

Aktywny układ zawieszenia siedziska stosowany do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami w poziomym kierunku oddziaływania

Wojciech Markiewicz, Igor Maciejewski

Słowa kluczowe: modelowanie, drgania, zawieszenie, siedzisko

Streszczenie

W pracy został przedstawiony fizyczny oraz matematyczny model aktywnego układu redukcji drgań w zastosowaniu do układów zawieszenia siedziska operatora maszyny roboczej. Na podstawie badań symulacyjnych wykonanych przy użyciu wymuszenia posiadającego własności białego szumu w zakresie częstotliwości 0,5 – 12,5 Hz wykazano małą skuteczność redukcji drgań mechanicznych pasywnego układu zawieszenia siedziska w porównaniu z systemem aktywnym, który opracowano dla jednego z poziomych kierunków oddziaływania drgań. Jako rezultaty symulacji komputerowej przedstawiono gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia.

Wstęp

Operatorzy maszyn roboczych podczas pracy narażeni są na niebezpieczeństwa wynikające z oddziaływania na nich drgań mechanicznych wynikających z charakteru pracy maszyny. Drgania przenoszone na operatora maszyny związane są zarówno z poruszaniem się maszyny roboczej po nierównym terenie, jak też z rodzajem wykonywanej przez maszynę pracy. Ochrona operatorów tego typu maszyn stanowi dla naukowców oraz konstruktorów duże wyzwanie, aby stosowane rozwiązania minimalizowały czynniki, które wpływają negatywnie zarówno na psychomotoryczny stan operatora w czasie pracy, jak również na jego zdrowie.

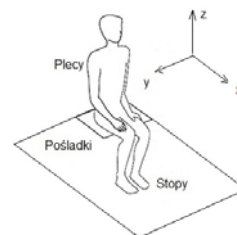
Przeprowadzone badania potwierdzają niekorzystny wpływ drgań na człowieka podczas pracy w kabinie maszyny roboczej [1, 2, 3]. Działające na operatorów maszyn roboczych drgania niskoczęstotliwościowe mają najczęściej charakter losowy [4]. Podczas pracy maszyny podłoga przenosi wibracje o zakresie częstotliwości 0 – 20 Hz [5, 6, 7, 8, 9, 10]. Największe zagrożenie dla człowieka stanowią drgania, których częstotliwość będzie zbliżona do częstości drgań własnych narządów wewnętrznych człowieka. W tabeli 1 przedstawiono pasma częstotliwości drgań własnych dla poszczególnych organów ciała. Zakresy te mają charakter orientacyjny, gdyż istotny wpływ na ich wartości ma indywidualna budowa człowieka [11].

Potencjalnie negatywne skutki dla zdrowia wynikające z oddziaływania drgań na organizm operatora doprowadziły do rozwoju zawieszek siedzisk wyposażonych w układy redukcji drgań. Niniejsza praca proponuje modelowe podejście do projektowania układu redukcji drgań poziomych. Modelowanie oraz badania opisane w tym artykule dotyczą jednego z

poziomych kierunków oddziaływania drgań, tj. kierunku wzdłużnego x , zgodnego z kierunkiem jazdy maszyny po nierównym terenie. Modelowanie i symulacja komputerowa dynamiki ruchu układu siedzisko-operator pozwala na skrócenie czasu badań i zmniejszenie ich kosztów. Podczas procesu modelowania należy zdecydować o stopniu uproszczenia modelu [12]. Kierunki i źródła oddziaływania drgań na operatora maszyny roboczej przedstawiono na rysunku 1.

