

Igor MACIEJEWSKI

POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA, INSTYTUT MECHATRONIKI, NANOTECHNOLOGII I TECHNIKI PRÓŻNIOWEJ

## Poliptymalizacja sterowania aktywnym systemem zawieszenia siedziska ze względu na skuteczność izolacji i odporność układu

Dr inż. Igor MACIEJEWSKI

Adiunkt zatrudniony w Instytucie Mechatroniki, Nanotechnologii i Techniki Próżniowej Politechniki Koszalińskiej. Od 7 lat zajmuje się badaniem układów wibroizolacji do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami. Autor lub współautor kilkudziesięciu publikacji w zeszytach naukowych (w języku polskim i angielskim) i w materiałach krajowych oraz międzynarodowych konferencji.



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

### Streszczenie

Niniejsza praca dotyczy modelowania i symulacji komputerowej układu zawieszenia siedziska operatora maszyny roboczej. Prezentowane obliczenia analityczne i numeryczne obejmują problematykę związaną z ochroną operatora maszyny roboczej przed szkodliwym oddziaływaniem drgań mechanicznych. W pracy przedstawiono niedopasowanie własności wibroizolacyjnych siedzisk w przypadku zmiany parametrów pasywnego układu zawieszenia. W celu polepszenia ochrony operatorów opracowano system aktywny tłumienia drgań, który znacznie eliminuje wady konwencjonalnych układów. Dodatkowo zaprezentowano propozycję odpornego sterowania aktywnym systemem zawieszenia siedziska, w którym uwzględniono niepewności parametrów lepko-sprężystego układu zawieszenia.

**Słowa kluczowe:** drgania, zawieszenie siedziska, aktywne sterowanie.

### Multi-criteria optimisation of active seat suspension control for the sake of isolating effectiveness and system robustness

#### Abstract

The paper concerns modelling and computer simulation of the working machines seat suspension. The presented analytical and numerical calculations contain the problems of health protection of working machines operators against mechanical vibration. In the paper, the misfit of vibro-isolating properties of the seats in case of its parameters changing is shown. In order to improve protection of the operators, the active vibration control system is elaborated, which considerably eliminates the disadvantages of conventional systems. Additionally, the optimisation procedure of active suspension control robustness is proposed, with the use of uncertainties between nominal model and real object.

**Keywords:** vibration, seat suspension, active control.

### 1. Wprowadzenie

Głównym zadaniem przy projektowaniu aktywnego systemu zawieszenia siedziska maszyny roboczej jest wybór metody sterowania jego ruchem. Klasyczne metody sterowania drganiami znacznie poprawiają własności wibroizolacyjne układów liniowych o dokładnie znanych parametrach obiektu. W przypadku systemów zawieszonych siedzisk parametry obiektu sterowania zmieniają się w szerokim zakresie, co znacznie utrudnia proces sterowania i w konsekwencji prowadzi do pogorszenia skuteczności działania układu. Uwzględnienie zmienności parametrów szczególnie w przypadku uproszczonego modelu obiektu jest wskazane ze względu na nieliniowy opis zjawisk fizycznych zachodzących w układzie zawieszenia. W pracy przedstawiono propozycję odpornego sterowania aktywnym systemem zawieszenia siedziska, w którym uwzględniono niepewności parametrów lepko-sprężystego układu zawieszenia.

W układzie zawieszenia siedziska mamy do czynienia z nieliniowymi charakterystykami siły sprężystości (od sprężyny pneu-

matycznej) oraz siły tłumienia (od amortyzatora hydraulicznego). Siła pochodząca od sprężyny pneumatycznej posiada nieliniową charakterystykę w funkcji przemieszczenia systemu zawieszenia, co więcej nie jest ona jednakowa dla różnych mas obciążających układ. Zróżnicowane wartości ciśnienia statycznego w sprężynie pneumatycznej wynikają z potrzeby utrzymania położenia środkowego siedziska w przypadku różnych mas operatorów maszyn roboczych. Natomiast siła pochodząca od amortyzatora hydraulicznego wykazuje nieliniową charakterystykę w funkcji prędkości systemu zawieszenia, ponadto jest różna dla wybranych przez operatora położen dzwigni sterującej siłą tłumienia. Wynika z tego, że liniowy opis matematyczny zjawisk fizycznych zachodzących w modelowanym obiekcie jest możliwy tylko z pewnym przybliżeniem wokół ustalonego punktu pracy [8].

