

Igor MACIEJEWSKIPOLITECHNIKA KOSZALIŃSKA, INSTYTUT MECHATRONIKI, NANOTECHNOLOGII I TECHNIKI PRÓŻNIOWEJ
ul. Raclawicka 15/17, 75-620 Koszalin**Modelowanie i optymalizacja pneumo-hydraulicznego układu zawieszenia**

Dr inż. Igor MACIEJEWSKI

Doktor nauk technicznych, adiunkt zatrudniony w Instytucie Mechatroniki, Nanotechnologii i Techniki Próżniowej Politechniki Koszalińskiej; od 10 lat zajmuje się badaniem układów wibroizolacji do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami; autor lub współautor kilkudziesięciu publikacji w czasopiśmie naukowych (w języku polskim i angielskim) i w materiałach krajowych oraz międzynarodowych konferencji.



e-mail: igor.maciejewski@tu.koszalin.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono modelowanie oraz wielokryterialną optymalizację pneumo-hydraulicznego układu zawieszenia, którego właściwości wibroizolacyjne są kształtowane poprzez zmianę charakterystyk sił reakcji sprężyny pneumatycznej i amortyzatora hydraulicznego. Zaproponowana procedura optymalizacji umożliwia znalezienie Pareto-optymalnych rozwiązań układu, dla którego uzyskuje się jednoczesną minimalizację przeciwnych kryteriów wibroizolacji: przyspieszenia drgań izolowanego obiektu oraz przemieszczenia względnego układu zawieszenia.

Słowa kluczowe: układ zawieszenia, wibroizolacja pasywna, optymalizacja wielokryterialna.

Modelling and optimisation of pneumo-hydraulic suspension system**Abstract**

A design of vibro-isolating pneumo-hydraulic systems, constructed at present, is a big challenge for engineers, because of conflicted criteria that are involved in their design [13]. For example, in the automotive industry it is desired to reduce vibrations of a cabin floor transmitted to an operator seat. On the one hand, dynamic forces transmitted from the cabin floor to the seat should approach zero to protect driver's health. On the other hand, the suspension travel should approach zero in order to ensure the controllability of working machines. The best compromise between opposite requirements creates a complex, nonlinear optimisation problem [1]. In this paper the modelling and multi-objective optimisation of a suspension system are presented. The investigated passive suspension system has vibro-isolating properties that are shaped by a change of forces in a pneumatic spring and hydraulic damper. A combined optimisation procedure has allowed to find the Pareto-optimal system configuration with the simultaneous minimization of the conflicted criteria: suspended body acceleration and suspension travel. The basic findings of the paper consist in the multi-criteria optimisation procedures of a suspension system taking into account its nonlinear dynamic behaviour.

Keywords: suspension system, passive vibro-isolation, multi-criteria optimization.

1. Wprowadzenie

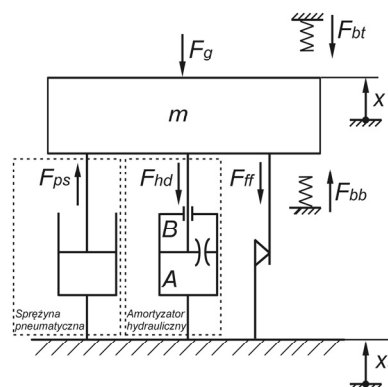
Projektowanie układów zawieszonych stosowanych w technicznych środkach transportu jest utrudnione ze względu na występowanie przeciwnych kryteriów oceny skuteczności ich działania [13]. Przykładowo, w przypadku maszyn roboczych transportowych pożądanym jest ograniczanie drgań przenoszonych od podłogi w kabinie maszyny do jej operatora. Wibroizolację operatora można więc uzyskać stosując układ zawieszenia siedziska [8]. Z jednej strony drgania przenoszone przez układ zawieszenia siedziska powinny być redukowane w celu zwiększenia ochrony operatora przed szkodliwym działaniem wibracji. Z drugiej strony przemieszczenia względne układu zawieszenia również powinny być ograniczane w celu zapewnienia operatorowi pożądanej sterowalności maszyną. Znalezienie kompromisu pomiędzy przeciw-

stawnymi kryteriami oceny skuteczności działania układów zawieszonych można traktować jak problem optymalizacji wielokryterialnej [1].