Tab. 1. Zestawienie częstotliwości rezonansowych wybranych części ciała człowieka

Lp.	Nazwa części ciała człowieka	Częstotliwość drgań własnych [Hz]
1	Głowa	4 – 5, 17 – 25
2	Klatka piersiowa	5 – 9
3	Żołądek (zależnie od stopnia napelnienia)	2 – 7
4	Oczy	20 – 25
5	Układ ręka-przedramię (zależnie od ustawienia)	10 – 30
6	Receptory dotyku	200 – 300
7	Szczeka	6 – 8
8	Krtęń, tchawica, oskrzela	12 – 16
9	Wątroba	3 – 4
10	Kręgosłup	8
11	Miednica	5 – 9
12	Kończyny górne	3
13	Kończyny dolne	5



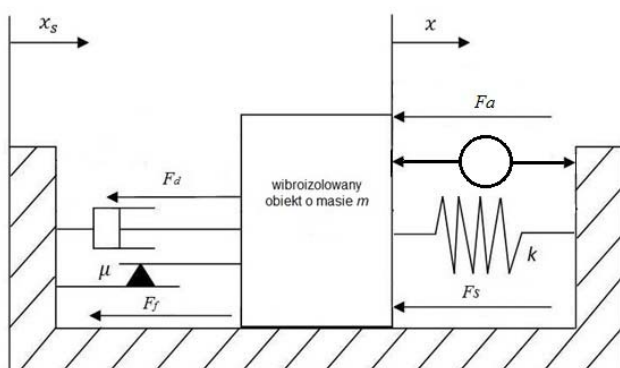
Rys. 1. Kierunki i źródła oddziaływania drgań na operatora maszyny roboczej

Celem niniejszej pracy jest zbudowanie modelu komputerowego aktywnego układu redukcji drgań oraz ocena skuteczności jego działania w porównaniu z układem pasywnym.

1. Modelowanie układu redukcji drgań w poziomym kierunku oddziaływania

W niniejszej pracy przedstawiony jest model układu zawieszenia siedziska, który może być zastosowany do redukcji drgań mechanicznych w poziomym kierunku oddziaływania [13]. W skład tego układu wchodzi elementy pasywne: sprężyna śrubowa i amortyzator hydrauliczny oraz element aktywny (rys. 2). Konstrukcja tego układu umożliwia redukcję drgań mechanicznych działających na operatora w kierunku poruszania się maszyny roboczej po nierównym terenie. W przypadku operatorów maszyn roboczych narażonych na działanie wibracji w kierunku wzdłużnym do kierunku jazdy, organizm ludzki wykazuje największą czułość na szkodliwe działanie drgań w zakresie częstotliwości od około 0,5 do 3 Hz [14].

W modelu przedstawionym w niniejszej pracy założono, że ciało o masie m (zastępujące operatora wraz z siedziskiem) przesuwane jest po płycie znajdującej się między tym ciałem, a podłożem. Płyta wprawiana jest w ruch drgający, przez co drgania przenoszone są na wibroizolowany obiekt. Pasywna część układu redukcji drgań składa się ze sprężyny o współczynniku sprężystości $k = 5000$ N/m oraz dwururowego amortyzatora hydraulicznego. Masa odpowiadająca sumie mas siedziska i operatora została przyjęta w wartości $m = 80$ kg.



Rys. 2. Model fizyczny aktywnego układu zawieszenia siedziska dla wzdłużnego kierunku oddziaływania drgań

Równanie ruchu zawieszenia siedziska (rys. 2), jako warunek równowagi sił działających w układzie przyjmuje następującą postać:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{m} (-F_s - F_f - F_d + F_a) \quad (1)$$

$$m\ddot{x} + F_s + F_f + F_d - F_a = 0 \quad (2)$$

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_a jest siłą sterującą.

Zakładając, że siła sprężyny zmienia się liniowo w funkcji ugięcia/wydłużenia, siłę reakcji sprężyny śrubowej

w modelowanym układzie możemy określić następującą zależnością:

$$F_s = k \cdot (x - x_s) \quad (3)$$

gdzie: k jest współczynnikiem sprężystości sprężyny.

