

ZASTOSOWANIE WNIOSKOWANIA ROZMYTEGO DO STEROWANIA AKTYWNYM UKŁADEM ZAWIESZENIA SIEDZISKA STOSOWANYM DO OCHRONY OPERATORÓW MASZYN ROBOCZYCH PRZED DRGANIAMI W POZIOMYM KIERUNKU ODDZIAŁYWANIA

W artykule został omówiony fizyczny oraz matematyczny model aktywnego układu redukcji drgań ze sztucznymi mięśniami pneumatycznymi, który może znaleźć zastosowanie w układzie zawieszenia siedziska na potrzeby ochrony operatora maszyny roboczej przed drganiami w poziomym kierunku oddziaływania. Sterowanie elementami aktywnymi układu zostało rozwiązane poprzez zastosowanie regulatora rozmytego (fuzzy-logic), który przekazuje sygnał sterujący do proporcjonalnego zaworu przepływu, poprzez który zasilane są mięśnie pneumatyczne. Skuteczność opracowanego modelu aktywnego układu redukcji drgań z zastosowaniem wnioskowania rozmytego wyznaczono na podstawie badań symulacyjnych i porównano z wynikami uzyskanymi dla analogicznego układu pasywnego. Jako rezultaty symulacji komputerowej przedstawiono gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia.

WSTĘP

Badanie reakcji ludzkiego organizmu na drgania i wstrząsy jest bardzo złożonym problemem, który od dziesięcioleci stanowi przedmiot zainteresowania naukowców. Obszerne opisy aspektów tego problemu zostały dość szeroko opublikowane w literaturze. Nadmierne wibracje powodują dyskomfort i utrudniają obsługę pojazdów. Długotrwałe narażenie na występowanie drgań może powodować trwałe, a nawet nieodwracalne zmiany w stanie zdrowia, prowadząc w wyjątkowych przypadkach do trwałej niezdolności do pracy [1, 2, 3]. Stąd wciąż rozwijane są metody i techniczne środki zapobiegawcze w celu zminimalizowania negatywnego wpływu drgań na organizm człowieka. W istniejącej literaturze można znaleźć wiele rozwiązań wibroizolatorów, do których należy zaliczyć przede wszystkim wibroizolatory sprężynowe, gumowe, korkowe i pneumatyczne. Ich obszerą charakterystykę przedstawiono między innymi w pracy [4].

Jak do tej pory najwięcej uwagi poświęcono badaniu i kontroli oddziaływania na człowieka wibracji w kierunku pionowym. Istnieją jednak dowody na to, że oprócz drgań pionowych, również drgania poziome zgodne z kierunkiem ruchu maszyny, które wynikają głównie z pracy maszyny w trudnym terenie, mają wpływ na zdrowie operatora [5]. Te potencjalnie negatywne skutki dla zdrowia wynikające z występowania drgań poziomych doprowadziły do rozwoju zawieszek siedzisk pojazdów wyposażonych w układy redukcji drgań poziomych. Dzięki pracy tych układów operator maszyny uzyskuje możliwość pewniejszego prowadzenia pojazdu oraz zmniejsza się wpływ wibracji na jego organizm.

Pasywne układy redukcji drgań o poziomym kierunku oddziaływania stosowane w zawieszce siedzisk maszyn roboczych charakteryzuje niezadowalająca efektywność tłumienia przy niskich częstotliwościach drgań. Dlatego uzasadnionym jest zastosowanie układu z elementami aktywnymi w celu poprawy właściwości wibroizolacyjnych i lepszej ochrony operatora. Zastosowanie aktywnego układu redukcji drgań wymaga rozwiązania problemu sterowania

pracą elementu aktywnego. W niniejszej pracy zaproponowano zastosowanie wnioskowania rozmytego w celu doboru wielkości sygnału sterującego zaworem proporcjonalnym, poprzez który zasilane są sztuczne mięśnie pneumatyczne.

Niniejsza praca proponuje modelowe podejście do projektowania układu redukcji drgań poziomych. Modelowanie i symulacja komputerowa dynamiki ruchu układu siedzisko-operator pozwala na skrócenie czasu badań i zdecydowanie zmniejsza ich koszt. Badania opisane w pracy dotyczą zastosowania wnioskowania rozmytego do sterowania aktywnym układem redukcji drgań w jednym z poziomych kierunków oddziaływania drgań, tj. kierunku wzdłużnym x , zgodnym z kierunkiem jazdy maszyny po nierównym terenie.

