

Igor MACIEJEWSKI, Tomasz KRZYŻYŃSKI

## MODELOWANIE UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA STOSOWANEGO DO OCHRONY OPERATORÓW MASZYN ROBOCZYCH PRZED DRGANIAMI W POZIOMYM KIERUNKU ODDZIAŁYWANIA

### Streszczenie

W pracy przedstawiono sposób tworzenia modelu układu zawieszenia wraz z biomechanicznym modelem ciała ludzkiego w pozycji siedzącej. Zademonstrowano ponadto małą skuteczność redukcji drgań mechanicznych w przypadku użytkowania układów zawieszonych siedzisk opracowywanych dla poziomych kierunków oddziaływania. Opracowane w ramach niniejszej pracy modele posłużą do przeprowadzenia analizy oddziaływań dynamicznych w układzie operator-maszyna oraz wspomogą proces doboru właściwości wibroizolacyjnych układów zawieszonych do specyficznych warunków pracy.

### WSTĘP

Zastosowanie wibroizolatora na drodze źródło-odbiornik jest jedną z podstawowych możliwości ograniczania szkodliwego oddziaływania drgań mechanicznych na operatorów maszyn roboczych [1]. Charakterystyki dynamiczne układu wibroizolacji należy dobrać do konkretnej maszyny w taki sposób, aby przenoszenie drgań ze źródła do odbiornika było minimalne. W istniejącej literaturze można znaleźć wiele rozwiązań wibroizolatorów, do których należy zaliczyć przede wszystkim wibroizolatory sprężynowe, gumowe, korkowe i pneumatyczne. Ich obszerną charakterystykę przedstawiono między innymi w pracy [1].

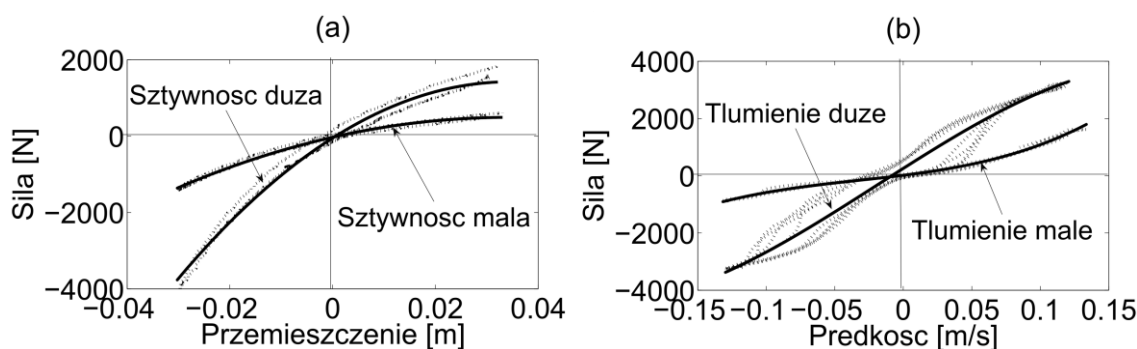
W większości układów wibroizolacji mamy do czynienia z nieliniowymi charakterystykami siły sprężystości (np. sprężyny pneumatycznej) oraz siły tłumienia (np. amortyzatora hydraulicznego). Siła reakcji sprężyny pneumatycznej wykazuje nieliniową charakterystykę w funkcji ugięcia układu zawieszenia wskutek zachodzących w niej przemian termodynamicznych. Nie jest ona również jednakowa dla różnego obciążenia układu wibroizolacji ze względu na zróżnicowane wartości ciśnienia statycznego w sprężynie pneumatycznej. Wynika to z potrzeby utrzymania położenia środkowego wibroizolowanego obiektu w przypadku różnej wartości jego masy. Na rys. 1a przedstawiono przykładowe charakterystyki siły reakcji sprężyny pneumatycznej, której ruch wymuszono kinematycznie sygnałem w kształcie sinusoidy o amplitudzie przemieszczenia  $\pm 25$  mm i częstotliwości 1 mHz [2].