Zgodnie z przyjętym w niniejszej pracy modelem Coulomba [15], siła tarcia występująca pomiędzy elementem o masie m i płytą opisana została następującą zależnością:

$$F_f = \begin{cases} F_{fa} & \text{jeżeli } |F_{fa}| < F_{fs} \\ F_{fs} \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_s) & \text{jeżeli } |F_{fa}| = F_{fs} \\ F_{fk} \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_s) & \text{jeżeli } |F_{fa}| > F_{fs} \end{cases} \quad (4a)$$

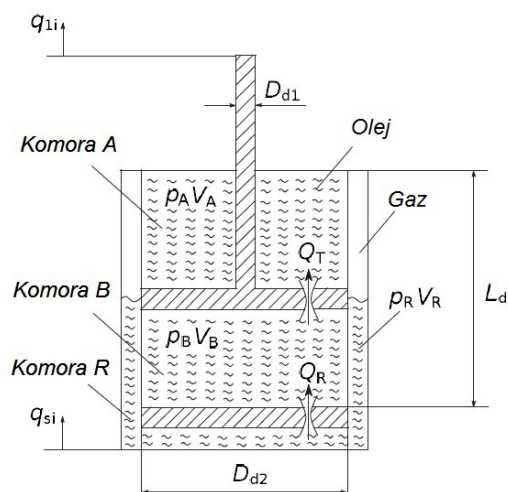
$$F_{fa} = m\ddot{x} + F_s + F_d \quad (4b)$$

$$F_{fs} = m \cdot g \cdot \mu_s \quad (4c)$$

$$F_{fk} = m \cdot g \cdot \mu_k \quad (4d)$$

gdzie: F_{fa} jest wypadkową sił czynnych działających na ciało, F_{fs} jest statyczną siłą tarcia, F_{fk} jest kinetyczną siłą tarcia, μ_s jest współczynnikiem tarcia statycznego, μ_k jest współczynnikiem tarcia kinetycznego.

Rozpraszanie energii w amortyzatorach hydraulicznych jest realizowane poprzez stratę ciśnienia w elementach ograniczających przepływ cieczy hydraulicznej. Siła, która przeciwstawia się ruchowi tłoka powstaje w wyniku różnicy ciśnień pomiędzy komorami amortyzatora. W badaniach symulacyjnych i doświadczalnych zastosowany został amortyzator dwururowy (*ang. twin-tube*). Składa się on z dwóch współosiowych rur cylindrycznych: wewnętrznej rury roboczej oraz zewnętrznej rury dodatkowej. Rura zewnętrzna jest częściowo napełniona gazem w celu wytworzenia początkowego ciśnienia cieczy. Na rysunku 3 został przedstawiony fizyczny model amortyzatora hydraulicznego dwururowego.



Rys. 3. Model fizyczny amortyzatora dwururowego

Siła generowana przez amortyzator hydrauliczny (F_d) zależna jest od różnicy ciśnień pomiędzy komorami roboczymi (A i B) i możemy ją opisać następująco:

$$F_d = p_B \frac{\pi}{4} D_{d2}^2 - p_A \frac{\pi}{4} (D_{d2}^2 - D_{d1}^2) \quad (5)$$

gdzie: p_A oznacza ciśnienie w komorze A, p_B to ciśnienie w komorze B, D_{d1} jest średnicą tłoczyska, D_{d2} jest średnicą tłoka.

Zakładając, że gęstość cieczy w amortyzatorze (ρ_o) jest stała, ciśnienia w komorach roboczych A i B mogą być opisane w następujący sposób [16]:

$$\dot{p}_A = \frac{K}{V_A} (-\dot{V}_A + Q_T) \quad \dot{p}_B = \frac{K}{V_B} (-\dot{V}_B + Q_T + Q_R) \quad (6)$$

gdzie: K jest współczynnikiem sprężystości objętościowej oleju, V_A i V_B oznaczają objętości komór A i B, Q_T jest objętościowym natężeniem przepływu cieczy przez otwór w tłoku, wywołanym różnicą ciśnień pomiędzy dwiema głównymi komorami amortyzatora (A i B), Q_R jest objętościowym natężeniem przepływu cieczy przez otwór w dolnej części amortyzatora, wynikającym z różnicy ciśnień pomiędzy komorą zewnętrzną i jedną z komór roboczych (B i R).

Zmienne objętości komór roboczych A i B zdefiniowano w następujący sposób:

$$V_A = \frac{\pi}{4} (D_{d2}^2 - D_{d1}^2) \left(\frac{L_d}{2} + q_{1i} - q_{si} \right) \quad (7a)$$

$$V_B = \frac{\pi}{4} D_{d2}^2 \left(\frac{L_d}{2} - (q_{1i} - q_{si}) \right) \quad (7b)$$

gdzie: L_d jest całkowitym skokiem tłoka wewnątrz cylindra.

