

Igor MACIEJEWSKI<sup>1</sup>

### PRZYKŁAD KSZTAŁTOWANIA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH PASYWNEGO UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA

*W niniejszej pracy przedstawiono przykład kształtowania właściwości wibroizolacyjnych pasywnego układu zawieszenia siedziska. Obiektem badań jest seryjnie produkowane siedzisko z pasywnym zawieszeniem lepko-sprężystym, którego właściwości wibroizolacyjne są kształtowane poprzez zmianę kształtu charakterystyki siły amortyzatora hydraulicznego wraz z połączeniem sprężyny powietrznej z dodatkowym zbiornikiem przez odpowiednio dobrany opór pneumatyczny.*

### EXAMPLE OF VIBRO-ISOLATION PROPERTIES SHAPING OF PASSIVE SEAT SUSPENSION SYSTEM

*In this paper an example of vibro-isolation properties shaping of passive seat suspension system is presented. Presently manufactured seat with a viscous-elastic passive suspension is the object of investigation. Its vibro-isolation properties became shaped by a change of the shock absorber force and the air-spring force that is connected with additional air reservoir by the pneumatic throttle.*

## 1. WSTĘP

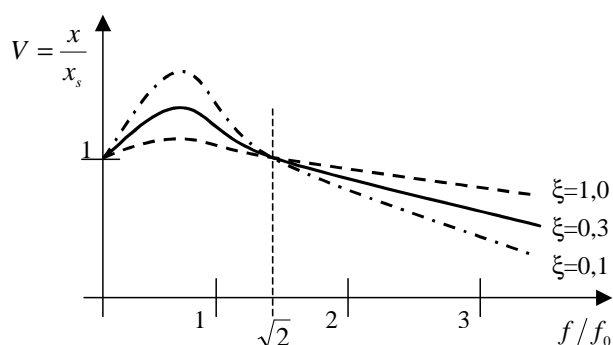
W przypadku typowych maszyn roboczych nie posiadających zawieszenia, elementem wibroizolującym pozostaje zwykle fotel operatora. Istnieje kilka koncepcji zawieszonych foteli, takich jak choćby zawieszenie składające się ze sprężyny stalowej i równolegle pracującymi z nią amortyzatorami, czy też powszechnie stosowane obecnie zawieszenie pneumatyczne, w którym rolę sprężyny stalowej przejmuje sprężyna pneumatyczna w postaci gumowo – kordowego siłownika mieszkowego [1], [2], [3], [4], [5]. Jednak wszystkie te układy zawieszonych, bez dodatkowego oprzyrządowania zaliczają się do tak zwanych zawieszonych pasywnych, które w zakresach niskich częstotliwości nie wykazują znacznych możliwości wibroizolacyjnych, co więcej, zdarza się, że te drgania zostają jeszcze na siedzisku wzmocnione. Taka sytuacja ma miejsce, gdy częstotliwość drgań własnych zawieszenia siedziska jest równa częstotliwości wymuszenia, pochodzącego z podłogi kabiny operatora maszyny roboczej.

---

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

## 2. CHARAKTERYSTYKA PASYWNYCH UKŁADÓW ZAWIESZEŃ SIEDZISK

Maksymalne amplitudy przyspieszenia drgań, mierzone na podłodze kabiny w maszynie roboczej, występują najczęściej w przedziale częstotliwości 1 – 1,5 Hz [6]. W zakresie tym zawierają się częstotliwości drgań własnych większości seryjnie produkowanych, pneumo-hydraulicznych układów zawiesznień siedzisk. Pasywne układy zawiesznień posiadają więc małą skuteczność redukcji drgań w zakresie niskich częstotliwości wymuszeń, ponieważ przy tych częstotliwościach w układzie występuje zjawisko tłumionego rezonansu [1]. Natomiast jeśli chodzi o wyższe częstotliwości wymuszeń, układ pasywny wykazuje znacznie lepsze własności wibroizolacyjne – tym lepsze, im mniejszy jest współczynnik tłumienia w elemencie typu amortyzator, co obrazuje rys. 1.



