

Igor MACIEJEWSKI¹

SYSTEM STEROWANIA DRGANIAMI SEMI-AKTYWNEGO UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA

W pracy zawarto zagadnienia związane ze sterowaniem semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska. Opracowano system sterowania bazujący na modelu odwrotnym elementu sprężystego lub tłumiącego oraz na regulatorze nadrzędnym. Sposób projektowania zaprezentowany w niniejszej pracy przyczynia się do zdefiniowania właściwej struktury systemu sterowania semi-aktywnym układem zawieszenia siedziska. Zastosowana procedura optymalizacji pozwala na znalezienie nastaw systemu sterowania, przy których osiągnięta jest jednoczesna minimalizacja przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji: współczynnika przenoszenia drgań siedziska oraz przemieszczenia względnego układu zawieszenia.

VIBRATION CONTROL SYSTEM OF SEMI-ACTIVE SEAT SUSPENSION

The paper deals with a control of a semi-active seat suspension, that are based on the inverse dynamics of spring or damper element and the primary controller. A system design presented in this paper contributes to define a proper structure of the control system of a semi-active seat suspension. A combined optimisation procedure has allowed to find the control system settings that the simultaneous minimization of conflicted vibro-isolation criteria: the Seat Effective Amplitude Transmissibility factor and the suspension travel is reached.

1. WSTĘP

Pasywne układy zawieszeń siedzisk wzmacniają drgania w zakresie częstotliwości bliskich częstotliwości drgań własnych układu. Częstotliwość drgań własnych obecnie produkowanych siedzisk zawarta jest najczęściej w zakresie 1-2 Hz. Pasywne układy zawieszeń posiadają więc małą skuteczność redukcji drgań w zakresie niskich częstotliwości wymuszeń, ponieważ przy tych częstotliwościach w układzie występuje zjawisko tłumionego rezonansu [6]. W celu ograniczenia wzmocnienia amplitudy drgań rezonansowych można wykorzystać aktywne układy redukcji drgań. W aktywnych układach redukcji drgań wytwarza się dodatkowe siły lub przemieszczenia sterowane,

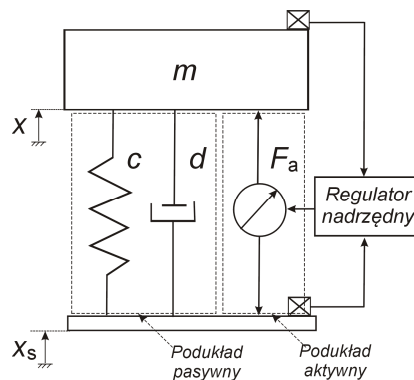
¹ Politechnika Koszalińska, Instytut Mechatroniki Nanotechnologii i Techniki Próżniowej,
Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, e-mail: igor.maciejewski@tu.koszalin.pl

przyłożone bezpośrednio do izolowanego obiektu w celu kompensacji wymuszeń siłowych lub kinematycznych [5]. Niestety wadą takiego rozwiązania jest konieczność zaopatrzenia układu aktywnego w zewnętrzne źródło energii o dużej mocy co sprawia, że układy aktywne są rzadko stosowane w praktyce.

Układy semi-aktywne zawierają elementy bierne (sprężyste i tłumiące), lecz siły sprężyste i tłumiące mogą być zmieniane [5]. Wymagają one zewnętrznego źródła energii o niewielkiej mocy (na poziomie sygnałowym) co sprawia, że układy semi-aktywne są często stosowane w praktyce. Zastosowanie tego typu układów pozwala redukować drgania siedzisk przy niskich częstotliwościach sygnałów wymuszających, przy jednoczesnym zachowaniu dobrych właściwości wibroizolacyjnych dla wyższych częstotliwości wymuszeń. Dużą skuteczność działania semi-aktywnych układów zawiesznień siedzisk można uzyskać poprzez zastosowanie sterowanych elementów tłumiących, takich jak tłumiki elektro-reologiczne (ER) lub tłumiki magneto-reologiczne (MR) [2, 8, 9, 10].