Siła reakcji amortyzatora hydraulicznego wykazuje również nieliniową charakterystykę w funkcji prędkości ruchu układu wibroizola-

cji, a dodatkowo może być regulowana przez operatora maszyny roboczej za pomocą zmiany położenia dźwigni sterującej. Na rys. 1b przedstawiono przykładowe charakterystyki siły reakcji amortyzatora hydraulicznego przy wymuszeniu sinusoidalnym, którego amplituda przemieszczenia wynosiła  $\pm 12,5$  mm przy częstotliwości sygnału 1,65 Hz [2]. Tak więc liniowy opis matematyczny zjawisk fizycznych zachodzących w wielu modelowanych obiektach jest możliwy tylko z pewnym przybliżeniem wokół ustalonego punktu pracy [3]. Niestety w modelowaniu tego typu układów stosowane są powszechnie liniowe opisy matematyczne ich podstawowych elementów lepko-sprężystych, co często prowadzi do zmniejszenia wiarygodności opracowywanych modeli [4].

W przeciwieństwie do układów liniowych, właściwości dynamiczne nieliniowych wibroizolatorów nie są jednakowe w przypadku tłumienia drgań o różnych amplitudach i częstotliwościach sygnału wymuszającego. Z tego względu nieliniowe charakterystyki sił reakcji sprężyn i tłumików powinny być dobierane stosownie do sygnału wymuszającego ruch drgający, co w konsekwencji pozwoli uzyskać dużą efektywność działania wibroizolatora dla określonych warunków jego pracy. Według autorów pracy [5] układy nieliniowe, w których sztywność zwiększa się wraz ze wzrostem przemieszczenia ruchu drgającego, cechują lepsze właściwości wibroizolacyjne w zakresie częstotliwości nadrezonansowych. Z kolei układy, w których tłumienie wzrasta w funkcji prędkości ruchu, wykazują większe ograniczanie drgań rezonansowych w porównaniu z układami liniowymi.

Celem niniejszej pracy jest zbudowanie modelu komputerowego przykładowego układu redukcji drgań oraz przeprowadzenie

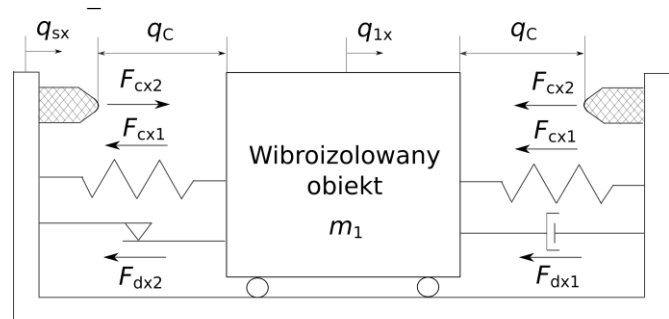


Rys. 1. Przykładowe charakterystyki siły reakcji sprężyny pneumatycznej (a) oraz siły reakcji amortyzatora hydraulicznego (b): pomiar (linia przerywana), aproksymacja (linia ciągła) [2]

oceny jego właściwości wibroizolacyjnych w warunkach laboratoryjnych. W artykule skoncentrowano się na układzie zawieszenia siedziska opracowanym specjalnie dla jednego z poziomych kierunków oddziaływania drgań, tj. przekazywanych na izolowany obiekt wzdłuż kierunku jazdy maszyny roboczej po nierównym terenie. W pracy wykorzystano literaturowy model biomechaniczny człowieka, jako obiektu izolowanego od drgań mechanicznych.

## 1. MODEL UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA

Modelowanym w ramach niniejszej pracy układem redukcji drgań mechanicznych jest układ zawieszenia siedziska, w którego skład wchodzi dwie sprężyny naciągowe, amortyzator hydrauliczny oraz zderzaki ograniczające maksymalne przemieszczenia układu zawieszenia (rys. 2). Mechanizm prowadzący tego układu umożliwia amortyzację operatora od drgań mechanicznych 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 wibracji w zakresie częstotliwości od około 0,5 do 3 Hz.