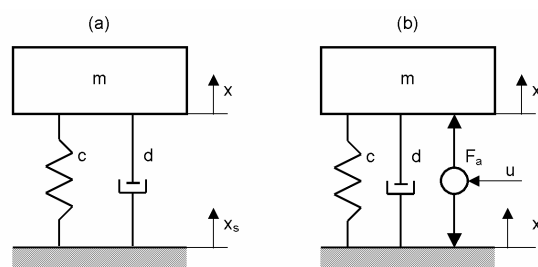
### 2. Ocena własności wibroizolacyjnych siedzisk

Międzynarodowa norma [5] ustala laboratoryjną metodę pomiaru oraz wyznaczania efektywności zawieszonych siedzisk maszyn roboczych, w przypadku drgań oddziaływujących na organizm ludzki w kierunku pionowym, z zakresu częstotliwości 1 - 20 Hz. Aby zawieszenie siedziska mogło zostać uznane za całkowicie bezpieczne dla zdrowia człowieka, przyspieszenia pionowe działające na kierowcę nie mogą przekraczać wartości granicznych uciążliwego oddziaływania drgań na organizm człowieka [9]. Do wyznaczenia własności wibroizolacyjnych siedzisk opracowano współczynnik efektywności przenoszenia amplitudy (SEAT). Współczynnik ten został opisany jako stosunek skutecznych, ważonych częstotliwościowo wartości przyspieszenia [4], pomierzonych na siedzisku i podłodze kabiny maszyny roboczej.

Autorzy normy [5] mają świadomość wpływu parametrów układu zawieszenia na własności wibroizolacyjne siedziska, gdyż pomiary zostały przewidziane dla osoby o masie ciała 52 do 55 kg oraz dla osoby o masie 98 do 103 kg. W normie nie przewidziano zmian lepko-sprężystych parametrów układu zawieszenia, niemniej jednak wpływają one znacząco na jego działanie [2, 3, 6].

### 3. Model fizyczny i matematyczny systemu zawieszenia

Uproszczony model fizyczny rozważanego zawieszenia pasywnego i aktywnego siedziska przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Model fizyczny zawieszenia siedziska: pasywnego (a) i aktywnego (b)  
Fig. 1. Physical model of a seat suspension: passive (a) and active (b)

Przyjmując następujące zmienne stanu:  $x_1 := x$  i  $x_2 := \dot{x}$  oraz zmienne wyjściowe:  $y_1 := x$  i  $y_2 := x - x_s$ , można zapisać równania stanu układu pasywnego jako:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c}{m} & -\frac{d}{m} & \frac{c}{m} & \frac{d}{m} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_s \\ \dot{x}_s \end{bmatrix} \quad (1)$$

gdzie:  $m$  - masa siedziska wraz z kierowcą;  $x$  - przemieszczenie siedziska;  $x_s$  - przemieszczenie podłogi;  $d$  - współczynnik tłumienia wiskotycznego;  $c$  - współczynnik sprężystości.

Traktując urządzenie generujące siłę aktywną jako element inercyjny pierwszego rzędu opisany zależnością:  $T_0 \cdot \dot{F}_a + F_a = k_s \cdot u$ , konieczne jest wprowadzenie kolejnej zmiennej stanu  $x_3 := F_a$ . Można wtedy zapisać równania stanu układu aktywnego w postaci:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c}{m} & -\frac{d}{m} & \frac{1}{m} & \frac{c}{m} & \frac{d}{m} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_0} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_s \\ \dot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_s}{T_0} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (2)$$

gdzie:  $u$  - napięciowy sygnał sterujący generatorem siły aktywnej;  $k_s$  - wzmacnienie statyczne urządzenia wykonawczego, generującego siłę aktywną;  $T_0$  - stała czasowa urządzenia wykonawczego.