2. STRUKTURA SYSTEMU STEROWANIA

2.1. Regulator nadrzędny



Rys.1. Uproszczony model hybrydowego układu zawieszienia siedziska

W celu wyznaczenia siły aktywnej F_a , którą należy wprowadzić do lepko-sprężystego układu redukcji drgań (rys. 1), opracowano liniowy model hybrydowego układu zawieszienia siedziska w przestrzeni stanów. Zgodnie z opisem LFT [3] (ang. *Linear Fractional Transformation*) za zmienne stanu przyjęto przemieszczenie względne układu zawieszienia: $x_1 := x - x_s$ oraz prędkość bezwzględną izolowanego obiektu $x_2 := \dot{x}$. Przemieszczenie bezwzględne $w_1 := x_s$ oraz prędkość bezwzględną $w_2 := \dot{x}_s$ wybrano za wielkości wymuszające ruch układu zawieszienia siedziska, natomiast siłę aktywną F_a zdefiniowano jako zewnętrzne wejście do układu zawieszienia. Wprowadzając tak wybrane zmienne można zapisać równanie stanu obiektu w postaci:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_1 w(t) + B_2 F_a(t) \quad (1)$$

gdzie:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{c}{m} & -\frac{d}{m} \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & \frac{d}{m} \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Przyjmując za zmienne wyjściowe przyspieszenie bezwzględne izolowanego obiektu $z_1 := \ddot{x}$ oraz przemieszczenie względne układu zawieszenia siedziska $z_2 := x - x_s$, równanie wyjścia można zapisać w następującej postaci:

$$z(t) = C_1 x(t) + D_{11} w(t) + D_{12} F_a(t) \quad (3)$$

gdzie:

$$C_1 = \begin{bmatrix} -\frac{c}{m} & -\frac{d}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_{11} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{d}{m} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_{12} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Jeśli przemieszczenie względne układu zawieszenia siedziska $y_1 := x - x_s$ oraz prędkość bezwzględna izolowanego obiektu są dostępne pomiarowo $y_2 := \dot{x}$, to równanie pomiarowe można przedstawić następującą zależnością:

$$y(t) = C_2 x(t) + D_{21} w(t) + D_{22} F_a(t) \quad (5)$$

gdzie:

$$C_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad D_{21} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_{22} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Wówczas regulator statyczny od stanu jest zdefiniowany za pomocą następującej zależności:

$$F_a(t) = K_a y(t) = K_a C_2 x(t) \quad (7)$$

gdzie:

$$K_a = \begin{bmatrix} K_{a1} \\ K_{a2} \end{bmatrix} \quad (8)$$

jest wektorem nastaw regulatora, którego wartości należy wyznaczyć.

Siła aktywna F_a , obliczana przy użyciu równania (7), powinna zostać zrealizowana w semi-aktywnym układzie zawieszenia siedziska z wykorzystaniem sterowanych elementów sprężystych lub tłumiących. Siła generowana w takich elementach nie zależy jedynie od wartości sygnału sterującego, ale również od ich aktualnych warunków pracy, tj. od aktualnego ugięcia sprężyny $x - x_s$ lub od aktualnej prędkości ruchu tłumika $\dot{x} - \dot{x}_s$. Jeżeli aktualne ugięcie sprężyny lub aktualna prędkość ruchu tłumika są bardzo małe, wtedy nawet maksymalna wartość sygnału sterującego ich pracą nie pozwoli na uzyskanie pożądanej siły aktywnej. Z tego względu pożądaną wartość siły aktywnej F_a , która może być skuteczniej odtworzona w układzie semi-aktywnym zawieszenia siedziska, określa się za pomocą następującej zależności:

$$F_a(t) = g_s K_a C_2 x(t) \quad (9)$$

gdzie: g_s - wzmacnienie regulatora nadrzędnego jako funkcja określonej zmiennej wiodącej.