Celem niniejszej pracy jest zbudowanie modelu komputerowo-aktywnego układu redukcji drgań ze sztucznymi mięśniami pneumatycznymi sterowanego za pomocą regulatora rozmytego oraz ocena skuteczności działania tego układu w porównaniu z analogicznym układem pasywnym.

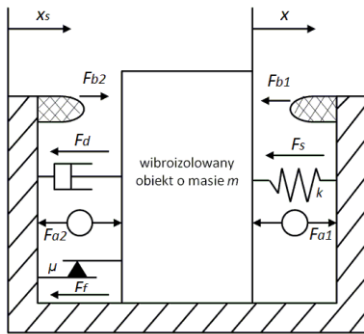
1. MODEL UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA

W pracy zaproponowany został model aktywnego układu zawieszenia siedziska maszyny roboczej, który można zastosować do ochrony operatorów przed wpływem drgań mechanicznych w poziomym kierunku oddziaływania [6]. Badany układ składa się ze sprężyny śrubowej, amortyzatora hydraulicznego, zderzaków ograniczających maksymalne przemieszczenia oraz elementów aktywnych w postaci sztucznych mięśni pneumatycznych (rys. 1).

Mechanizm prowadzący tego układu umożliwia amortyzację operatora od drgań mechanicznych w kierunku poruszania się maszyny roboczej po nierównym terenie.

W modelu przedstawionym w niniejszej pracy przyjęto założenie, że obiekt o masie m , zastępujący operatora wraz z siedziskiem, przesuwany jest po płycie znajdującej się między izolowanym obiektem, a podłożem. Drgania przenoszone są na wibroizolowany obiekt, gdyż kinematycznie wymuszony jest ruch drgającej płyty. Pasywne elementy występujące w układzie to sprężyna śrubowa, amortyzator

hydrauliczny i zderzaki, natomiast część aktywna składa się z dwóch mięśni pneumatycznych. Masa obiektu odpowiadająca sumie mas siedziska i operatora została przyjęta w wartości $m=80$ kg.



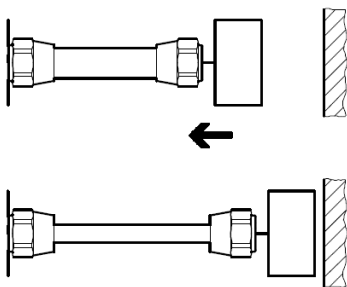
Rys. 1. Model fizyczny aktywnego układu zawieszenia siedziska w przypadku wzłużnego kierunku oddziaływania drgań

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

$$m\ddot{x} + F_s + F_f + F_d + F_{b1} - F_{b2} - F_{a1} + F_{a2} = 0 \quad (1)$$

gdzie: m jest masą obiektu izolowanego od drgań mechanicznych, x jest przemieszczeniem tego obiektu w kierunku poziomym, F_s jest siłą reakcji sprężyny, F_f jest siłą tarcia układu zawieszenia, F_d jest siłą reakcji amortyzatora hydraulicznego, F_{b1} i F_{b2} są siłami pochodzącymi od zderzaków, F_{a1} i F_{a2} są dodatkowymi siłami aktywnymi wywołanymi za pomocą sztucznych mięśni pneumatycznych.

Jako elementy aktywne proponowanego układu redukcji drgań zostały wykorzystane sztuczne mięśnie pneumatyczne. Podobieństwo tych siłowników do biologicznych mięśni polega na tym, że przy wzroście ciśnienia zasilającego, podobnie jak w mięśniach, następuje promieniowe odkształcenie oraz jednoczesne zmniejszenie długości, wskutek czego powstaje osiowa siła ciągnąca. Poprzez zmianę wartości ciśnienia doprowadzonego do sztywnego mięśnia pneumatycznego można zmieniać jego długości równocześnie wartość uzyskiwanej siły osiowej (Rys. 2). Za pomocą sztucznego mięśnia można uzyskać maksymalny skok roboczy w granicach 25% długości nominalnej elastycznej rurki.