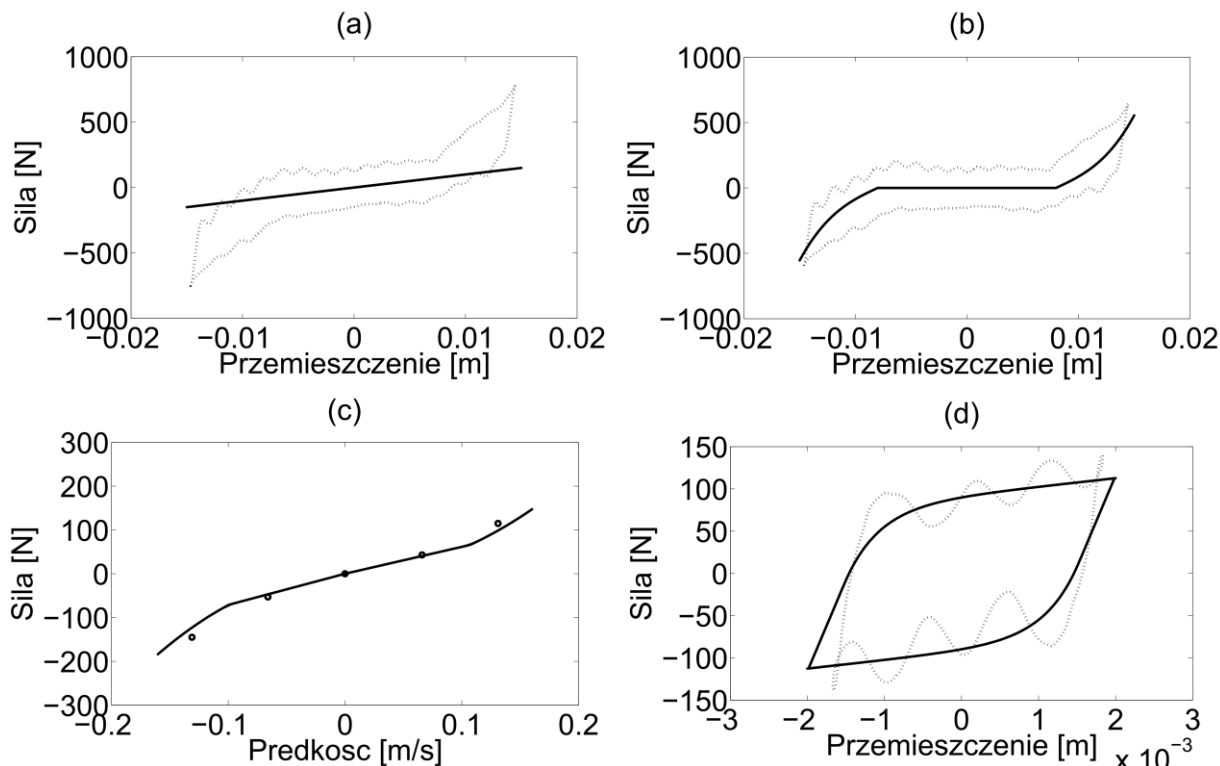
Rys. 2. Model fizyczny układu zawieszenia siedziska dla wzdłużnego kierunku oddziaływania drgań

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

$$m_1 \ddot{q}_{1x} = -F_{cx1} + F_{cx2} - F_{dx1} - F_{dx2} \quad (1)$$

gdzie:  $m_1$  jest masą obiektu izolowanego od drgań mechanicznych,  $q_{1x}$  jest przemieszczeniem tego obiektu w kierunku poziomym,  $F_{cx1}$  jest siłą reakcji sprężyny naciągowej,  $F_{cx2}$  jest siłą reakcji krańcowych zderzaków,  $F_{dx1}$  jest siłą reakcji amortyzatora hydraulicznego,  $F_{dx2}$  jest siłą tarcia układu zawieszenia.