Wzmacnienie regulatora nadrzędnego g_s kształtuje pożądaną wartość siły aktywnej F_a do zmiennych warunków pracy elementu sprężystego lub tłumiącego. Zakładając liniową zależność wzmacnienia regulatora nadrzędnego od zmiennej wiodącej można zapisać następujące funkcje:

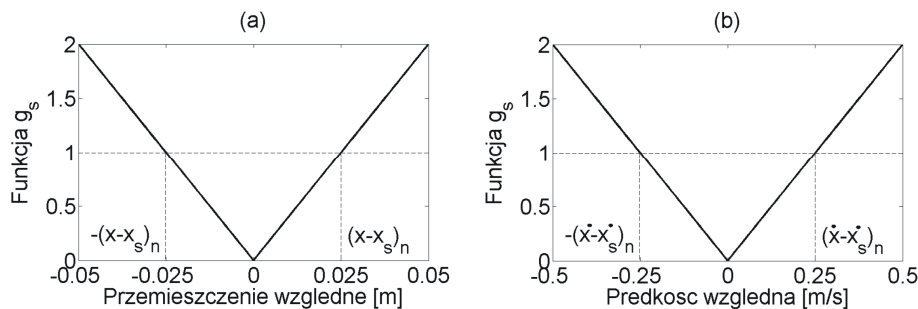
$$g_s = \left| \frac{x - x_s}{(x - x_s)_n} \right| \leftarrow \text{sterowany element sprężysty} \quad (10)$$

$$g_s = \left| \frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{(\dot{x} - \dot{x}_s)_n} \right| \leftarrow \text{sterowany element tłumiący} \quad (11)$$

gdzie: $(x - x_s)_n$ - wartość nominalna przemieszczenia sterowanego elementu sprężystego,

$(\dot{x} - \dot{x}_s)_n$ - wartość nominalna prędkości sterowanego elementu tłumiącego.

Przebiegi zmienności wzmacnień regulatora nadrzędnego w funkcji określonej zmiennej wiodącej (równia (10) i (11)) zilustrowano na rys. 2.

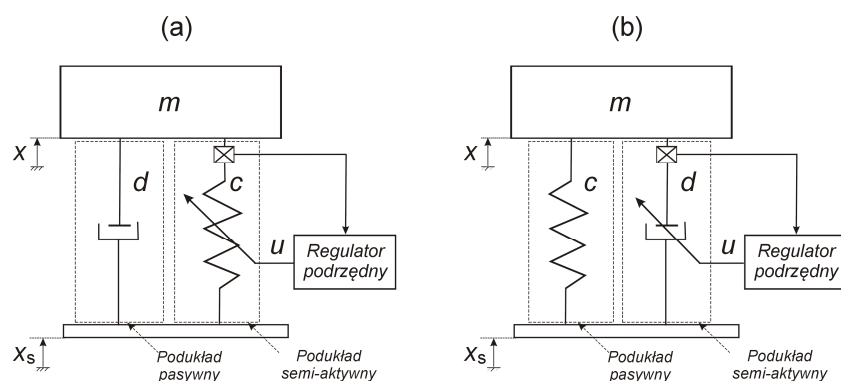


Rys.2. Funkcja g_s w przypadku sterowania elementem sprężystym (a) oraz tłumiącym (b)

Jak wynika z przebiegów funkcji przedstawionych na rys. 2, wzmacnienie regulatora nadrzędnego g_s przyjmuje wartość 1 przy nominalnej wartości przemieszczeń $(x - x_s)_n$ lub prędkości $(\dot{x} - \dot{x}_s)_n$ sterowanych elementów, tj. elementu sprężystego lub tłumiącego. W takim przypadku wartość pierwotnie wyznaczonej siły aktywnej jest odtwarzana w układzie semi-aktywnym zawieszenia siedziska. W przypadku przemieszczenia lub prędkości sterowanych elementów są mniejsze od ich wartości nominalnych, wtedy wzmacnienie regulatora nadrzędnego przyjmuje wartość mniejszą od 1 i pierwotnie wyznaczona wartość siły aktywnej jest zmniejszana. Z kolei gdy przemieszczenia lub prędkości sterowanych elementów są większe od ich wartości nominalnych, wówczas wzmacnienie regulatora nadrzędnego przyjmuje wartość większą od 1. W tym przypadku pierwotnie wyznaczona wartość siły aktywnej jest wzmacniana przez regulator nadrzędny i większa siła wprowadzana jest do semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska.