Rys. 2. Zasada działania mięśnia pneumatycznego [7]

Siła osiowa generowana przez sztuczny mięsień pneumatyczny zależna jest od wartości ciśnienia doprowadzonego powietrza, nominalnej długości, stopnia skrócenia oraz własności materiałowych. W przypadku stałego ciśnienia zasilającego, w początkowej fazie skrócenia mięśnia powstaje największa siła, która przy skróceniu maksymalnym maleje do zera. Poprzez sterowanie wielkością ciśnienia sprężonego powietrza można kontrolować przenoszoną siłę i stopień

deformacji pneumatycznego siłownika mięśniowego. Mięśnie pneumatyczne wykonują płynne ruchy, odkształcając się w kierunku promieniowym, nie występuje w nich zjawisko stick-slip oraz wykazują naturalne właściwości tłumienia ruchu.

Model i charakterystyki statyczne mięśni pneumatycznych DMSP-10 firmy FESTO, które będą używane do badań doświadczalnych w celu weryfikacji modelu, zostały wyznaczone na podstawie ogólnych zależności dla mięśni pneumatycznych przedstawionych w pracy [8]. Wartość siły F_a generowanej przez mięsień w funkcji ciśnienia i długości mięśnia możemy wyrazić wzorem:

$$F_a = p \frac{b^2}{4\pi n^2} \left(3 \frac{L^2}{b^2} - 1 \right) = p \frac{1}{4\pi n^2} (3L^2 - b^2) \quad (2)$$

gdzie: p jest ciśnieniem wewnątrz mięśnia, b jest długością splotu, n określa ilość zwojów splotu mięśnia, L jest długością mięśnia.

Wg danych producenta maksymalny stopień skrócenia modelowanego mięśnia wynosi 25%, długość minimalna mięśnia wynosi zatem:

$$L_{min} = 0,75 L_{nom} \quad (3)$$

gdzie: L_{nom} jest nominalną długością mięśnia w stanie nienapełnionym. Wartość długości splotu mięśnia wynika z zależności geometrycznych i może być wyznaczona wg zależności:

$$b = \frac{L_{nom}}{\cos\theta} \quad (4)$$

gdzie: θ jest kątem splotu mięśnia.

Dla badanych sztucznych mięśni nominalna długość L_{nom} wynosi 0,25m, kąt splotu $\theta = 20^\circ$, ilość zwojów splotu mięśnia $n = 3$. Stąd po wyliczeniach wg zależności (3,4): $L_{min} = 0,19$ m, $b = 0,27$ m.

Stopień skrócenia mięśnia można obliczyć z zależności:

$$h = \frac{L_{nom} - L}{L_{nom}} 100\% \quad (5)$$

Zatem siłę mięśnia w funkcji ciśnienia i stopnia skrócenia możemy określić zależnością:

$$F_a = p \frac{1}{4\pi n^2} [3L_{nom}^2(1 - h)^2 - b^2] \quad (6)$$

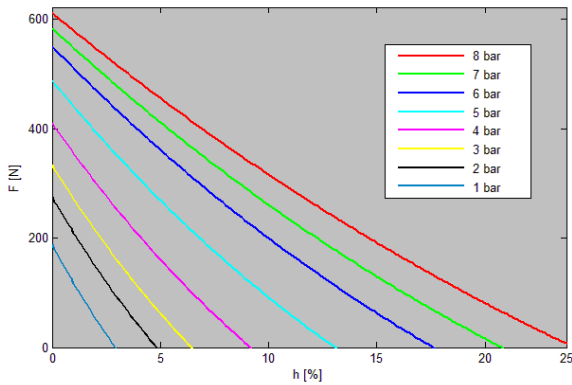
Zgodnie z oznaczeniami przyjętymi na rysunku 1 możemy założyć:

$$L_{nom} - L = x - x_s \Rightarrow h = \frac{x - x_s}{L_{nom}} \quad (7)$$

Ostatecznie w badanym układzie wartości sił F_{a1} i F_{a2} generowanych przez mięśnie pneumatyczne możemy wyrazić zależnościami:

$$\begin{aligned} F_{a1} &= p \frac{1}{4\pi n^2} [3L_{nom}^2 \left(1 - \frac{x - x_s}{L_{nom}} \right)^2 - b^2] \\ F_{a2} &= p \frac{1}{4\pi n^2} [3L_{nom}^2 \left(1 + \frac{x - x_s}{L_{nom}} \right)^2 - b^2] \end{aligned} \quad (8)$$