W związku z tym, że w komorze zewnętrznej (R) ciśnienia gazu i oleju są równe, ich wartości są obliczane przy założeniu izotermicznej przemiany gazu doskonałego:

$$p_R = p_{RO} \frac{V_{RO}}{V_{RO} - \int Q_R dt} \quad (8)$$

gdzie: p_{RO} jest początkowym ciśnieniem gazu wewnątrz komory zewnętrznej R.

W celu określenia miejscowych strat ciśnienia w zaworach zastosowano następujący opis objętościowego natężenia przepływu cieczy pomiędzy komorami amortyzatora [17]:

$$Q_T = A_T \sqrt{\frac{2}{\rho_o \zeta_T(Re_T)}} |p_B - p_A| \text{sgn}(p_B - p_A) \quad (9)$$

$$Q_R = A_R \sqrt{\frac{2}{\rho_o \zeta_R(Re_R)}} |p_R - p_B| \text{sgn}(p_R - p_B) \quad (10)$$

gdzie: $\zeta_T(Re_T)$ i $\zeta_R(Re_R)$ są współczynnikami strat miejscowych, których wartości zależą od liczby Reynoldsa (Re), A_T i A_R są przekrojami poprzecznymi otworów, ρ_o jest gęstością cieczy.

Współczynnik miejscowych strat ciśnienia $\zeta(Re)$ uwzględnia zarówno laminarny jak i burzliwy przepływ cieczy przez zawory amortyzatora. Przy założeniu okrągłego przekroju poprzecznego zaworów może być on definiowany w następujący sposób [18]:

$$\zeta_{(Re_T)} = \begin{cases} \frac{64}{Re_T} \left(\alpha_T + \frac{l_T}{d_T} \right) & \text{dla } \frac{64}{Re_T} \left(\alpha_T + \frac{l_T}{d_T} \right) > 1.8 \\ 1.8 & \text{dla } \frac{64}{Re_T} \left(\alpha_T + \frac{l_T}{d_T} \right) \leq 1.8 \end{cases} \quad (11)$$

$$\zeta_{(Re_R)} = \begin{cases} \frac{64}{Re_R} \left(\alpha_R + \frac{l_R}{d_R} \right) & \text{dla } \frac{64}{Re_R} \left(\alpha_R + \frac{l_R}{d_R} \right) > 1.8 \\ 1.8 & \text{dla } \frac{64}{Re_R} \left(\alpha_R + \frac{l_R}{d_R} \right) \leq 1.8 \end{cases} \quad (12)$$

gdzie: α_T i α_R są współczynnikami przepływu, l_T i l_R są długościami otworów dławiących, d_T i d_R są średnicami otworów pomiędzy komorami.

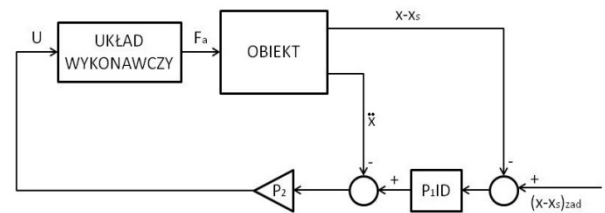
Dla przepływu burzliwego współczynniki $\zeta_T(Re_T)$ i $\zeta_R(Re_R)$ zostały ustalone jako stałe wartości równe 1,8. Liczby Reynoldsa, które charakteryzują stosunek sił bezwładności do sił tarcia w przepływie określane są w następujący sposób [19]:

$$Re_T = \frac{4|Q_T|}{\pi d_T v_o} \quad Re_R = \frac{4|Q_R|}{\pi d_R v_o} \quad (13)$$

gdzie: v_o jest kinematyczną lepkością cieczy.