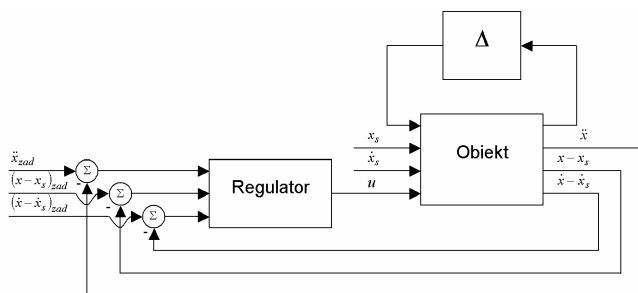
Zarówno w modelu zawieszenia pasywnego, jak i aktywnego wprowadzono niepewności parametryczne opisane zależnościami [1]:

$$\begin{aligned} m &= \bar{m}(1 + p_m \cdot \delta_m) & -1 \leq \delta_m \leq 1 \\ d &= \bar{d}(1 + p_d \cdot \delta_d) & \text{dla } -1 \leq \delta_d \leq 1, \\ c &= \bar{c}(1 + p_c \cdot \delta_c) & -1 \leq \delta_c \leq 1 \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:  $\bar{m}$ ,  $\bar{d}$ ,  $\bar{c}$  - nominalne wartości parametrów modelu;  $p_m$ ,  $p_d$ ,  $p_c$  - wagi niepewności poszczególnych parametrów modelu: masy, współczynnika tłumienia wiskotycznego, współczynnika sprężystości.

#### 4. System sterowania aktywnym zawieszeniem siedziska

Schemat układu regulacji zawieszeniem siedziska, który dodatkowo został rozbudowany o model niepewności jego parametrów  $\Delta$ , przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Schemat układu regulacji zawieszeniem siedziska  
Fig. 2. General view of seat suspension control system

Do obiektu sterowania wchodzi sygnały wymuszające w postaci przemieszczenia  $x_s$  i prędkości  $\dot{x}_s$  drgań podłogi kabiny maszyny roboczej. Na wyjściu obiektu mierzone jest przyspieszenie drgań siedziska  $\ddot{x}$  oraz przemieszczenie względne  $x - x_s$  i prędkość względna  $\dot{x} - \dot{x}_s$  układu zawieszenia. System sterowania posiada trzy pętle ujemnych sprzężeń zwrotnych od pomierzonych sygnałów, przy pomocy których regulator wypracowuje napięcie-

wy sygnał sterujący  $u$  do generatora siły aktywnej według zależności:

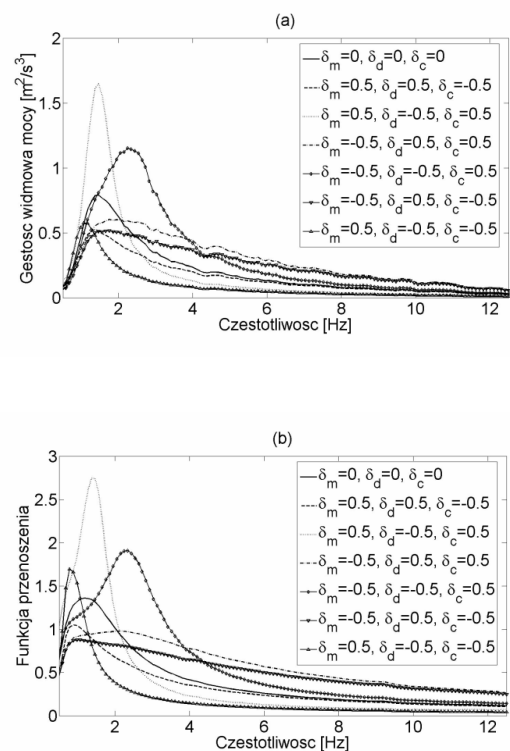
$$u = K_{\ddot{x}}(\ddot{x}_{zad} - \ddot{x}) + K_{\dot{x}-\dot{x}_s}((\dot{x} - \dot{x}_s)_{zad} - (\dot{x} - \dot{x}_s)) + K_{x-x_s}((x - x_s)_{zad} - (x - x_s)), \quad (4)$$

gdzie:  $K_{\ddot{x}}$  - wzmacnienie pętli sprzężenia zwrotnego od przyspieszenia izolowanej masy;  $K_{\dot{x}-\dot{x}_s}$  - wzmacnienie pętli sprzężenia zwrotnego od prędkości względnej systemu zawieszenia;  $K_{x-x_s}$  - wzmacnienie pętli sprzężenia zwrotnego od przemieszczenia względnego systemu zawieszenia,  $\ddot{x}_{zad}$  - zadana wartość przyspieszenia drgań na siedzisku,  $(\dot{x} - \dot{x}_s)_{zad}$  - zadana wartość prędkości względnej systemu zawieszenia,  $(x - x_s)_{zad}$  - zadana wartość przemieszczenia względnego systemu zawieszenia.