2.2. Regulator podrzędny

Wyznaczona przez regulator nadrzędny siła aktywna F_a powinna być częściowo odtworzona w układzie semi-aktywnym z wykorzystaniem elementu sterowanego sprężystego lub tłumiącego. Może to zostać zrealizowane poprzez wprowadzenie wewnętrznego sprzężenia zwrotnego od aktualnie mierzonej siły w elemencie sterowanym [8]. Tego typu układy zilustrowano na rys. 3.



Rys.3. Uproszczony model semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska ze sterowaną siłą sprężyny (a) oraz tłumika (b)

W niniejszej pracy regulator podrzędny jest opracowany na podstawie modelu odwrotnego elementu sprężystego lub tłumiącego. Aktualna wartość sygnału sterującego pracą tych elementów u jest obliczana z następujących zależności:

$$u = f(x - x_s, F_a) \leftarrow \text{sterowanie elementem sprężystym} \quad (12)$$

$$u = f(\dot{x} - \dot{x}_s, F_a) \leftarrow \text{sterowanie elementem tłumiącym} \quad (13)$$

gdzie: $x - x_s$ - aktualne przemieszczenie sterowanego elementu sprężystego,

$\dot{x} - \dot{x}_s$ - aktualna prędkość sterowanego elementu tłumiącego.

Aktualne przemieszczenie $x - x_s$ lub prędkość $\dot{x} - \dot{x}_s$ oraz wartość pożądaną do zrealizowania w układzie zawieszenia siły aktywnej są sygnałami wejściowymi do modeli odwrotnych sterowanych elementów. Natomiast wyjściem jest chwilowa wartość sygnału sterującego u pracą tych elementów. Niestety często zdarza się, że układ sterujący siłą generowaną przez element sprężysty lub tłumiący wykazuje opóźnienia w swym działaniu [7]. Powodem tego zjawiska są z reguły właściwości dynamiczne elementów sterowanych, które po wprowadzeniu sygnału sterującego wytworzą pożądaną siłę z pewnym opóźnieniem. W celu ograniczenia opóźnienia układu sterującego siłą oraz przyspieszenia jego działania zastosowano kolejno regulator proporcjonalno-różniczkujący typu PD, którego właściwości dynamiczne są opisane następującą zależnością:

$$u_c = t_c \dot{u} + u \quad (14)$$

gdzie: u_c - sygnał sterujący pracą elementu sprężystego lub tłumiącego,

t_c - stała czasowa elementu sprężystego lub tłumiącego,

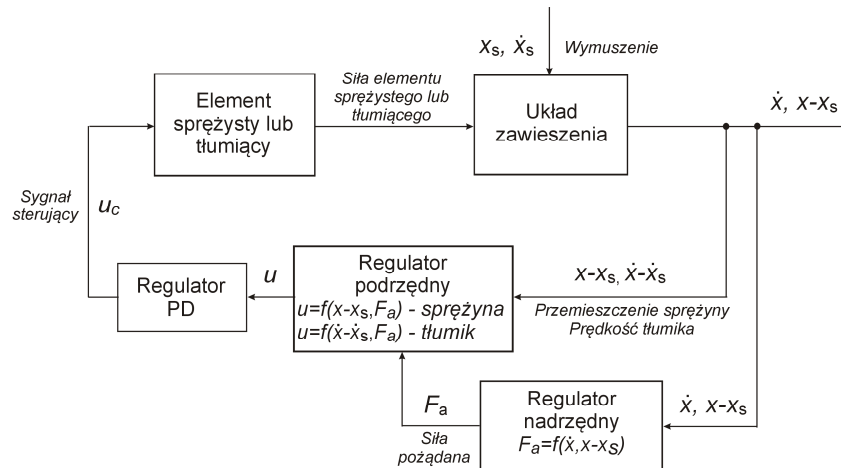
u - sygnał wejściowy do regulatora PD, obliczany na podstawie modelu odwrotnego elementu sprężystego lub tłumiącego.