W pracy analizowany jest pasywny układ zawieszenia, w którym elementami wykonawczymi są: sprężyna pneumatyczna i amortyzator hydrauliczny. Podstawowe problemy napotkane w przypadku użytkowania seryjnie produkowanych układów pasywnych to: mała efektywność działania przy niskich częstotliwościach sygnałów wymuszających, wzmocnienie amplitudy drgań w strefie rezonansu oraz duże amplitudy przemieszczeń względnego układu zawieszenia.

2. Model pasywnego układu zawieszenia ze sprężyną pneumatyczną i amortyzatorem hydraulicznym

W niniejszej pracy badany jest pasywny układ zawieszenia, który często znajduje zastosowanie w technicznych środkach transportu (rys. 1). W modelu układu zawieszenia uwzględniono siły pochodzące od jego podstawowych elementów, tj. siłę reakcji sprężyny pneumatycznej F_{ps} , siłę reakcji amortyzatora hydraulicznego F_{hd} , siłę tarcia układu zawieszenia F_{ff} , siły reakcji krańcowych zderzaków: górnego F_{bt} i dolnego F_{bb} oraz siłę grawitacji wibroizowanego obiektu F_g .



Rys. 1. Model fizyczny pneumo-hydraulicznego układu zawieszenia
Fig. 1. Physical model of the pneumo-hydraulic suspension system

Równanie ruchu układu zawieszenia, jako warunek równowagi sił działających w układzie, przyjmuje następującą postać:

$$m\ddot{x} = F_{ps} + F_{hd} + F_{ff} + F_{bt} + F_{bb} + F_g \quad (1)$$

gdzie: m jest masą obiektu izolowanego od drgań mechanicznych, x jest przemieszczeniem obiektu. Uwzględnienie siły grawitacji F_g w zależności (1) definiuje średnią wartość ciśnienia powietrza w sprężynie pneumatycznej, która jest wymagana do utrzymania wibroizowanego obiektu o danej masie m w zadanym położeniu.

Siła reakcji sprężyny pneumatycznej określona jest poprzez powierzchnię tłoka A_{ps} oraz względną wartość ciśnienia powietrza w sprężynie pneumatycznej $p_{ps} - p_0$ [8], [9]:

$$F_{ps} = A_{ps}(p_{ps} - p_0) \quad (2)$$

gdzie: p_0 jest ciśnieniem atmosferycznym. Ciśnienie powietrza p_{ps} we wnętrzu odkształcalnej sprężyny pneumatycznej o objętości V_{ps} oraz o temperaturze T_{ps} jest obliczane z wykorzystaniem poniższej zależności, w której uwzględniono wymianę ciepła z otoczeniem (przenikanie ciepła przez ściankę sprężyny pneumatycznej z pominięciem akumulacji ciepła w ściance) [2], [4]:

$$p_{ps} = \int \frac{\kappa}{V_{ps}} \left(-p_{ps} \dot{V}_{ps} - \frac{\kappa-1}{\kappa} A_w \alpha_w (T_{ps} - T_w) \right) dt + \frac{m g}{A_{ps}} + p_0 \quad (3)$$

gdzie: κ wykładnikiem politropy, T_w jest temperaturą ścianki sprężyny pneumatycznej, A_w jest powierzchnią zewnętrzną sprężyny pneumatycznej, α_w jest współczynnikiem przenikania ciepła przez ściankę [4]. Zmienna objętość sprężyny pneumatycznej została zamodelowana jako cylinder o podstawie równej powierzchni tłoka A_{ps} i wysokości odpowiadającej przemieszczeniu względem układu zawieszenia $x - x_s$:

$$V_{ps} = V_{dead} + A_{ps} (x - x_s) \quad (4)$$

gdzie: V_{dead} jest objętością nieodkształcalnej części sprężyny pneumatycznej. Przyjęcie wzoru (4) jest dużym uproszczeniem modelu, gdyż w rzeczywistych układach zawieszeń najczęściej stosuje się sprężyny pneumatyczne mieszkowe. W przypadku miechów gumowo-kordowych wraz z odkształceniem zmienia się ich powierzchnia efektywna, którą należy wyznaczyć dla konkretnego rozwiązania sprężyny pneumatycznej [8]. W celu zachowania ogólności modelu pneumo-hydraulicznego układu zawieszenia, w niniejszej pracy przyjęto stałą wartość powierzchni efektywnej A_{ps} . Aktualna wartość ciśnienia powietrza p_{ps} oraz jej aktualna objętość V_{ps} określają zmiany temperatury powietrza w sprężynie pneumatycznej według zależności [7]:

$$T_{ps} = \int \frac{T_{ps}}{p_{ps} V_{ps}} (\dot{p}_{ps} V_{ps} - p_{ps} \dot{V}_{ps}) dt + T_0 \quad (5)$$

gdzie: T_0 jest temperaturą początkową powietrza w sprężynie pneumatycznej.

Siłę reakcji amortyzatora hydraulicznego uzależniono od strat ciśnienia przy przepływie cieczy przez opory miejscowe dla danego natężenia przepływu [5]:

$$F_{hd} = \begin{cases} \zeta_{(B \rightarrow A)} \frac{\rho_d}{2} \left(\frac{A_B (\dot{x} - \dot{x}_s)}{A_o} \right)^2 A_B & \text{dla } \dot{x} - \dot{x}_s > 0 \\ -\zeta_{(A \rightarrow B)} \frac{\rho_d}{2} \left(\frac{A_A (\dot{x} - \dot{x}_s)}{A_o} \right)^2 A_A & \text{dla } \dot{x} - \dot{x}_s < 0 \end{cases} \quad (6)$$

gdzie: ρ_d jest gęstością cieczy hydraulicznej, $\zeta_{(B \rightarrow A)}$ i $\zeta_{(A \rightarrow B)}$ są odpowiednio współczynnikami strat przy przepływie cieczy z komory B do komory A amortyzatora i z komory A do komory B, A_B i A_A są powierzchniami tłoka odpowiednio po stronie B i A amortyzatora, A_o jest powierzchnią przekroju otworu dławiącego. Współczynniki strat przy przepływie przez przekrój okrągły są rozdzielone na przypadek ruchu laminarnego i burzliwego cieczy przez dławik [5]:

$$\zeta_{(B \rightarrow A)} = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_{(B \rightarrow A)}} \left(\alpha_o + \frac{l_o}{d_o} \right) & \text{dla } \frac{64}{\text{Re}_{(B \rightarrow A)}} \left(\alpha_o + \frac{l_o}{d_o} \right) > 1.8 \\ 1.8 & \text{dla } \frac{64}{\text{Re}_{(B \rightarrow A)}} \left(\alpha_o + \frac{l_o}{d_o} \right) \leq 1.8 \end{cases} \quad (7)$$

$$\zeta_{(A \rightarrow B)} = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_{(A \rightarrow B)}} \left(\alpha_o + \frac{l_o}{d_o} \right) & \text{dla } \frac{64}{\text{Re}_{(A \rightarrow B)}} \left(\alpha_o + \frac{l_o}{d_o} \right) > 1.8 \\ 1.8 & \text{dla } \frac{64}{\text{Re}_{(A \rightarrow B)}} \left(\alpha_o + \frac{l_o}{d_o} \right) \leq 1.8 \end{cases} \quad (8)$$