2. System sterowania aktywnym zawieszeniem siedziska

W skład systemu sterowania drganiami wchodzi dwie pętle sprzężeń zwrotnych: od przemieszczenia względnego systemu zawieszenia i od przyspieszenia izolowanej masy. Rozwiązanie takie pozwala minimalizować zarówno wartości przyspieszenia wibroizolowanego obiektu, jak i przemieszczenia względnego zawieszenia (rys. 4).



Rys. 4. Schemat układu regulacji

Regulator poprzez odpowiednie wzmocnienia poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych opracowuje sygnał napięciowy U , który następnie steruje układem wykonawczym. Model komputerowy systemu sterowania został sporządzony przy użyciu pakietu MATLAB – Simulink. Podczas projektowania modelu zostały założone następujące wymagania dynamiczne:

- stabilność systemu w każdych warunkach,
- możliwie najkrótszy czas regulacji wielkości zadanej przemieszczenia obiektu,
- minimalizacja przyspieszenia izolowanego obiektu powinna następować w czasie quasi-rzeczywistym,
- jednoczesna minimalizacja przemieszczenia względnego i przyspieszenia układu.

Sygnał sterujący układem wykonawczym U został opisany następującą zależnością:

$$U = \left[P_1 \cdot [(x - x_s)_{zad} - (x - x_s)] + I \cdot \int [(x - x_s)_{zad} - (x - x_s)] dt + D \cdot \frac{d}{dt} [(x - x_s)_{zad} - (x - x_s)] \right] \cdot P_2 \quad (14)$$

gdzie: P_1 , P_2 są wzmocnieniami części proporcjonalnej regulatora, I jest wzmocnieniem części całkującej, a D jest wzmocnieniem części różniczkującej.

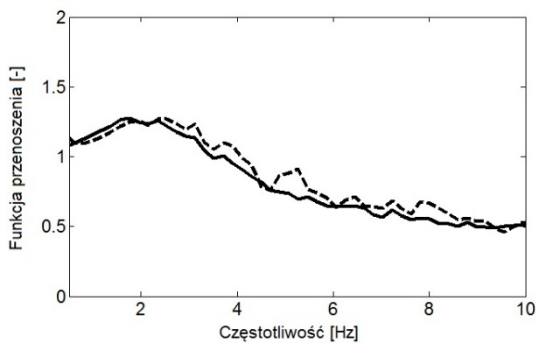
Traktując element wykonawczy, który generuje siłę aktywną, jako element inercyjny pierwszego rzędu, można go opisać równaniem:

$$T_o \cdot \dot{F}_a + F_a = k \cdot U, \quad (15)$$

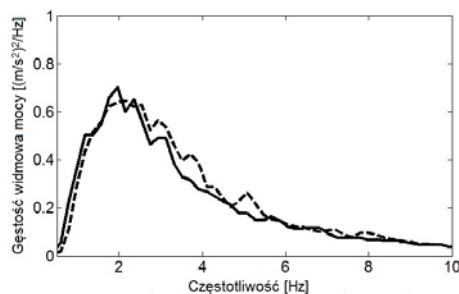
gdzie: T_o jest stałą czasową urządzenia wykonawczego, k jego wzmocnieniem statycznym, U napięcie sterującym.

3. Wyniki badań symulacyjnych

W celu zbadania skuteczności układu redukcji drgań poziomych wykonano serię badań symulacyjnych dla modeli układów aktywnego i pasywnego. Wyniki badań dla układu pasywnego zostały porównane z wynikami badań doświadczalnych. W badaniach symulacyjnych wykorzystano model układu redukcji drgań przedstawiony na rysunku 2. 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 0,5-12,5 Hz. Rejestrowane były drgania obiektu o masie m chronionego poprzez układ pasywny oraz aktywny. Wyznaczono gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia drgań układu. Dla układu pasywnego porównano otrzymane wyniki symulacji komputerowej z wynikami badań doświadczalnych. Dla układu aktywnego otrzymane wyniki symulacji komputerowej porównano z analogicznymi wynikami dla układu pasywnego. Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono odpowiednio gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia drgań pasywnego układu redukcji drgań, które otrzymano na drodze badań eksperymentalnych oraz symulacji komputerowej.