Sygnał sterujący elementem sprężystym lub tłumiącym powinien być ponadto ograniczony do konstrukcyjnie zdefiniowanego zakresu jego działania, tj. pomiędzy wartością maksymalną u_{\max} i minimalną u_{\min} sygnału sterującego. Zatem nawet przy bardzo dużej wartości wymaganej siły aktywnej w układzie zawieszenia siedziska, sygnał wyjściowy jest ograniczany do wartości granicznych jako:

$$u_c = \begin{cases} u_{\min} & \text{dla } u_c < u_{\min} \\ u_c & \text{dla } u_{\min} \leq u_c < u_{\max} \\ u_{\max} & \text{dla } u_c \geq u_{\max} \end{cases} \quad (15)$$

2.3. Całościowy system sterowania

Struktura systemu sterowania semi-aktywnym układem zawieszenia siedziska została zilustrowana na rys. 4. Jak wynika z przedstawionego schematu blokowego, pożądana siła aktywna F_a powinna być zrealizowana po jej wyznaczeniu przez regulator nadrzędny. W związku z tym regulator podrzędny oblicza chwilową wartość sygnału sterującego elementem sprężystym lub tłumiącym za pośrednictwem ich modeli odwrotnych. Natomiast regulator PD zastosowany w systemie sterowania semi-aktywnym układem zawieszenia siedziska ogranicza opóźnienia uzyskane podczas odtwarzania pożądanego siły aktywnej przez sterowany element tłumiący lub sprężysty.



Rys.4. Schemat blokowy struktury systemu sterowania semi-aktywnym układem zawieszenia siedziska

3. OPTIMALIZACJA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH SIEDZISKA

Do oceny właściwości wibroizolacyjnych siedzisk, w niniejszej pracy zostały zastosowane dwa przeciwstawne kryteria. W przypadku pierwszego kryterium, właściwości dynamiczne siedziska są wyznaczane na podstawie funkcji przenoszenia przyspieszenia drgań, pomiędzy wymuszeniem z podłogi w kabinie maszyny roboczej a obciążonym przez operatora siedziskiem. Zgodnie z normą [4] współczynnik przenoszenia drgań siedziska został opisany jako stosunek skutecznych, ważonych częstotliwościowo wartości przyspieszenia, pomierzonych na siedzisku i platformie:

$$SEAT = \frac{(\ddot{x}_w)_{RMS}}{(\ddot{x}_{sw})_{RMS}} \quad (16)$$

gdzie: $(\ddot{x}_{sw})_{RMS}$ - ważona częstotliwościowo wartość średniokwadratowa przyspieszenia drgań platformy wymuszającej ruch,
 $(\ddot{x}_w)_{RMS}$ - ważona częstotliwościowo wartość średniokwadratowa przyspieszenia drgań siedziska.

Jako drugie kryterium wibroizolacji siedzisk wybrano maksymalne przemieszczenia względne pomiędzy siedziskiem a wymuszeniem z podłogi w kabinie maszyny roboczej, zgodnie z zależnością:

$$(x - x_s)_{\max} = \max_t (x - x_s) - \min_t (x - x_s) \quad (17)$$

gdzie: x - przemieszczenie siedziska,
 x_s - przemieszczenie wymuszenia,
 t - czas ekspozycji.

3.1. Zakres zmienności masy wibroizolowanego obiektu

Zakres zmienności masy wibroizolowanego obiektu został zdefiniowany za pomocą następującego wektora:

$$m = [m_1, \dots, m_{n-1}, m_n], \quad n = 1, \dots, i \quad (18)$$

gdzie: n - liczba elementów wektora.