gdzie: α_o jest stałym współczynnikiem przepływu o wartości około 2/3, d_o i l_o są odpowiednio średnicą i długością otworu dławiącego. Zmienne wartości liczb Reynoldsa, które charakteryzują stan przepływu, zależą od aktualnej prędkości przepływu cieczy [14]:

$$\text{Re}_{(B \rightarrow A)} = \frac{4|A_B(\dot{x} - \dot{x}_s)|}{d_o \pi \nu} \quad \text{Re}_{(A \rightarrow B)} = \frac{4|A_A(\dot{x} - \dot{x}_s)|}{d_o \pi \nu} \quad (9)$$

gdzie: ν jest współczynnikiem lepkości kinematycznej cieczy, która została założona jako wartość stała.

Siła tarcia została opisana na podstawie modelu Bouc-Wen, który uwzględnia histerezę systemu zawieszenia i jest obliczana na podstawie następującej zależności [5]:

$$\dot{F}_{ff} = -k_{ff}(\dot{x} - \dot{x}_s) + \gamma_{ff}|\dot{x} - \dot{x}_s|F_{ff} + \beta_{ff}(\dot{x} - \dot{x}_s)F_{ff} \quad (10)$$

gdzie k_{ff} jest współczynnikiem definiującym wysokość histerezy siły tarcia, natomiast γ_{ff} i β_{ff} są parametrami wpływającymi na kształt histerezy i opisującymi właściwości lepko-sprężyste systemu zawieszenia przy zmianie kierunku ruchu.

Siły reakcji zderzaków: dolnego i górnego zostały opisane przy użyciu modeli nieliniowych, które charakteryzują siły działające w określonych zakresach przemieszczeń względnych systemu zawieszenia, tj. dla zderzaka dolnego $d_b > x - x_s$ oraz dla górnego $d_t < x - x_s$ [5]:

$$F_{bb} = k_{b3}(x - x_s - d_b)^3 + k_{b1}(x - x_s - d_b), \quad d_b > x - x_s \quad (11)$$

$$F_{bt} = k_{t3}(x - x_s - d_t)^3 + k_{t1}(x - x_s - d_t), \quad d_t < x - x_s \quad (12)$$

gdzie: k_{b3} i k_{t3} oraz k_{b1} i k_{t1} są współczynnikami wielomianów określających zależności pomiędzy siłami reakcji i ugięciami odpowiednich zderzaków.

Siła grawitacji jest iloczynem wartości wibroizolowanej masy m i przyspieszenia ziemskiego g :

$$F_g = -mg \quad (13)$$

Określenie nieznanych parametrów modelu matematycznego, które opisują główne siły działające w układzie zawieszenia, odbywa się eksperymentalnie dla konkretnego rozwiązania technicznego układu. Wyznaczania parametrów modelu dla przykładowego układu zawieszenia siedziska opisano w pracy [10]. W niniejszej pracy przyjęto następujące wartości parametrów modelu pneumo-hydraulicznego układu zawieszenia: $m = 107$ kg, $A_{ps} = 2.49 \times 10^{-3}$ m², $A_w = 0.1$ m², $\alpha_w = 25$ W/(m²K), $T_w = 293$ K, $g = 9.81$ m/s², $p_0 = 1 \times 10^5$ Pa, $V_{dead} = 0.3 \times 10^{-3}$ m³, $T_0 = 293$ K, $\rho_d = 890$ kg/m³, $A_A = 0.395 \times 10^{-3}$ m², $A_B = 0.335 \times 10^{-3}$ m², $\alpha_o = 0.667$, $d_o = 2.25 \times 10^{-3}$ m, $l_o = 75 \times 10^{-3}$ m, $\nu = 4.6 \times 10^{-5}$ m²/s, $k_{ff} = 2 \times 10^5$ N/m, $\beta_{ff} = 2 \times 10^3$ m⁻¹, $\gamma_{ff} = 2 \times 10^3$ m⁻¹, $k_{b3} = 818 \times 10^6$ N/m³, $k_{b1} = 6.38 \times 10^3$ N/m, $d_b = 0.061$ m, $k_{t3} = 583 \times 10^6$ N/m³, $k_{t1} = 63.8 \times 10^3$ N/m, $d_t = 0.207$ m.