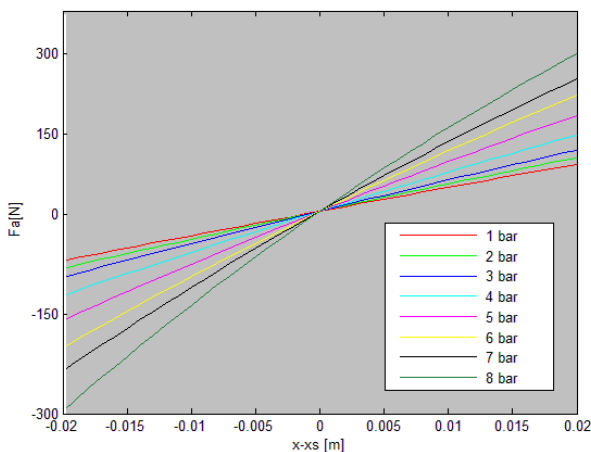
Na podstawie zależności (6,7) wyznaczono charakterystyki statyczne mięśnia pneumatycznego $F_a(h)$ dla wartości ciśnienia wewnątrz mięśnia 1 – 8 bar. Charakterystyki te przedstawione są na rysunku 3.



Rys. 3. Charakterystyki statyczne $F_a(h)$ modelowanego muskułu.

Otrzymane charakterystyki modelowanego muskułu pneumatycznego DMSP-10 firmy FESTO są bardzo zbliżone do charakterystyk przedstawionych przez producenta, możemy więc przyjąć, że model w dużym stopniu odwzorowuje zachowanie zastosowanych w badaniach doświadczalnych mięśni pneumatycznych.

Na podstawie zależności (8) wyznaczono wartości sił generowanych przez muskuły pneumatyczne F_{aw} zależności od przemieszczenia układu $x-x_s$ dla wartości ciśnienia wewnątrz muskułów w zakresie 1 – 8 bar. Wartości tych sił przedstawione są na rysunku 4.

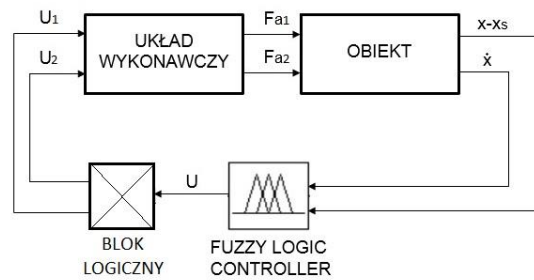


Rys. 4. Siła $F_a(x-x_s)$ modelowanego układu muskułów.

Modele matematyczne zderzaków, sprężyny, tarcia w układzie oraz amortyzatora hydraulicznego zostały przedstawione w pracach [9, 10].

2. SYSTEM STEROWANIA AKTYWNYM ZAWIESZENIEM SIEDZISKA

W badaniach symulacyjnych został użyty system sterowania rozmytego. Dwa sygnały wejściowe: przemieszczenia względnego i prędkości bezwzględnej izolowanego obiektu docierają do regulatora rozmytego. Na wyjściu regulatora otrzymuje się sygnał napięciowy, zasilający zawór proporcjonalny, przez który zasilane są sztuczne mięśnie pneumatyczne.



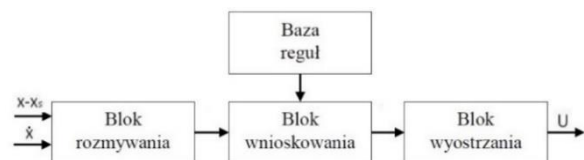
Rys. 5. Schemat układu regulacji

Sygnał sterujący układem wykonawczym U został opisany następującą zależnością:

$$U_1 = \begin{cases} U & \text{gdy } U > 0 \\ 0 & \text{gdy } U \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

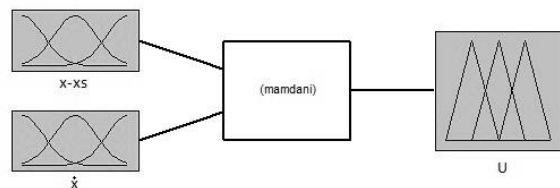
$$U_2 = \begin{cases} 0 & \text{gdy } U > 0 \\ -U & \text{gdy } U \leq 0 \end{cases}$$

Sterowniki rozmyte są szczególnym przypadkiem rozmytych systemów wnioskujących bazujących na regułach typu JEŻELI...TO. Ogólny schemat rozmytego systemu wnioskującego zastosowanego do sterowania opisanym w niniejszej pracy układem został przedstawiony na rys.6.