Określenia charakterystyk opisujących główne siły działające w układzie zawieszenia siedziska dokonano eksperymentalnie dla konkretnego rozwiązania technicznego. Charakterystyki sztywności sprężyn naciągowych (rys. 3a) oraz krańcowych zderzaków (rys. 3b) wyznaczano na podstawie pomiaru siły reakcji tych elementów w funkcji ich ugięcia podczas quasi-statycznego testu zawieszenia. Podczas badań górną część układu zawieszenia unieruchomiono, natomiast ruch jego dolnej części wymuszono kinematycznie sygnałem w kształcie trójkąta, którego amplituda przemieszczenia wynosiła  $\pm 0,015$  m przy częstotliwości sygnału 0,01 Hz. Charakterystykę tłumienia elementu hydraulicznego (rys. 3c) wyznaczono na podstawie pomiaru siły reakcji amortyzatora w funkcji jego prędkości ruchu. Podczas badań dolną część amortyzatora unieruchomiono, natomiast ruch jej górnej części wymuszono kinematycznie sygnałem w kształcie sinusoidy, którego amplituda przemieszczenia wynosiła  $\pm 0,0125$  m przy różnych częstotliwościach sygnału, tj. 0,83 oraz 1,66 Hz. Dla tak zdefiniowanego wymuszenia umożliwiono wyznaczenie charakterystyki tłumienia wiskotycznego amortyzatora przy jego różnych prędkościach ruchu. Z koeli charakterystykę siły tarcia zawieszenia (rys. 3d) wyznaczono mocując dolną część

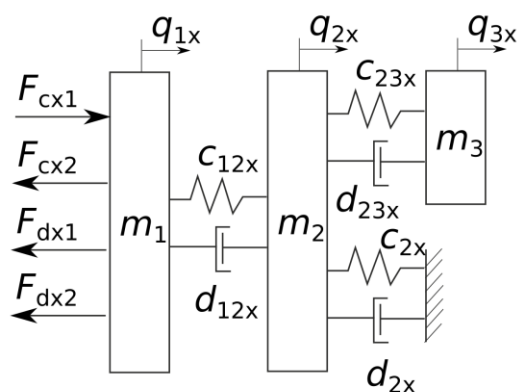


Rys. 3. Charakterystyki podstawowych elementów zastosowanych w układzie zawieszenia siedziska: siła reakcji sprężyn naciągowych (a), siła reakcji krańcowych zderzaków (b), siła reakcji amortyzatora hydraulicznego (c), siła tarcia układu zawieszenia (d) otrzymane na drodze symulacji komputerowej (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana)

układu została do urządzenia wymuszającego ruch, natomiast jego górna część unieruchamiając poprzez przetwornik siły. Sygnałem wymuszającym był sygnał trójkątny o amplitudzie przemieszczenia 0,002 m i częstotliwości 1 Hz. Zdecydowano się na taki kształt sygnału, ponieważ charakteryzuje się on stałą prędkością (liniowo zmienne przemieszczenie) oraz gwałtowną zmianą zwrotu w jego wierzchołkach.

## 2. MODEL BIOMECHANICZNY CIAŁA LUDZKIEGO

W pracy [6] zaprezentowano uproszczony model biomechaniczny człowieka, w którym ciało ludzkie reprezentowane jest jako układ dyskretny zbudowany z trzech elementów składowych połączonych lepko-sprężysto. Strukturę takiego modelu, którą określono dla człowieka pracującego w pozycji siedzącej oraz narażonego na oddziaływanie wibracji w kierunku wzdłużnym, zilustrowano na rys. 4. W przytoczonym artykule [6] zestawiono ponadto zalecane wartości mas poszczególnych elementów składowych modelu oraz współczynników sprężystości i tłumienia jego połączeń.