3. Wielokryterialna optymalizacja właściwości wibroizolacyjnych układu zawieszenia

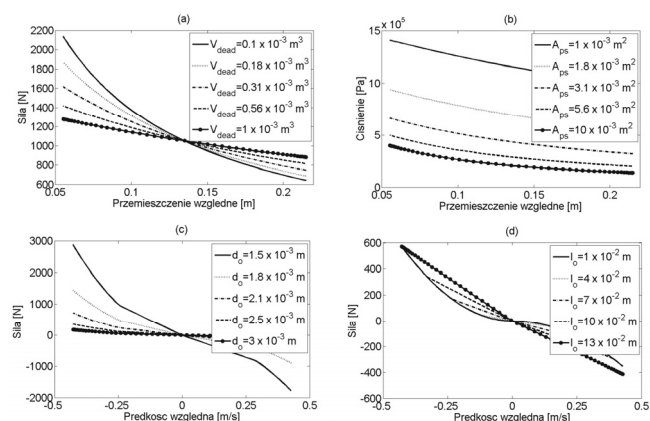
W niniejszym rozdziale pracy rozpatrywane są możliwości poprawy właściwości wibroizolacyjnych pneumo-hydraulicznego układu zawieszenia poprzez kształtowanie charakterystyk sił reakcji sprężyny pneumatycznej oraz amortyzatora hydraulicznego. Badania są prowadzone z wykorzystaniem nieliniowego modelu matematycznego układu, którego ruch wymuszono sygnałem losowym o właściwościach spektralnych zbliżonych do sygnału białego szumu w zakresie częstotliwości 0.5 – 10 Hz. Do rozwiązania numerycznego modelu posłużono się pakietem symulacyjnym Matlab-Simulink.

3.1. Zmienne decyzyjne

Zwiększanie objętości sprężyny pneumatycznej powoduje obniżenie sztywności układu zawieszenia, co w konsekwencji zmniejsza jego częstotliwość drgań własnych. Powoduje to znaczny wzrost efektywności wibroizolacji [8], ale układ charakteryzuje się płaską charakterystyką statyczną siły ze względu na małe zmiany ciśnienia powietrza wewnątrz powiększonej objętości sprężyny pneumatycznej. W takiej sytuacji przemieszczenia względne układu zawieszenia są większe, co natomiast może być kompensowane poprzez wprowadzanie progresywnej charakterystyki siły od amortyzatora hydraulicznego [10]. Przy zastosowaniu progresywnej charakterystyki siły tłumienia w funkcji prędkości względnej, przemieszczenie względne maleje znacząco, a wzmocnienie w zakresie częstotliwości drgań własnych układu nie wzrasta radykalnie.

W związku z powyższym za zmienne decyzyjne wybrano wielkości, które znacząco wpływają na kształt charakterystyk elementu pneumatycznego i hydraulicznego zastosowanych w układzie zawieszenia:

- nieodkształcalna objętość sprężyny pneumatycznej $V_{dead} = 0.1 - 1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$,
- pole powierzchni tłoka sprężyny pneumatycznej $A_{ps} = 1 - 10 \times 10^{-3} \text{ m}^2$,
- średnicą otworu dławiącego w amortyzatorze hydraulicznym $d_o = 1.5 - 3 \times 10^{-3} \text{ m}$,
- długość otworu dławiącego w amortyzatorze hydraulicznym $l_o = 1 - 13 \times 10^{-2} \text{ m}$.