Rys. 5. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań otrzymane na drodze symulacji komputerowej (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana) dla pasywnego układu redukcji drgań

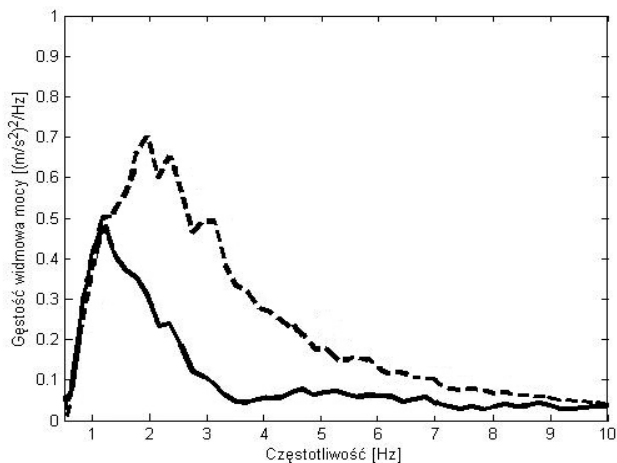


Rys. 6. Funkcja przenoszenia układu zawieszenia otrzymana na drodze symulacji komputerowej (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana) dla pasywnego układu redukcji drgań

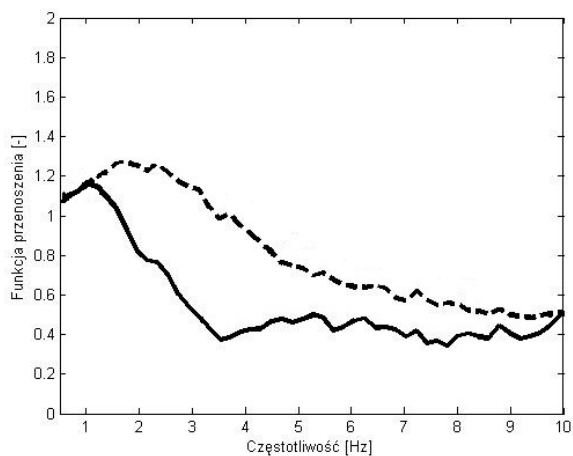
Wyniki symulacji komputerowej uzyskane dla pasywnego modelu układu redukcji drgań poziomych wykazują dużą zgodność z pomiarami w badanym zakresie częstotliwości drgań.

W badaniach symulacyjnych aktywnego układu redukcji drgań wykorzystano model przedstawiony na rysunku 2. Model ten, w porównaniu z modelem pasywnym został rozbudowany o element aktywny oraz system sterowania. Do symulacji działania układu aktywnego wraz z systemem sterowania został sporządzony przy użyciu pakietu MATLAB – Simulink.

Nieliniowe równania różniczkowe zwyczajne zawarte w modelu matematycznym rozwiązano numerycznie wykorzystując stałokrokową metodę rozwiązywania (algorytm Bogacki-Shampine [20]), w której ustalono okres próbkowania na 1 ms. Zasada przeprowadzenia symulacji oraz wszystkie parametry układu były identyczne jak przy badaniu układu pasywnego. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia oraz funkcje przenoszenia otrzymane za pomocą symulacji komputerowej, dla pasywnego i aktywnego układu redukcji drgań są przedstawione odpowiednio na rysunkach 7 i 8.



Rys. 7. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań otrzymane na drodze symulacji komputerowej dla układu aktywnego (linia ciągła) oraz dla układu pasywnego (linia przerywana)



Rys. 8. Funkcja przenoszenia układu zawieszenia otrzymana na drodze symulacji komputerowej dla układu aktywnego (linia ciągła) oraz dla układu pasywnego (linia przerywana)

Wnioski

W pracy przedstawiono sposób tworzenia modelu układu redukcji drgań poziomych. Z przeprowadzonych badań wynika, że układ aktywny znacznie poprawia własności wibroizolacyjne zawieszenia siedziska, przy czym największą skuteczność działania osiąga w zakresie częstotliwości drgań 1 – 6 Hz. W przedziale tym mieszczą się częstotliwości rezonansowe niektórych części ciała człowieka. Poprzez zastosowanie aktywnego sterowania drganiami siedziska z podwójną pętlą sprzężeń zwrotnych, możliwe jest zmniejszenie wartości przyspieszenia drgań przenoszonych na operatora, a co z tego wynika uzyskanie zwiększonego komfortu użytkownika maszyn roboczych przez człowieka.