Rys. 4. Model biomechaniczny ciała ludzkiego dla wzdłużnego kierunku oddziaływania drgań [6]

Dynamikę tak określonego modelu (rys. 4) zapisano w następującej postaci macierzowej:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_x + \mathbf{D}_x\dot{\mathbf{q}}_x + \mathbf{C}_x\mathbf{q}_x = \mathbf{F}_{sx} \quad (2)$$

gdzie:  $\mathbf{M}$  jest diagonalną macierzą mas,  $\mathbf{q}_x$  jest wektorem przemieszczeń poszczególnych elementów układu wzdłuż poziomego

kierunku oddziaływania drgań  $x$ ,  $\mathbf{F}_{sx}$  jest wektorem sił wymuszających ruch wibroizolowanego obiektu. Składowe tego wektora wynoszą odpowiednio:

$$\mathbf{q}_x = [q_{1x}, q_{2x}, q_{3x}]^T, \quad (3)$$

$$\mathbf{F}_{si} = [-F_{cx1} + F_{cx2} - F_{dx1} - F_{dx2}, 0, \dots, 0]^T$$

gdzie:  $F_{cx1} + F_{cx2}$  jest sumą sił zachowawczych,  $F_{dx1} + F_{dx2}$  jest sumą sił dysypatywnych.

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

$$\mathbf{D}_x = \begin{bmatrix} d_{12x} & -d_{12x} & 0 \\ -d_{12x} & d_{2x} + d_{12x} + d_{23x} & -d_{23x} \\ 0 & -d_{23x} & d_{23x} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

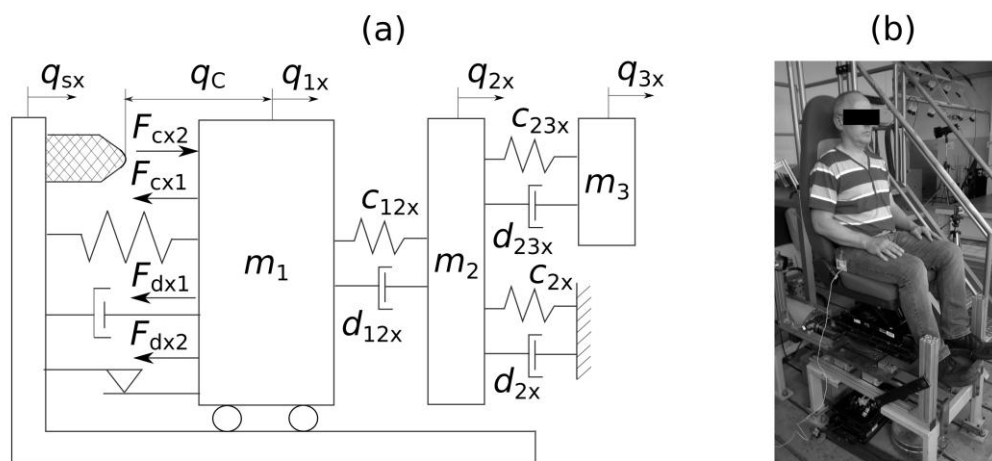
$$\mathbf{C}_x = \begin{bmatrix} c_{12x} & -c_{12x} & 0 \\ -c_{12x} & c_{2x} + c_{12x} + c_{23x} & -c_{23x} \\ 0 & -c_{23x} & c_{23x} \end{bmatrix}$$

Należy zauważyć, że przedstawiony na rys. 4 model biomechaniczny ciała ludzkiego nie odtwarza budowy anatomicznej człowieka, a tylko opisuje podstawowe cechy dynamiczne ciała ludzkiego. Modele tego typu są wykorzystywane w procesie projektowania układów redukcji drgań po to, aby uwidocznili rezonanse występujące w rzeczywistych systemach "układ redukcji drgań - człowiek".