Rys. 2. Charakterystyki elementu pneumatycznego i hydraulicznego przy różnych wartościach zmiennych decyzyjnych: nieodkształcalna objętość sprężyny pneumatycznej (a), powierzchnia tłoka sprężyny pneumatycznej (b), średnica dławika w tłumiku hydraulicznym (c), długość dławika w tłumiku hydraulicznym (d)

Fig. 2. Characteristics of pneumatic and hydraulic elements for different values of decision variables: pneumatic spring dead volume (a), pneumatic spring piston area (b), hydraulic damper orifice diameter (c), hydraulic damper orifice length (d)

Zdefiniowane powyżej zakresy zmiennych decyzyjnych umożliwiają znaczne zmiany sił sprężystych i tłumiących układu zawieszenia. W niniejszej pracy przyjęto stałą masę chronionego od drgań obiektu ($m = 100 \text{ kg}$), dla którego kształtowano właściwości wibroizolacyjne układu zawieszenia. Stosowane charakterystyki elementu pneumatycznego i hydraulicznego przy różnych wartościach zmiennych decyzyjnych przedstawiono na rys. 2.

Jak wynika z rezultatów przedstawionych na rys. 2, zwiększanie objętości sprężyny pneumatycznej V_{dead} skutkuje obniżeniem sztywności układu zawieszenia (rys. 2a). Natomiast zmniejszanie powierzchni tłoka A_{ps} wpływa na wzrost ciśnienia w sprężynie pneumatycznej, a więc przy tym samym ugięciu statycznym układu zawieszenia jego sztywność wzrasta (rys. 2b). Zmniejszanie średnicy d_o otworu dławiącego w amortyzatorze hydraulicznym powoduje wzrost siły tłumienia wprowadzonej do układu zawieszenia (rys. 2c). Z kolei zmniejszanie długości l_o tego samego otworu dławiącego wywołuje zmianę charakterystyki siły tłumienia z liniowej do progresywnej w funkcji prędkości ruchu amortyzatora hydraulicznego (rys. 2d).

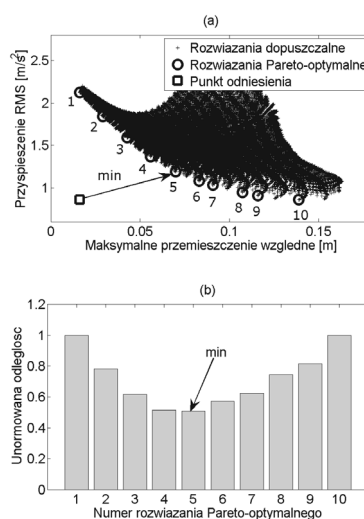
3.2. Procedura optymalizacji

W celu rozważenia możliwości poprawy właściwości użytkowych pneumo-hydraulicznego układu zawieszenia zdefiniowano zadanie optymalizacji, polegające na jednoczesnej minimalizacji przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji [11, 12]:

$$\ddot{x}_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t \ddot{x}^2 dt} \rightarrow \min. \quad (14)$$

$$(x - x_s)_{\max} = \max_t(x - x_s) - \min_t(x - x_s) \rightarrow \min. \quad (15)$$

gdzie: \ddot{x}_{RMS} jest wartością skuteczną przyspieszenia drgań izolowanego obiektu, $(x - x_s)_{\max}$ jest maksymalną wartością przemieszczenia względnego systemu zawieszenia, natomiast t jest czasem, przy którym dokonano obliczenia tych wartości.