Wartości elementów wektora wynoszą odpowiednio:

$$\begin{aligned} m_1 &= m_{\min} \\ &\dots \\ m_{n-1} &= m_{\min} + \frac{n-1}{i-1} (m_{\max} - m_{\min}) \\ m_n &= m_{\max} \end{aligned} \quad (19)$$

gdzie: m_{\min} i m_{\max} - są odpowiednio najmniejszą i największą wartością masy wibroizolowanego obiektu.

3.2. Losowo wybierane punkty startowe

Większość algorytmów optymalizacji poszukuje minimum funkcji celu dla danego punktu startowego. Początkowe wartości nastaw systemu sterowania mają zasadniczy wpływ na znalezione optimum, szczególnie w przypadku problemów nieliniowych (funkcja celu posiada minima lokalne). Aby zwiększyć prawdopodobieństwo, iż znalezione optimum funkcji celu jest jej minimum globalnym zaproponowano wielokrotną inicjalizację procedury optymalizacji z losowo wybranymi punktami startowymi.

Zakładamy, że dany jest wektor nastaw systemu sterowania:

$$K_a = [K_{a1}, K_{a2}, \dots, K_{ap}], \quad p = 1, \dots, j \quad (20)$$

gdzie: p - ilość wybranych nastaw systemu sterowania do procedury optymalizacji.

Zakresy nastaw systemu sterowania są zdefiniowane za pomocą następujących wektorów:

$$K_{al} = [K_{al1}, K_{al2}, \dots, K_{alp}] \leftarrow \text{dolna granica zmienności} \quad (21)$$

$$K_{au} = [K_{au1}, K_{au2}, \dots, K_{aup}] \leftarrow \text{górną granicą zmienności} \quad (22)$$

gdzie: K_{alp} i K_{aup} - są odpowiednio najmniejszymi i największymi wartościami poszczególnych nastaw w wybranych zakresach ich zmienności.

Dla wybranych nastaw systemu sterowania oraz zdefiniowanych zakresów ich zmienności punkty startowe mogą zostać opisane jako:

$$\begin{aligned} K_{as1} &= K_{al1} + (K_{au1} - K_{al1})rand(k) \\ K_{as2} &= K_{al2} + (K_{au2} - K_{al2})rand(k) \\ &\dots \\ K_{asp} &= K_{alp} + (K_{aup} - K_{alp})rand(k) \end{aligned} \quad (23)$$

gdzie: $rand(k)$ - jest pseudo-losową wartością liczby z przedziału $(0, \dots, 1)$.

3.3. Minimalizacja w przypadku poszczególnych kryteriów optymalizacji

W celu znalezienia wartości minimalnych poszczególnych kryteriów wibroizolacji siedziska zaproponowano oddzielną minimalizację współczynnika przenoszenia drgań siedziska ($SEAT$) oraz przemieszczenia względnego układu zawieszenia $(x-x_s)_{\max}$ jako:

$$\min_{K_a} SEAT(K_a) \quad \forall m_n \in \langle m_{\min}; m_{\max} \rangle, \quad n = 1, \dots, i \quad (24)$$

$$\min_{K_a} (x - x_s)_{\max}(K_a) \quad \forall m_n \in \langle m_{\min}; m_{\max} \rangle, \quad n = 1, \dots, i \quad (25)$$