## 3. WERYFIKACJA MODELU

Do rozwiązania równań opisujących ruch układu zawieszenia w kierunku poziomym (rys. 5a) posłużono się pakietem MATLAB-Simulink®, który umożliwia budowanie modelu symulacyjnego przy pomocy interfejsu graficznego. Nieliniowe równania różniczkowe zwyczajne zawarte w modelu matematycznym rozwiązano numerycznie wykorzystując stałokrokową metodę rozwiązywania (algorytm Bogacki-Shampine [7]), w której ustalono kres próbkowania na 1 ms.

W celu weryfikacji otrzymanych rozwiązań numerycznych przeprowadzono badania doświadczalne z wykorzystaniem stanowiska badawczego, które zilustrowano na rys. 5b. Urządzeniem

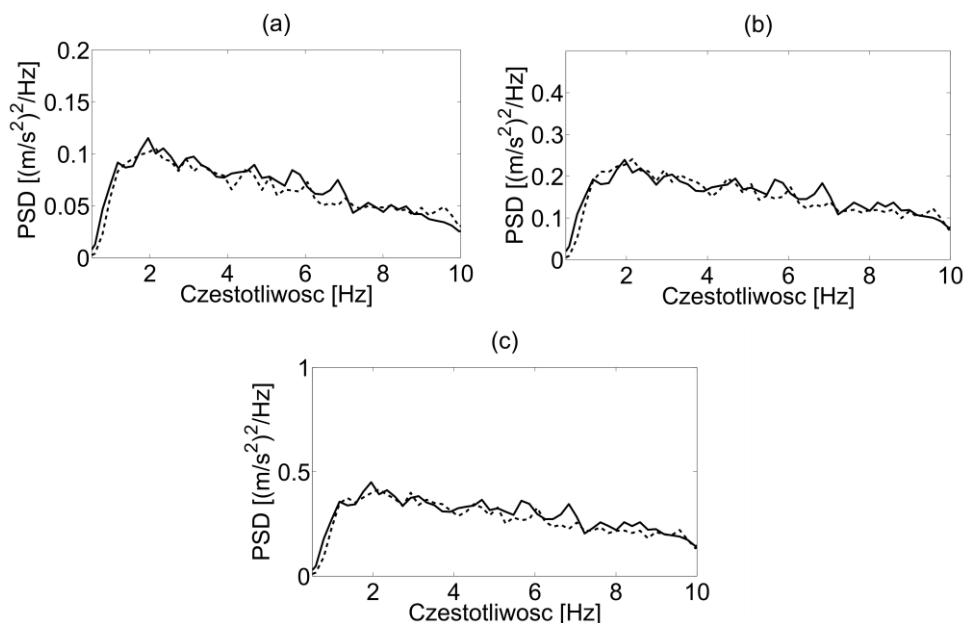


Rys. 5. Weryfikowany model układu wibroizolacji (a) oraz wykorzystane stanowisko eksperymentalne (b)