Bibliografia

- Gallais L., Griffin M. J., Palmer K.: *Longitudinal epidemiological surveys in the United Kingdom of drivers exposed to whole-body vibration. Risks of Occupational Vibration Exposures VIBRISKS*. FP5 Project No. QLK4-2002-02650 January 2003 to December 2006. Annex 16 to Final Technical Report, 2006.
- Schwarze S., Notbohm G., H. Dupuis, E. Hartung: *Dose-response relationships between whole – body vibration and lumbar disk disease—a field study on 388 drivers of different vehicles*. Journal of Sound and Vibration 215(4), 613-628, 1998.
- Bovenzi M., Zadini A.: *Self-reported low back symptoms in urban bus drivers exposed to whole-body vibration*, Spine 17, 1048-1059, 1992.
- Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- Engel Z., Kowal J., *Sterowanie procesami wibroakustycznymi*, Wydawnictwa AGH, Kraków 1995
- ISO 7096 *Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration*, 2000.
- Kowal J., *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996.
- Krzyżyński T., Maciejewski I., Chamera S., *Modelling and simulation of active system of truck seat vibroisolation with biomechanical model of human body under real excitations*, VDI Berichte Nr. 1821, 2004.
- Krzyżyński T., Maciejewski I., Chamera S., *On Application of Fuzzy Logic In Active Control of Truck Driver's Seat*, Machine Dynamics Problems, 2004, vol. 28, No 1, 91-100.
- Maciejewski I.: *Poliptymalizacja własności wibro - izolacyjnych aktywnego systemu zawieszenia siedziska*, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 8/2007, 49-52.
- Rafał Burdzik, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej* 2010 Seria: TRANSPORT z. 67 Nr kol. 1832
- Nabaglo T., Kowal J., Jurkiewicz A., *Construction of a Parametrized Tracked Vehicle Model and its Simulation In MSC.ADAMS Program*, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control (2013), tom 32, zeszyt 1-2, pp. 167-173
- 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) pp. 396–409.
- Maciejewski I., Krzyżyński T. *Modelowanie układu zawieszenia siedziska stosowanego do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami w poziomym kierunku oddziaływania*, Technika Transportu Szybnowego 12 (2015) s. 977-981.
- Brodny J. *Modelowanie tarcia w układach mechanicznych*, Górnictwo i geologia ,tom 5, zeszyt 2. str. 7-17
- Czop P., Slawik D. *A high-frequency first-principle model of ashock absorber and servo-hydraulic tester*, Mechanical Systems and Signal Processing 25 (2011), str. 1937-1955.
- Ferreira C., Ventura P., Morais R., Valente A., Neves C., Reis M. *Sensing methodologies to determine automotive damper condition under vehicle normal operation*, Sensors and Actuators A: Physical 156 (2009) str. 237-244
- Idelchik I.E., *Handbook of Hydraulic Resistance – 4th Edition Revised and Augmented Research*, Institute for Gas Purification, Moscow 2008.
- Tarnowski W.: *Symulacja i optymalizacja w Matlab'ie*, Wydawnictwo Intergraf S.C., Sopot 2001.
- Bogacki P., Shampine L. F., *A 3(2) pair of Runge - Kutta formulas*, Applied Mathematics Letters 2(4) (1989), pp. 321-325

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

Active seat suspension used for the protection of working machine operators against vibration in horizontal direction

The paper deals with physical and mathematical models of the active vibration reduction system used for the horizontal seat suspension of working machines. In the basis of the simulation research, that is conducted for the excitation signal having the properties of white noise in the frequency range of 0.5 - 12.5 Hz, the low effectiveness of horizontal passive vibration reduction systems is shown in comparison with the active one. The power spectral density of vibration acceleration and the transmissibility functions are presented as the results of computer simulations.

Key words: modelling, vibration, suspension, seat.