Poprzez zmianę nastaw wzmacnień poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych wprowadzono możliwość wpływu na własności wibroizolacyjne obiektu sterowania.

#### 5. Wyniki badań symulacyjnych pasywnego i aktywnego układu zawieszenia

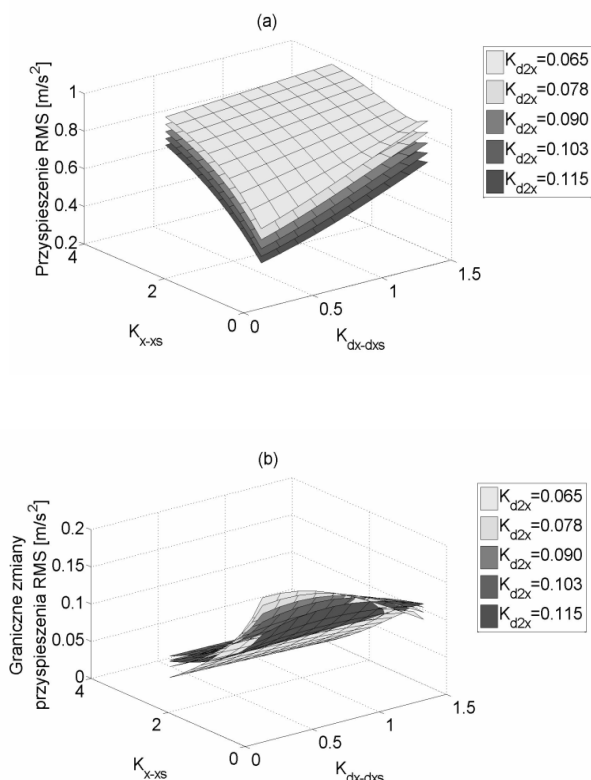
W celu oszacowania wpływu parametrów modelu na własności wibroizolacyjne systemu zawieszenia siedziska, przeprowadzono badania symulacyjne przy różnych wartościach: masy, współczynnika tłumienia wiskotycznego oraz współczynnika sprężystości. Wyniki badań symulacyjnych układu pasywnego w postaci gęstości widmowych mocy przyspieszenia drgań i funkcji przenoszenia, dla wybranych wag niepewności poszczególnych parametrów modelu z zakresu  $\pm 0,5$ , przedstawione zostały na rys. 3. Nominalne wartości parametrów modelu lepko-sprężystego układu zawieszenia przyjęto jako:  $\bar{m} = 100 \text{ kg}$ ,  $\bar{d} = 900 \text{ Ns/m}$ ,  $\bar{c} = 7000 \text{ N/m}$ .



Rys. 3. Przebiegi gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) i funkcji przenoszenia (b) w przypadku pasywnego zawieszenia siedziska  
Fig. 3. Power spectral density of acceleration (a) and transmissibility curves (b) of passive seat suspension

Własności wibroizolacyjne modelu pasywnego systemu zawieszenia siedziska znacznie się zmieniają w funkcji jego parametrów. Amplituda przyspieszenia drgań mierzonego na siedzisku silnie zależy od wartości masy obciążającej oraz wielkości działającej siły sprężystości i tłumienia w układzie. Współczynnik przenoszenia drgań siedziska SEAT [5], wyznaczony przy użyciu modelu komputerowego z nominalnymi wartościami parametrów, wynosi w przypadku układu pasywnego 0,420.