Rys. 3. Reprezentacja graficzna zbioru możliwych rozwiązań w przestrzeni kryteriów (a), unormowana odległość punktów Pareto-optimalnych od punktu odniesienia (b)

Fig. 3. Pareto-optimal point distributions against the background of possible solutions (a), normalized distances of the Pareto-optimal points from the reference point (b)

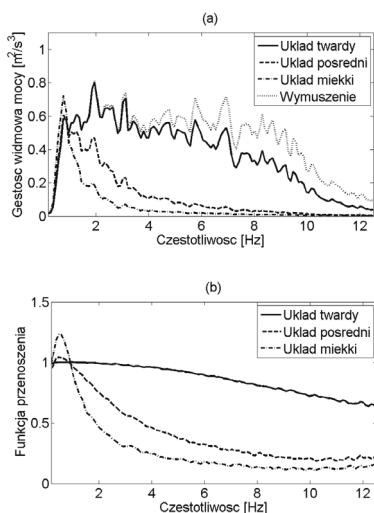
Proces optymalizacji przeprowadzono metodą przeglądu zupełnego możliwych rozwiązań dla dyskretnych wartości zmiennych decyzyjnych z podanych powyżej przedziałów ich zmienności. Wyniki symulacji komputerowej, jako zbiór możliwych rozwiązań

w przestrzeni kryteriów (+), zaprezentowano na rys. 3a. W zbiorze wszystkich rozwiązań znaleziono 10 rozwiązań niezdominowanych (Pareto- optymalnych) [3], które oznaczono na rys. 3a (o).

Analizowano kolejno otrzymane rozwiązania Pareto- optymalne w celu znalezienia największego kompromisu pomiędzy redukcją szkodliwego oddziaływania drgań na izolowany obiekt (kryterium \ddot{x}_{RMS}), a przeciwnym ograniczeniem przemieszczeń względnych układu zawieszenia (kryterium $(x - x_s)_{max}$). Za najlepsze rozwiązanie uznano takie, które posiadało najmniejszą odległość od punktu odniesienia w unormowanej przestrzeni kryteriów. Punkt odniesienia (\square) został wyznaczony przez minimalne wartości poszczególnych kryteriów wibroizolacji (rys. 3a). Dla rozważanego systemu zawieszenia najmniejsza odległość jest znaleziona dla punktu Pareto- optymalnego o numerze 5 (rys. 3b).

3.3. Wyniki badań symulacyjnych

Wyniki badań symulacyjnych dla trzech Pareto- optymalnych rozwiązań układu zawieszenia przedstawiono na rysunku 4. Działanie układu redukcji drgań oceniono w przypadku wymuszenia losowego, dla którego gęstość widmowa mocy przyspieszenia drgań wykazywała niemalże stałą wartość w zakresie częstotliwości 0.5 – 10 Hz (rysunek 4a).



Rys. 4. Symulowane gęstości widmowe mocy (a) oraz funkcje przeniesienia (b) optymalizowanego układu zawieszenia w przypadku rozwiązań Pareto- optymalnych: numer 1 (układ optymalny sztywny), numer 5 (układ optymalny pośredni), numer 10 (układ optymalny miękki)

Fig. 4. Simulated power spectral densities (a) and transmissibility curves (b) of the optimized suspension system for the Pareto-optimal points: number 1 (optimal stiff system), number 5 (optimal indirect system), number 10 (optimal soft system)

Tab. 1. Zestawienie wartości skutecznych przyspieszenia drgań izolowanego obiektu i maksymalnych przemieszczeń względnych dla trzech rozwiązań pneumo- hydraulicznego układu zawieszenia

Tab. 1. Isolated object RMS accelerations and the maximum relative displacements for three solutions of the pneuma- hydraulic suspension system

Układ zawieszania	Zmienne decyzyjne				Kryteria wibroizolacji	
	V_{dead} $\times 10^{-3}$ m	A_{ps} $\times 10^{-3}$ m ²	d_o $\times 10^{-3}$ m	l_o $\times 10^{-2}$ m	\ddot{x}_{RMS} m/s ²	$(x - x_s)_{max}$ $\times 10^{-3}$ m
Twardy	0.848	1	1.5	13	2.12	16.2
Pośredni	1	1	1.8	1	1.19	69.8
Miękki	1	1	2.7	1	0.859	138