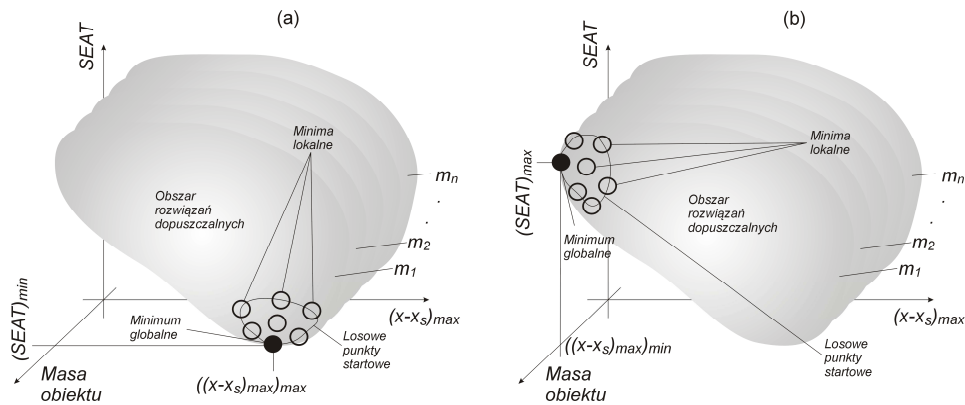
przy ograniczeniu nałożonym na zakresy nastaw systemu sterowania:

$$K_{al} \leq K_a \leq K_{au} \quad (26)$$

Tak zdefiniowane zadanie optymalizacji pozwala na wyznaczenie skrajnych rozwiązań systemu zawieszenia siedziska, które efektywnie minimalizują poszczególne kryteria wibroizolacji:

- rozwiązanie o współrzędnych na płaszczyźnie kryteriów $((x - x_s)_{\max})_{\max}$, $(SEAT)_{\min}$ - minimum współczynnika przenoszenia drgań siedziska,
- rozwiązanie o współrzędnych na płaszczyźnie kryteriów $((x - x_s)_{\max})_{\min}$, $(SEAT)_{\max}$ - minimum przemieszczenia względnego układu zawieszenia.

Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji przeprowadzonej dla poszczególnych kryteriów zostało zilustrowane na rys. 5.



Rys. 5. Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji dla poszczególnych kryteriów: minimalizacja współczynnika SEAT (a), minimalizacja przemieszczenia względnego układu zawieszenia (b)

3.4. Minimalizacja przy uwzględnieniu obu kryteriów optymalizacji

W celu znalezienia wartości minimalnej przy uwzględnieniu obu kryteriów wibroizolacji siedziska zaproponowano minimalizację współczynnika przenoszenia drgań siedziska ($SEAT$), jako kryterium nadrzędnego:

$$\min_{K_a} SEAT(K_a) \quad \forall m_n \in \langle m_{\min}; m_{\max} \rangle, \quad n = 1, \dots, i \quad (27)$$

przy ograniczeniach, które zostały nałożone na przemieszczenie względne systemu zawieszenia:

$$(x - x_s)_{\max}(K_a) \leq ((x - x_s)_{\max})_c \quad (28)$$

oraz na zakresy nastaw systemu sterowania:

$$K_{al} \leq K_a \leq K_{au} \quad (29)$$

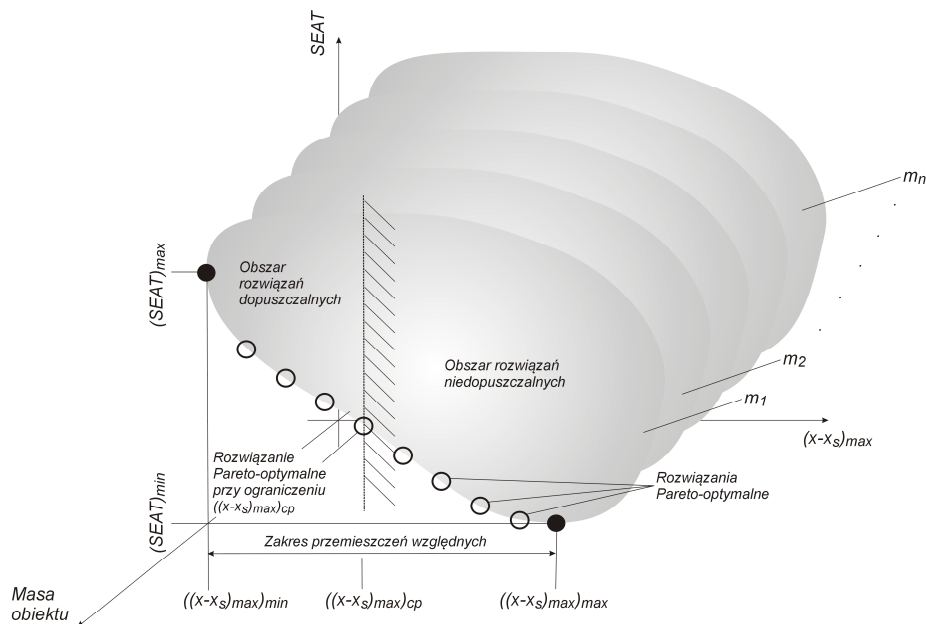
gdzie: $((x - x_s)_{\max})_c$ - jest wartością ograniczenia dla maksymalnych przemieszczeń względnych układu zawieszenia.