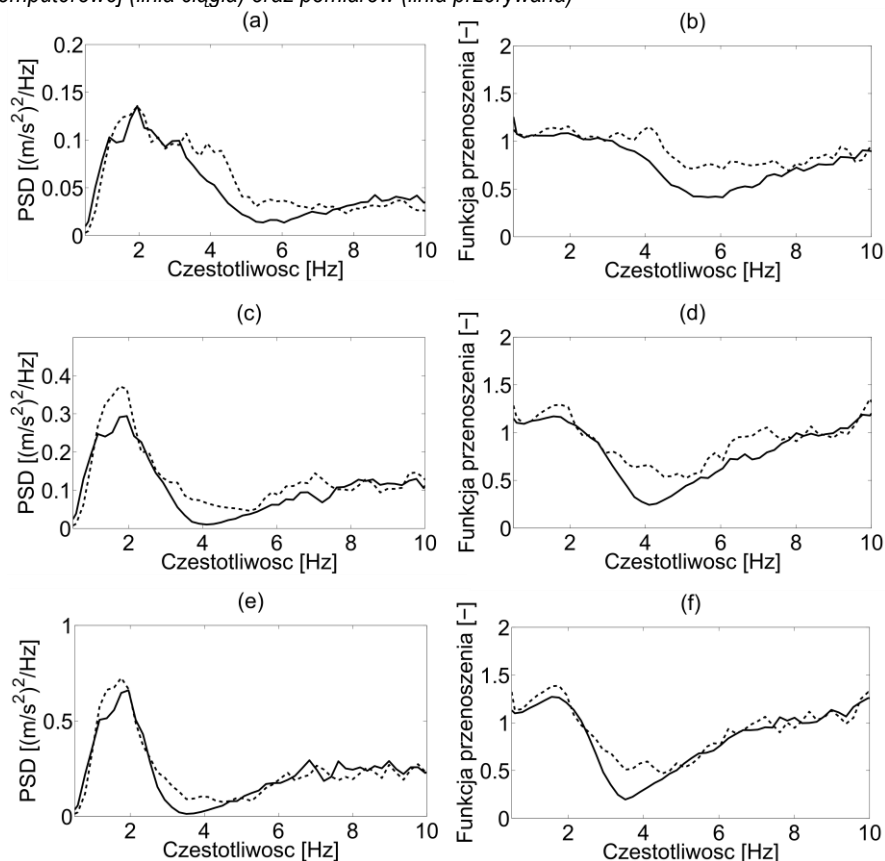
generującym drgania jest wzbudnik elektromagnetyczny, którego zadaniem jest wymuszenie ruchu badanego układu sygnałem o właściwościach spektralnych zbliżonych do białego szumu [8] w zakresie częstotliwości 0,5-10 Hz.

Badania wykonano przy trzech różnych stopniach intensywności oddziaływujących drgań, tzn. gdy wartość średniokwadratowa przyspieszenia drgań osiągała następujące wartości: 1,02 m/s<sup>2</sup> (sygnał WN1x), 1,36 m/s<sup>2</sup> (sygnał WN2x) oraz 1,91 m/s<sup>2</sup> (sygnał WN3x). Gęstości widmowe mocy wybranych sygnałów wymuszających zaprezentowano na rys. 6.

W celu przeprowadzenia oceny jakościowej działania układu wyznaczono gęstości widmowe mocy i funkcje przenoszenia układu na podstawie odczytanych przebiegów przyspieszenia drgań. Otrzymane wyniki badań symulacyjnych porównano z wynikami eksperymentu, a ich graficzną ilustrację przedstawiono na rys. 7.



**Rys. 6.** Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań wymuszających w przypadku sygnałów: WN1x (a), WN2x (b), WN3x (c) uzyskane na drodze symulacji komputerowej (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana)



**Rys. 7.** Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań oraz funkcje przenoszenia układu zawieszenia otrzymane na drodze symulacji komputerowej (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana) w przypadku sygnałów wymuszających: WN1x (a) i (b), WN2x (c) i (d), WN3x (e) i (f)

Ocenę ilościową właściwości dynamicznych układu przeprowadzono posługując się wartościami wskaźników wibroizolacji układu, to jest współczynników przenoszenia drgań  $TFE_x$  oraz maksymalnych przemieszczeń  $s_k$  układu zawieszenia [9]. Zestawiono również ich względne błędy, tj.  $\delta_{TFE}$  oraz  $\delta_s$ , które wyznaczono na podstawie różnic pomiędzy wynikami symulacji komputerowej i pomiarów. Uzyskane wartości liczbowe zaprezentowano w tab. 1.

