Badanie skuteczności działania układu zawieszenia siedziska z udziałem ludzi

W celu weryfikacji działania wyżej wymienionych rozwiązań układu zawieszenia przeprowadzono badania eksperymentalne z wykorzystaniem stanowiska przedstawionego na rysunku 7. Układ zawieszenia obciążono kolejno osobami usytuowanymi w pozycji siedzącej, których masy ciała wynosiły odpowiednio 55 oraz 98 kg.



Rys. 7: Stanowisko eksperymentalne do badań układu zawieszenia siedziska: schemat (a) oraz fotografia (b)

Zestawienie funkcji przenoszenia badanego układu zawieszenia, które wyznaczono na podstawie sygnałów przyspieszenia drgań platformy wymuszającej ruch \ddot{q}_{sz} (wejście obiektu) oraz przyspieszenia drgań siedziska \ddot{q}_{1z} (wyjście obiektu), zaprezentowano na rysunku 8.



Rys. 8: Funkcje przenoszenia układu zawieszenia siedziska uzyskane w przypadku sygnału wymuszającego EM5 przy różnej masie ciała człowieka: osoba o masie 55 kg (a) i (c), osoba o masie 98 kg (b) i (d), które wyznaczono na drodze symulacji komputerowej (a) i (b) oraz pomiarów eksperymentalnych (c) i (d)

Na podstawie oceny jakościowej otrzymanych wyników badań stwierdzono, że działanie sterowanych układów zawieszenia: semi-aktywnego oraz aktywnego jest znacznie skuteczniejsze od układu pasywnego (rys. 8). Konwencjonalny układ pasywny wzmacnia amplitudy drgań w zakresie częstotliwości drgań własnych układu o około 50%, ale wydajnie chroni człowieka przed szkodliwym działaniem wibracji dla częstotliwości nadrezonansowych. Układ semi-aktywny efektywnie obniża amplitudy drgań przy niskich częstotliwościach sygnałów wymuszających jego ruch, przy jednoczesnym zachowaniu zadowalających właściwości wibroizolacyjnych dla wyższych częstotliwości drgań. Najskuteczniejszym działaniem charakteryzuje się układ aktywny, który zmniejsza amplitudy drgań w całym zakresie częstotliwości wymuszenia, jednakże największą efektywność osiąga w zakresie niskich częstotliwości drgań, to jest do częstotliwości wynoszącej około 4 Hz.

Z przeprowadzonych badań symulacyjnych i eksperymentalnych wynika, że przedstawione w pracy modele układu wibroizolacji określają w stopniu zadowalającym właściwości dynamiczne obiektu rzeczywistego, to jest człowieka chronionego przed drganiami mechanicznymi. Dzięki poprawnie sformułowanym modelom uzyskano dużą wiarygodność działania analizowanych układów redukcji drgań, których właściwości wibroizolacyjne wyznaczono w niniejszej pracy (tab. 1). Dowodzi to słuszności przyjętego w pracy modelu biomechanicznego, który poprawnie odwzorowuje właściwości dynamiczne ciała ludzkiego.

Tabela 1: Zestawienie współczynników przenoszenia drgań oraz maksymalnych przemieszczeń opracowanych rozwiązań układu zawieszenia siedziska otrzymane na drodze symulacji oraz pomiarów

Układ zawieszenia	Sygnał wymuszający	Masa ciała 55 kg				Masa ciała 98 kg			
		Symulacja		Pomiar		Symulacja		Pomiar	
		Współ. TFE _z	S _{tz} [mm]	Współ. TFE _z	S _{tz} [mm]	Współ. TFE _z	S _{tz} [mm]	Współ. TFE _z	S _{tz} [mm]
Konwencjonalny pasywny	EM3	0.891	83	0.953	79	0.783	102	0.852	96
	EM5	0.547	48	0.585	47	0.472	54	0.496	60
	EM6	0.576	8	0.579	9	0.432	10	0.447	11
Semi-aktywny	EM3	0.787	80	0.795	79	0.659	81	0.693	77
	EM5	0.498	46	0.492	49	0.406	44	0.401	48
	EM6	0.505	14	0.555	16	0.399	12	0.406	14
Aktywny	EM3	0.444	77	0.481	81	0.465	80	0.515	85
	EM5	0.332	40	0.329	42	0.381	47	0.349	43
	EM6	0.384	12	0.356	14	0.322	15	0.366	16

7. Podsumowanie

Badania eksperymentalne z udziałem ludzi wykazały, że właściwości wibroizolacyjne badanych rozwiązań układu zawieszenia na podstawie jego uproszczonego modelu są zbliżone do właściwości wibroizolacyjnych obiektu rzeczywistego. Świadczy to o poprawności wprowadzonych uproszczeń podczas modelowania układu redukcji drgań mechanicznych oraz o wystarczającym opisie zachodzących w nim zjawisk fizycznych. Uzyskane rozbieżności wyników badań eksperymentalnych i symulacyjnych wynikają przede wszystkim ze zróżnicowanych, indywidualnych cech ludzi, którzy uczestniczyli w badaniach przeprowadzonych w warunkach laboratoryjnych.

Literatura

- [1] Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration). Official Journal of the European Communities (2002), str. 13–18.
- [2] ENGEL Z.: *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [3] ENGEL Z., KOWAL J.: *Sterowanie procesami wibroakustycznymi*. Wydawnictwa AGH, Kraków 1995.
- [4] International Organization for Standardization: *Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration*. ISO 7096, Genewa 2000.
- [5] International Organization for Standardization: *Mechanical vibration and shock – Range of idealized values to characterize seated-body biodynamic response under vertical vibration*. ISO 5982, Genewa 2001.
- [6] KOLEK K., ROSÓŁ M.: *Zastosowanie tłumika magnetoreologicznego w tłumieniu drgań*. *Pomiary Automatyka Robotyka* 5/2007, str. 5–8.

- [7] MACIEJEWSKI I., KICZKOWIAK T., KRZYŻYŃSKI T.: *Research and development of seat suspensions for working machines*. Archives of Control Sciences, Vol. 19, No. 4 (2009), pp. 463–478.
- [8] MACIEJEWSKI I., MEYER L., KRZYZYNSKI T.: *Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties*. Journal of Sound and Vibration 324 (2009), pp. 520–538.
- [9] MACIEJEWSKI I.: *Kształtowanie właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań stosowanych do ochrony operatorów maszyn roboczych*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2012.
- [10] PREUMONT A.: *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*. Kluwer Academic Publishers, London 2002.