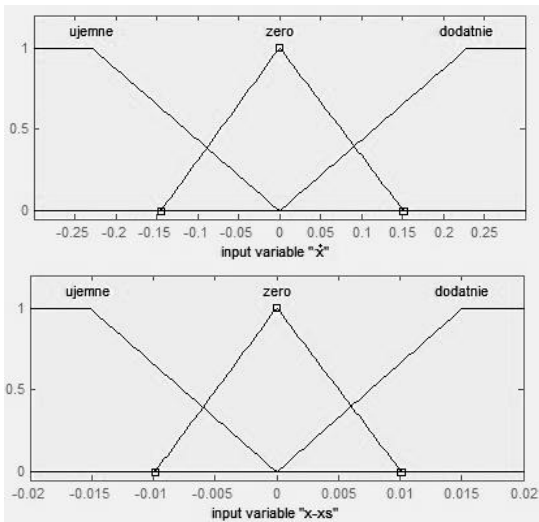
Rys. 6. Schemat sterownika rozmytego (Fuzzy Logic Controller)

W opisywanym układzie regulacji zastosowano regulator Fuzzy Logic typu Mamdani w odmianie MISO (multiple-input single-output). Dwa sygnały wejściowe: przemieszczenia względnego wibrozolowanego obiektu oraz prędkości bezwzględnej doprowadzone są do regulatora rozmytego. Na wyjściu regulatora otrzymujemy sygnał napięciowy, który poprzez blok logiczny steruje pracą zaworów regulujących ciśnienie powietrza doprowadzonego do sztucznych mięśni pneumatycznych. Schemat ogólny zastosowanego systemu rozmytego został pokazany na rysunku 7.



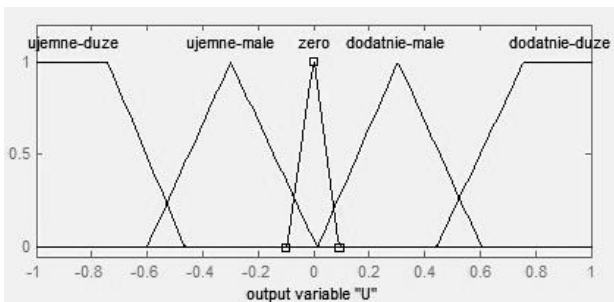
Rys. 7. Schemat zastosowanego systemu rozmytego

Wejściowe zmienne lingwistyczne zawierają 3 trójkątne, symetryczne funkcje przynależności określające przemieszczenie względne $x-x_s$ oraz prędkość \dot{x} . Funkcje oznaczono w sposób przedstawiony na rysunku 8.



Rys. 8. Wejściowe funkcje przynależności

W odniesieniu do wyjściowej zmiennej lingwistycznej U zastosowano trapezowe funkcje przynależności dla wartości opisanych jako *ujemne-duze* oraz *dodatnie-duze* oraz trójkątne, symetryczne funkcje dla pozostałych wartości. Funkcje przynależności zmiennej wyjściowej zostały rozmieszczone nierównomiernie w znormalizowanym przedziale $[-1, 1]$ zgodnie z rysunkiem 9.



Rys. 9. Wyjściowe funkcje przynależności

Na podstawie przyjętych wejściowych i wyjściowych funkcji przynależności została zdefiniowana baza reguł projektowanego regulatora rozmytego. Opracowaną bazę reguł przedstawiono poniżej.

- Jeżeli ($x-x_s$ jest ujemny) i (\dot{x} jest ujemny) to (U jest dodatni duży)
- Jeżeli ($x-x_s$ jest zero) i (\dot{x} jest zero) to (U jest zero)
- Jeżeli ($x-x_s$ jest dodatni) i (\dot{x} jest dodatni) to (U jest ujemny duży)
- Jeżeli ($x-x_s$ jest zero) i (\dot{x} jest ujemny) to (U jest dodatni mały)
- Jeżeli ($x-x_s$ jest zero) i (\dot{x} jest dodatni) to (U jest ujemny mały)
- Jeżeli ($x-x_s$ jest ujemny) i (\dot{x} jest zero) to (U jest dodatni mały)
- Jeżeli ($x-x_s$ jest dodatni) i (\dot{x} jest zero) to (U jest ujemny mały)
- Jeżeli ($x-x_s$ jest dodatni) i (\dot{x} jest ujemny) to (U jest ujemny mały)
- Jeżeli ($x-x_s$ jest ujemny) i (\dot{x} jest dodatni) to (U jest dodatni mały)