Aby zapewnić niezmienność własności wibroizolacyjnych systemu zawieszenia, opracowano odporny algorytm sterowania siedziskiem z trzema pętlami sprzężeń zwrotnych. Opracowany algorytm umożliwia sterowanie własnościami wibroizolacyjnymi siedziska pod względem ograniczania przyspieszenia drgań działającego na operatora maszyny roboczej, przy jednoczesnym zachowaniu pożądanej odporności obiektu na zmianę jego parametrów. Miara odporności (krzepkości) systemu sterowania są zmiany własności wibroizolacyjnych wywołane zmianami parametrów konstrukcyjnych i zakłóceń układu. Działanie aktywnego systemu zawieszenia oceniono dwójako: na podstawie wartości skutecznej (RMS) przyspieszenia drgań siedziska przy nominalnych wartościach parametrów i na podstawie granicznych zmian wartości skutecznej przyspieszenia (RMS) przy niepewnych parametrach modelu. Wyniki badań symulacyjnych układu aktywnego, przy różnych wzmocnieniach poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych zestawiono na rys. 4.



Rys. 4. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań siedziska przy nominalnych wartościach parametrów (a) i ich graniczne zmiany przy niepewnych parametrach modelu (b)

Fig. 4. Effective values of the seat acceleration at nominal parameters (a) and their boundary variation at uncertain parameters of model (b)

Przedstawione powyżej wartości skuteczne przyspieszenia drgań siedziska i graniczne zmiany wartości skutecznej przyspieszenia przy niepewnych parametrach modelu dowodzą przeciwstawności kryteriów wibroizolacji i kreują problem właściwego doboru wzmocnień poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych.

## 6. Polioptymalizacja sterowania aktywnym systemem zawieszenia

W celu rozważenia odporności sterowania aktywnym zawieszeniem siedziska określono zadanie optymalizacji, polegające na maksymalizacji skalarnej funkcji celu opisanej zależnością:

$$F = waga \cdot u_1(k_{\dot{x}_{RMS_{nom}}}) + (1 - waga) \cdot u_2(k_{\dot{x}_{RMS_{max-min}}}) \rightarrow \max, \quad (5)$$

gdzie współczynnik wagi (*waga*) określa istotność wpływu przeciwnych kryteriów jakości wibroizolacji na sumaryczną wartość funkcji celu. Za kryteria optymalizacji przyjęto odpowiednio: wartość skuteczną przyspieszenia drgań siedziska przy nominalnych parametrach modelu  $k_1$  oraz graniczne zmiany wartości skutecznej przyspieszenia przy niepewnych parametrach modelu  $k_2$ . Zależności opisujące poszczególne kryteria optymalizacji (rys. 4) stanowią aproksymację wyników badań symulacyjnych w funkcji zmiennych decyzyjnych (wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych:  $K_{\ddot{x}}$ ,  $K_{\ddot{x}-\dot{x}_s}$  i  $K_{\ddot{x}-\dot{x}}$ ), jako:

$$k_1 = a_0 + a_1 K_{\ddot{x}}^2 + a_2 K_{\ddot{x}} + a_3 K_{\ddot{x}-\dot{x}_s}^2 + a_4 K_{\ddot{x}-\dot{x}_s} + a_5 K_{\ddot{x}-\dot{x}}^2 + a_6 K_{\ddot{x}-\dot{x}} \rightarrow \min, \quad (6)$$

$$k_2 = b_0 + b_1 K_{\ddot{x}}^2 + b_2 K_{\ddot{x}} + b_3 K_{\ddot{x}-\dot{x}_s}^2 + b_4 K_{\ddot{x}-\dot{x}_s} + b_5 K_{\ddot{x}-\dot{x}}^2 + b_6 K_{\ddot{x}-\dot{x}} \rightarrow \min. \quad (7)$$

gdzie:  $a_i$  - współczynniki funkcji aproksymującej wartość skuteczną przyspieszenia drgań siedziska przy nominalnych parametrach modelu,  $b_i$  - współczynniki funkcji aproksymującej graniczne zmiany wartości skutecznej przyspieszenia przy niepewnych parametrach modelu.