**Tab. 1.** Zestawienie współczynników przenoszenia drgań TFE, maksymalnych przemieszczeń  $s_k$  układu zawieszenia siedziska oraz ich względne błędy  $\delta_{TFE}$ ,  $\delta_s$  otrzymane na drodze symulacji i pomiarów

Sygnał	Symulacja		Pomiar		Błąd względny	
	TFE [-]	$s_k$ [mm]	TFE [-]	$s_k$ [mm]	$\delta_{TFE}$ [%]	$\delta_s$ [%]
WN1x	0,965	16,4	1,052	18,2	8,2	9,8
WN2x	0,965	23,2	1,051	25,1	8,2	7,5
WN3x	0,994	27,9	1,075	28,2	7,5	1,1

Uzyskane wyniki symulacji komputerowej wykazują zadowalającą zgodność z wynikami eksperymentu, który przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych. Największe rozbieżności pomiędzy amplitudami drgań można zaobserwować przy częstotliwościach sygnału wymuszającego ruch w zakresie 3-6 Hz (rys. 7), ponieważ w tym właśnie zakresie częstotliwości oparcie fotela wykazuje znaczący wpływ na dynamikę układu. Porównując wyznaczone wskaźniki wibroizolacji można stwierdzić (tab. 1), iż maksymalny błąd względny pomiędzy wynikami symulacji komputerowej i pomiarów nie przekracza wartości 10%. Świadczy to o wystarczającej wiarygodności przedstawionego modelu układu, który w dalszych pracach zostanie wykorzystany w celu zwiększenia skuteczności jego działania.

## WNIOSKI

W pracy przedstawiono sposób tworzenia modelu układu zawieszenia wraz z biomechanicznym modelem ciała ludzkiego w pozycji siedzącej. Zademonstrowano ponadto małą skuteczność redukcji drgań mechanicznych w przypadku użytkowania układów zawieszonych opracowywanych dla poziomych kierunków oddziaływania. Opracowane w ramach niniejszej pracy modele posłużą do przeprowadzenia analizy oddziaływań dynamicznych w układzie operator-maszyna oraz wspomogą proces doboru właściwości wibroizolacyjnych układów zawieszonych do specyficznych warunków pracy.

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

## BIBLIOGRAFIA

1. Kowal J., *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996
2. Maciejewski I., *Badania efektywności zastosowania pneumatycznych układów wibroizolacji do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami*, Rozprawa doktorska, Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2005
3. Mystkowski A., *Sterowanie odporne drganiami wirnika łożyskowanego magnetycznie*, Rozprawa doktorska, AGH, Kraków 2007
4. Haiping D., Nong Z., *H-inf control of active vehicle suspensions with actuator time delay*, Journal of Sound and Vibration 301 (2007), pp. 236-252

5. Xiong Y.P., Xing J.T., Price W.G., *Interactive power flow characteristics of an integrated equipment - nonlinear isolator - traveling flexible ship excited by sea waves*, Journal of Sound and Vibration 287 (2005), pp. 245-276
6. Stein G.J., Muka P., Chmurny R., Hinz B., Bluthner R., *Measurement and modelling of x-direction apparent mass of the seated human body - cushioned seat system*, Journal of Biomechanics 40 (2007), pp. 1493-1503
7. Bogacki P., Shampine L. F., *A 3(2) pair of Runge - Kutta formulas*, Applied Mathematics Letters 2(4) (1989), pp. 321-325
8. Bendat J.S., Piersol A.G., *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2004
9. 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), pp. 520-538

## MODELLING AND SIMULATION OF THE SEAT SUSPENSION SYSTEM FOR PROTECTION OF WORKING MACHINE OPERATORS AGAINST VIBRATION IN HORIZONTAL DIRECTION

### Abstract

*In this paper a computer model of the seat suspension system for one direction of the horizontal vibration influence is presented and the system dynamic properties are investigated under laboratory conditions. The characteristics describing principal forces in the system are evaluated experimentally, while the system dynamics is tested using three different vibration intensities that affect the human body in a sitting position. In the basis of vibration acceleration, the power spectral densities and transmissibility functions are evaluated and then the simulation and measurement results are compared.*

Autorzy:

**Maciejewski Igor, Krzyżyński Tomasz** - Katedra Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, Wydział Technologii i Edukacji, Politechnika Koszalińska ul. Śniadeckich 2, 75-453 Koszalin, tel. 94 34 86 600