W odniesieniu do wszystkich reguł zastosowano współczynnik wagowy równy jedności oraz metodę łączenia reguł z wykorzystaniem formuły iloczynowej. Jako metodę defuzyfikacji, która umożliwia przekształcenie zbioru rozmytego, opisanego odpowiednią funkcją przynależności, na wartość skalarną wybrano metodę środka ciężkości.

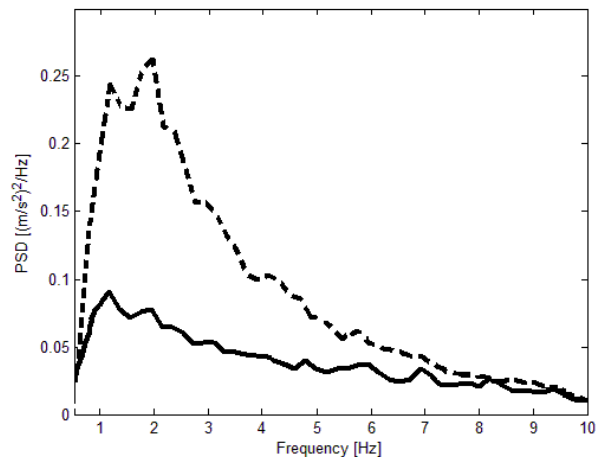
3. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

W celu zbadania skuteczności układu redukcji drgań poziomych wykonano serię badań symulacyjnych dla modelu układu aktywnego sterowanego za pomocą regulatora rozmytego. Wyniki badań zostały porównane z wynikami badań symulacyjnych dla układu pasywnego o

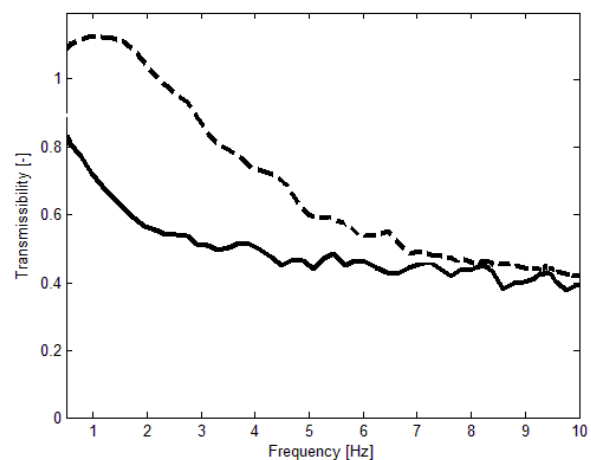
budowie analogicznej do modelu aktywnego lecz pozbawionego elementów aktywnych w postaci sztucznych mięśni pneumatycznych.

Eksperyment polegał na wprawieniu w ruch drgający podstawy układu zawieszenia siedziska. Ruch drgający został uzyskany poprzez wymuszenie kinematyczne w postaci sygnału stochastycznego o właściwościach spektralnych zbliżonych do białego szumu w zakresie częstotliwości 0,5-10 Hz. Rejestrowane były drgania obiektu o masie m chronionego poprzez układ aktywny sterowany regulatorem rozmytym oraz przez układ pasywny. Wyznaczono gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia drgań układu. W badaniach symulacyjnych układu sterowanego regulatorem rozmytym redukcji drgań oraz układu pasywnego wykorzystano model przedstawiony na rys. 1. Modele komputerowe układów zawieszenia aktywnego oraz pasywnego zostały sporządzone przy użyciu pakietu MATLAB – Simulink. Zasada przeprowadzenia symulacji oraz wszystkie parametry układu były identyczne dla układu aktywnego i pasywnego.

Na rysunkach 10 i 11 przedstawiono odpowiednio gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań oraz funkcje przenoszenia aktywnego układu redukcji drgań sterowanego regulatorem rozmytym oraz układu pasywnego, które otrzymano w wyniku symulacji komputerowej.