W celu unormowania zakresów zmienności poszczególnych kryteriów wprowadzono liniowe funkcje użyteczności w przypadku, gdy użyteczność maleje przy wzroście wartości kryteriów optymalizacji [7, 10, 11]:

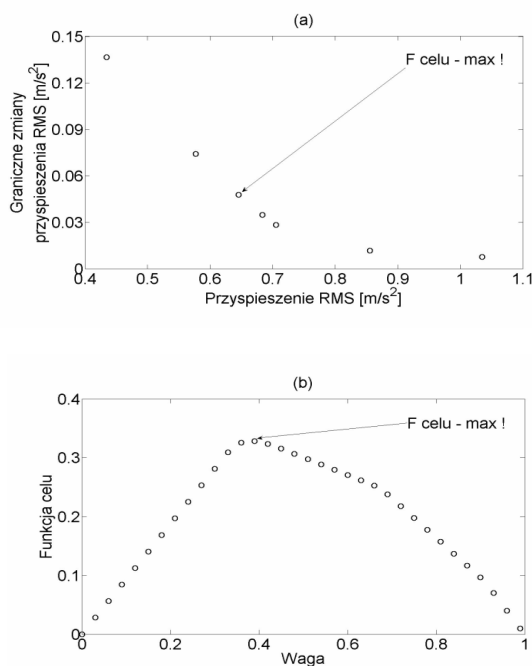
$$u_1(k_1) = \frac{(k_1)_{\max} - k_1}{(k_1)_{\max} - (k_1)_{\min}}, \quad (8)$$

$$u_2(k_2) = \frac{(k_2)_{\max} - k_2}{(k_2)_{\max} - (k_2)_{\min}}, \quad (9)$$

gdzie:  $(k_1)_{\max}$ ;  $(k_2)_{\max}$  i  $(k_1)_{\min}$ ;  $(k_2)_{\min}$  oznaczają odpowiednio największe i najmniejsze wartości poszczególnych kryteriów w założonym zakresie zmienności wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych oraz wyznaczają ograniczenia obszaru zmiennych decyzyjnych przy poszukiwaniu maksimum funkcji celu.

Zbiór rozwiązań polioptymalnych w postaci wartości kryteriów wibroizolacji, przy ich zmiennej istotności, przedstawiono na rys. 5a. Wartości funkcji celu przy zmiennym współczynniku wagi zaprezentowano na rys. 5b.

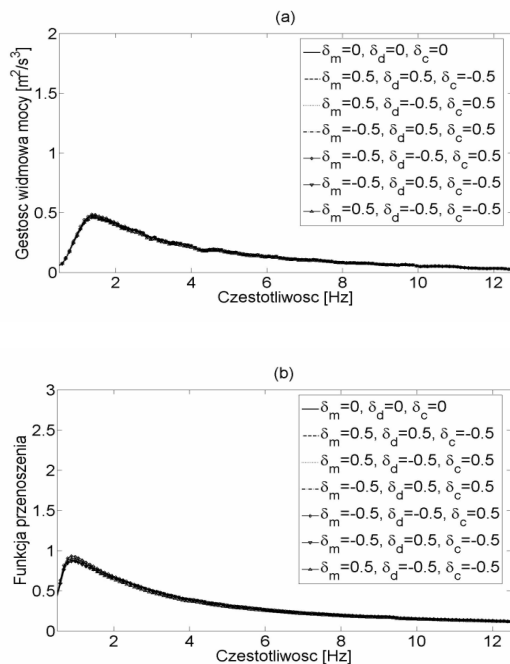
Odpowiedni dobór nastaw opracowanego układu regulacji aktywnego zawieszenia warunkuje uzyskanie największego kompromisu pomiędzy ograniczaniem amplitudy przyspieszenia drgań na siedzisku i pożądaną odpornością obiektu na zmiany parametrów lekko-sprężystego układu zawieszenia. Dla tak zdefiniowanego zadania optymalizacji, największy kompromis uzyskano dla współczynnika wagi (*waga*) wynoszącego 0,4, przy którym funkcja celu osiąga wartość maksymalną. W przypadku mniejszych wartości współczynnika wagi możliwe jest uzyskanie ograniczenia amplitudy przyspieszenia drgań na siedzisku. Odporność obiektu na zmianę jego parametrów jest jednak zmniejszona. Dla większych wartości współczynnika wagi uzyskuje się dużą odporność systemu zawieszenia, lecz wartość przyspieszenia drgań mierzona na siedzisku znacznie wzrasta.