Rys.1. Funkcje przenoszenia przy różnych, bezwymiarowych współczynnikach tłumienia wiskotycznego  $\xi$

Zakładając tę samą sztywność statyczną układu, zmniejszanie współczynnika tłumienia prowadzi do większej efektywności wibroizolacji (czyli współczynnik przenoszenia drgań  $V$  określający stosunek amplitudy przemieszczenia wibroizolowanego obiektu  $x$  do amplitudy wymuszenia  $x_s$  ulega zmniejszeniu) po przekroczeniu wartości bezwymiarowej częstotliwości drgań  $f/f_0 = \sqrt{2}$ , zgodnie z zależnością:

$$\xi = \frac{d}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}} \quad (1)$$

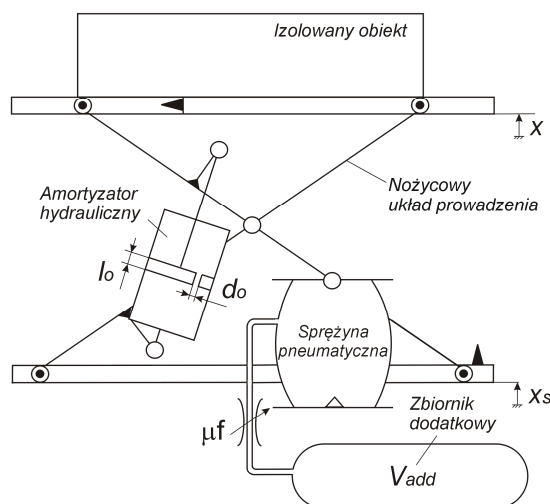
gdzie:  $c$  - współczynnik sprężystości układu,  
 $d$  - współczynnik tłumienia układu,  
 $m$  - masa izolowanego obiektu.

W przypadku seryjnie produkowanych, pneumo-hydraulicznych układów zawiesznień siedzisk wzmocnienie amplitudy drgań przy częstotliwości rezonansowej wzrasta do wartości funkcji przenoszenia znacznie przekraczającej 1. Według normy [7], drgania z zakresu bardzo niskich częstotliwości (do 1 Hz) powodują objawy choroby lokomocyjnej. Choroba ta, w miarę jej nasilenia, wywołuje błądź, zawroty głowy, nudności, szeroko rozumianą niewydolność człowieka. Z powyższych rozważań wynika, że udoskonalenie

obecnie stosowanych pneumatycznych układów pasywnych poprzez kształtowanie ich charakterystyk jest jak najbardziej uzasadnione.

### 3. ZMODYFIKOWANY, PNEUMO-HYDRAULICZNY UKŁAD ZAWIESZENIA

Do rozważań przedstawionych w tym rozdziale pracy przyjęto przykładowy, obecnie seryjnie produkowany pasywny system zawieszenia siedziska (rys. 2). Jego model matematyczny szczegółowo przedstawiono w pracy [8]. System ten składa się z nożycowego mechanizmu prowadzenia, sprężyny pneumatycznej oraz amortyzatora hydraulicznego. W celu umożliwienia kształtowania właściwości wibroizolacyjnych układu zawieszenia siedziska, zaproponowano jego modyfikację poprzez dołączenie do sprężyny pneumatycznej nieodkształcalnego, dodatkowego zbiornika powietrza o objętości  $V_{add}$ . Umożliwiono również kształtowanie charakterystyki siły tłumienia amortyzatora w funkcji prędkości względnej poprzez zmianę geometrii oporu hydraulicznego  $d_o$  i  $l_o$ . Dodatkowo wprowadzono dławienie przepływu powietrza (powierzchnia dławika pneumatycznego  $\mu f$ ) pomiędzy sprężyną pneumatyczną a zbiornikiem dodatkowym, co wprowadza do układu dodatkową siłę tłumienia.