Wartość ograniczenia $((x - x_s)_{\max})_c$ powinna być zawarta w przedziale przemieszczeń względnych systemu zawieszenia, który został wyznaczony przez jego ekstrema:

$$((x - x_s)_{\max})_{\min} \leq ((x - x_s)_{\max})_c \leq ((x - x_s)_{\max})_{\max} \quad (30)$$

gdzie: $((x-x_s)_{\max})_{\min}$ i $((x-x_s)_{\max})_{\max}$ – są odpowiednio minimalnymi i maksymalnymi przemieszczeniami względnymi układu zawieszenia siedziska.

Właściwy dobór ograniczenia $((x-x_s)_{\max})_c$ determinuje Pareto-optymalne [1] właściwości systemu zawieszenia siedziska w funkcji przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji. Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji przeprowadzonej dla obu kryteriów zostało zilustrowane na rys. 6.



Rys.6. Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji dla obu kryteriów

5. WNIOSKI

W pracy przedstawiono sposób formułowania systemu sterowania drganiami semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska. Zaproponowane działania ułatwiają opracowanie regulatora nadrzędnego, który oblicza chwilową wartość pożądaną siły aktywnej do zrealizowania w układzie zawieszenia siedziska. Następnie regulator podrzędny oblicza chwilową wartość sygnału sterującego elementem sprężystym lub tłumiącym za pośrednictwem jego modelu odwrotnego. Taki sposób projektowania przyczynia się do wyznaczenia właściwej struktury systemu sterowania semi-aktywnym układem zawieszenia siedziska, a zaproponowana procedura optymalizacji pozwala na znalezienie nastaw systemu sterowania, przy których osiągnięta jest jednoczesna minimalizacja przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji - współczynnika przenoszenia drgań siedziska oraz przemieszczenia względnego układu zawieszenia.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Censor Y.: *Pareto optimality in multiobjective problems*. Appl. Math. Optimiz., No. 4 (1977), 41-59.
- [2] Du H., Sze K.Y., Lam J., *Semi-active H-inf control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers*, Journal of Sound and Vibration 283 (2005), 981-996.
- [3] Gu D., Petkov P., Konstantinov M., *Robust Control Design with MATLAB*, Springer, Berlin 2005.
- [4] ISO7096: *Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration*, Genewa 2000.
- [5] Kowal J., *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996.
- [6] Maciejewski I., Meyer L., Krzyzynski T.: *Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties*, Journal of Sound and Vibration 324 (2009), 520-538.
- [7] Maciejewski I.: *Właściwości wibroizolacyjne semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska z tłumikiem magneto-reologicznym*, Pomiar Automatyka Kontrola Nr 9/2009, 727-730.
- [8] Maslanka M., Sapinski B., *Experimental study of vibration control of a cable with an attached MR damper*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics 45, 4 (2007), 893-917.
- [9] Spencer Jr. B. F., Dyke S. J., Carlson J. D., *Phenomenological Model for Magnetorheological Dampers*, Journal of Engineering Mechanics 123, 3 (1997), 230-238.
- [10] Tsang H., Su R., Chandler A., *Simplified inverse dynamics models for MR fluid dampers*, Engineering Structures 28 (2006), 327-341.