Rys. 5. Rozkład rozwiązań polioptymalnych dla przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji przy ich zmiennej istotności (a), wartości funkcji celu dla zmiennego współczynnika wagi (b)

Fig. 5. Poly-optimal points distribution for inverse vibro-isolating criteria at different significance (a), values of objective function for different weights factor (b)

Wyniki symulacji komputerowej aktywnego układu sterowania siedziskiem w przypadku optymalnych wartości wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych oraz z uwzględnieniem wybranych niepewności modelu, przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Przebiegi gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) i funkcji przenoszenia (b) w przypadku aktywnego zawieszenia siedziska przy optymalnych wartościach wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych  
Fig. 6. Power spectral density of acceleration (a) and transmissibility curves (b) of active seat suspension at optimal gains of feedback loops

Aktywny system zawieszenia siedziska znacznie ogranicza amplitudy przyspieszenia drgań na siedzisku w porównaniu z systemem pasywnym, ponadto nie jest wrażliwy na zmiany masy obciążającej układ oraz zmiany jego charakterystyk lepko-sprężystych. Jak pokazano na rys. 6, wyznaczone krzywe gęstości widmowej mocy przyspieszenia i funkcji przenoszenia są niemalże jednakowe dla wszystkich z rozpatrywanych przypadków niepewności parametrycznych. Współczynnik przenoszenia drgań siedziska SEAT [5], wyznaczony przy użyciu modelu komputerowego z nominalnymi wartościami parametrów, wynosi w przypadku układu aktywnego 0,339. W porównaniu z układem pasywnym został on zmniejszony o około 20 %, ponadto wartość współczynnika SEAT jest prawie niezmienna w przypadku różnych parametrów lepko-sprężystego układu zawieszenia. Przedstawiony sposób sterowania zawieszeniem siedziska przyczynia się do lepszej ochrony operatora przed szkodliwym oddziaływaniem drgań, a także zapewnia niezmienną własność wibroizolacyjną układu w przypadku zróżnicowanej masy ciała operatorów maszyn roboczych.

## 7. Podsumowanie

Przeprowadzone badania symulacyjne umożliwiły analizę niezadowalających właściwości wibroizolacyjnych pasywnych układów zawieszonych siedzisk operatorów maszyn roboczych. Niedogodności użytkowania tego typu układów wynikają przede wszystkim ze słabego ograniczania amplitudy drgań przy niskich częstotliwościach wymuszenia z podłogi kabiny maszyny roboczej oraz z niedopasowania własności wibroizolacyjnych w przypadku różnych parametrów lepko-sprężystego układu tłumienia drgań. Aktywny system zawieszenia siedziska ze sterowaniem odpornym pozwala na zachowanie stałych właściwości wibroizolacyjnych układu zawieszenia dla jego zróżnicowanych parametrów. Ułatwia to ochronę operatora maszyny roboczej przed szkodliwym oddziaływaniem drgań.

## 8. Literatura

- [1] D. Gu, P. Petkov, M. Konstantinov, Robust Control Design with MATLAB, Springer-Verlag, London 2005.
- [2] Z. Engel, Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [3] Z. Engel, J. Kowal, Sterowanie procesami wibroakustycznymi, Wydawnictwa AGH, Kraków 1995.
- [4] ISO 2631 Mechanical vibration and shock – Evolution of human exposure to whole-body vibration, 1997.
- [5] ISO 7096 Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration, 2000.
- [6] J. Kowal, Sterowanie drganiami, Gutenberg, Kraków 1996.
- [7] I. Maciejewski, Polioptymalizacja własności wibroizolacyjnych aktywnego systemu zawieszenia siedziska, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 8/2007.
- [8] A. Mystkowski, Sterowanie odporne drganiami wirnika łożyskowanego magnetycznie, Rozprawa doktorska, AGH, Kraków 2007.
- [9] PN-91, N-01354, Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażania, 1994.
- [10] W. Tarnowski, Symulacja i optymalizacja w Matlab'ie, Wydawnictwo Intergraf S.C., Sopot 2001.
- [11] W. Tarnowski, Podstawy projektowania technicznego, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1997.