Rys. 10. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań otrzymane na drodze symulacji komputerowej dla aktywnego układu redukcji drgań sterowanego regulatorem rozmytym (linia ciągła) oraz układu pasywnego (linia przerywana).



Rys. 11. Funkcje przenoszenia układu zawieszenia otrzymane na drodze symulacji komputerowej dla aktywnego układu redukcji drgań sterowanego regulatorem rozmytym (linia ciągła) oraz układu pasywnego (linia przerywana).

PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono możliwy sposób wykorzystania wnioskowania rozmytego do sterowania układem redukcji drgań poziomych. Z przeprowadzonych badań symulacyjnych wynika, że zastąpienie układu pasywnego redukcji drgań układem aktywnym z regulatorem rozmytym poprawia własności wibroizolacyjne zawieszenia siedziska w całym zakresie badanych częstotliwości drgań (0,5 – 10 Hz). W przedziale tym mieszczą się częstotliwości rezonansowe większości organów ciała człowieka.

Można zatem wnioskować, że zastosowanie aktywnego sterowania drganiami z wykorzystaniem wnioskowania rozmytego umożliwia zminimalizowanie wartości przyspieszenia drgań przenoszonych na operatora, przy jednoczesnym zmniejszeniu maksymalnych przemieszczeń względnych siedziska w kierunku poziomym, co wpływa korzystnie na zdrowie operatora. Kolejnym krokiem analiz będzie optymalizacja struktur regulatora rozmytego w sterowaniu układem redukcji drgań poziomych oraz badania doświadczalne, które pozwolą zweryfikować poprawność zbudowanego modelu oraz uzyskane wyniki.

Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki przyznanych na podstawie decyzji numer DEC-2013/11/B/ST8/03881.

BIBLIOGRAFIA

1. Griffin M.J., *Handbook of Human Vibration*, Academic Press, London, 1990.
2. Balandin D.V., Bolotnik N.N., Pilkey W.D., *Optimal Protection from Impact, Shock and Vibration*, Gordon and Breach Science Publishers, Amsterdam, 2001.
3. Mansfield N.J., *Human Response to Vibration*, CRC Press, Boca Raton, 2005.
4. Kowal J., *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996
5. Sandover, J., *High acceleration events: an introduction and review of expert opinion*, Journal of Sound and Vibration 215 (4), 1998.
6. Stein G. J., Zahoranský R., Gunston T. P., Burström L., Meyer L. *Modelling and simulation of a fore-and-aft driver's seat suspension system with road excitation*, International Journal of Industrial Ergonomics 38 (2008).
7. Dokumentacja sztucznych mięśni pneumatycznych firmy FESTO, www.festo.com.
8. Dindorf R., *Muskuły pneumatyczne. Charakterystyki statyczne.*, Pneumatyka, 4/41/2003
9. Maciejewski I, Meyer L, Krzyżyński T., *Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties*, Journal of Sound and Vibration 324 (2009).
10. Markiewicz W., Maciejewski I., *Aktywny układ zawieszenia siedziska z siłownikiem pneumatycznym stosowany do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami w poziomym kierunku oddziaływania*, TTS Technika Transportu Szybnego, 12/2016.

Applying fuzzy-logic controller to active seat suspension used for the protection of working machine operators against vibration in horizontal direction

Paper deals with physical and mathematical models of the active vibration reduction system with pneumatic muscles and fuzzy-logic controller used for the horizontal seat suspension. In the basis of the numerical simulation, that is conducted for the excitation signal having the properties of white noise in the frequency range of 0.5 - 10 Hz. The effectiveness of horizontal active vibration reduction systems with fuzzy-logic controller is shown in comparison with the passive one. Appropriate selection of the model allows to obtain simulation results close to the dynamic behavior of a real system. The power spectral density of vibration acceleration and the transmissibility functions are presented as the results of computer simulations using the Matlab-Simulink® software package. Analysis of the results leads to the conclusion concerning the fuzzy-logic controller effectiveness in application to active vibration reduction systems.

Autorzy:

mgr inż. **Wojciech Markiewicz** – doktorant, Wydział Mechaniczny, Politechnika Koszalińska

dr hab. inż. **Igor Maciejewski** – Katedra Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, Wydział Technologii i Edukacji, Politechnika Koszalińska

prof. dr hab. inż. **Tomasz Krzyżyński** – Katedra Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, Wydział Technologii i Edukacji, Politechnika Koszalińska