Pierwsze z rozwiązań układu zawieszenia, nazwane jako „układ twardy” (punkt nr 1), charakteryzuje się najmniejszym przemieszczeniem względnym, ale wartość skuteczna przyspieszenia drgań izolowanego obiektu jest największa (tab. 1). Kontrastowe rozwiązanie, nazwane jako „układ miękki” (punkt nr 10), posiada najmniejszą wartość skuteczną przyspieszenia drgań izolowanego obiektu, ale przemieszczenia względne są największe (tab. 1). Rozwiązanie kompromisowe, nazwane jako „układ pośredni” (punkt nr 5) zmniejsza wartości obu kryteriów wibroizolacji (tab. 1). Odpowiednie wartości zmiennych decyzyjnych i kryteriów wibroizolacji podano w tab. 1.

4. Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawiono sposób doboru właściwości wibroizolacyjnych pasywnego układu zawieszenia poprzez kształtowanie nieliniowych charakterystyk sił od sprężyny pneumatycznej i od amortyzatora hydraulicznego. Zaproponowane działania ułatwiają dokonanie wyboru pomiędzy pożądaną redukcją szkodliwych drgań mechanicznych a przeciwnym ograniczeniem przemieszczeń względnych układu zawieszenia. Taki sposób projektowania przyczynia się zarówno do poprawy komfortu użytkownika technicznych środków transportu, jak również wpływa korzystnie na polepszenie kontaktu ich operatorów z urządzeniami sterowniczymi we wnętrzu kabiny.

5. Literatura

- [1] Alkhatiba R., Nakhaie Jazarb G., Golnaraghi M.F.: Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm, *Journal of Sound and Vibration* 2004, Vol: 275, str. 665-691.
- [2] Beater P.: *Pneumatic Drives. System Design, Modelling and Control*. Springer-Verlag, Berlin 2007, str. 253-256.
- [3] Censor Y.: Pareto Optimality in Multiobjective Problems, *Appl. Math. Optimiz.* 1977, Vol. 4, str. 41-59.
- [4] Gerc E.W.: *Napędy pneumatyczne, Teoria i obliczanie*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1973.
- [5] Guillon M.: *Teoria i obliczanie układów hydraulicznych*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1967.
- [6] Gunston, T.P., Rebelle, J., Griffin M.J.: A comparison of two methods of simulating seat suspension dynamic performance, *Journal of Sound and Vibration* 2004, Vol: 278, str. 117-134.
- [7] Kiczowski T.: *Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2005.
- [8] Kowal J.: *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996.
- [9] Lee C.M., Bogatchenkov, A.H., Goverdovskiy, V.N., Shynkarenko Y.V., Temnikov A.I.: Position control of seat suspension with minimum stiffness, *Journal of Sound and Vibration* 2006, Vol: 292, str. 435-442.
- [10] Maciejewski I., Meyer L., Krzyżynski T.: Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties, *Journal of Sound and Vibration* 324 (2009), str. 520-538.
- [11] Kiczowski T., Maciejewski I., Krzyżynski T.: Wybrane problemy optymalizacji pneumatycznego zespołu amortyzującego, *Pomiary Automatyka Kontrola* Nr 4/2010, str. 349-354.
- [12] Maciejewski I.: Polioptymalizacja własności wibroizolacyjnych aktywnego systemu zawieszenia siedziska, *Pomiary Automatyka Kontrola*, Nr 8/2007, str. 49-52.
- [13] Preumont A.: *Vibration Control of Active Structures An Introduction*, Kluwer Academic Publishers, London 2002, str. 113-116.
- [14] Tarnowski W.: *Symulacja i optymalizacja w Matlab'ie*, Wydawnictwo Intergraf S.C., Sopot 2001.

otrzymano / received: 01.02.2011

przyjęto do druku / accepted: 04.04.2011

artykuł recenzowany