Rys.2. Zmodyfikowany, pneumo-hydrauliczny układ zawieszenia siedziska

Zastosowanie zbiornika dodatkowego o stałej objętości  $V_{add}$ , połączonego bezpośrednio ze sprężyną pneumatyczną o zmiennej objętości, zmniejsza sztywność systemu zawieszenia i tym samym obniża częstotliwość drgań własnych układu [9], [10]. Dławiąc przepływ powietrza za pomocą oporu pneumatycznego o powierzchni  $\mu f$  można tak dobrać ten opór, aby współczynnik tłumienia układu był największy [1]. Natomiast za pomocą zmiany geometrii oporu hydraulicznego o średnicy  $d_o$  i długości  $l_o$  można kształtować

charakterystykę tłumienia amortyzatora od liniowej do silnie progresywnej w funkcji prędkości ruchu.

#### 4. KSZTAŁTOWANIE WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH

##### 4.1 Zmienne decyzyjne i kryteria optymalizacji

W celu rozważenia możliwości poprawy właściwości wibroizolacyjnych zmodyfikowanego układu zawieszenia siedziska zdefiniowano kryteria optymalizacji jako:

- współczynnik przenoszenia drgań siedziska  $SEAT$ ,
- maksymalne przemieszczenie względne systemu zawieszenia  $(x-x_s)_{\max}$ .

Natomiast za zmienne decyzyjne wybrano wielkości, które znacząco wpływają na kształt charakterystyk podstawowych sił w układzie, tj. sił sprężystych i tłumiących:

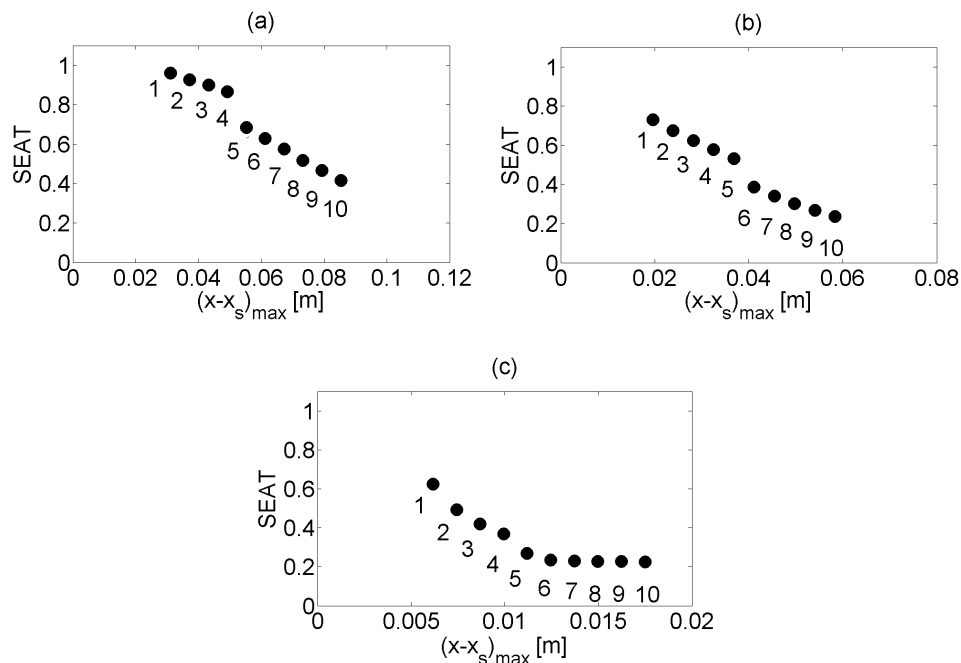
- objętość dodatkowego zbiornika powietrza  $V_{add} = 0,1 \div 10 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ,
- efektywne pole powierzchni przekroju przepływu przez dławik  $\mu f = 0,1 \div 10 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ,
- średnica dławika hydraulicznego  $d_o = 1,8 \div 2,7 \times 10^{-3} \text{ m}$ ,
- długość dławika hydraulicznego  $l_o = 0,01 \div 0,13 \text{ m}$ .

##### 4.2 Procedura optymalizacji

Proces optymalizacji przeprowadzono dla losowo wybranych punktów startowych, w którym początkowo wyznaczono minimalne wartości poszczególnych kryteriów optymalizacji. Kolejno poszukiwano rozwiązań kompromisowych (Pareto-optymalnych) dla obu kryteriów optymalizacji. W celu znalezienia najmniejszych wartości obu kryteriów minimalizowano współczynnik przenoszenia drgań siedziska ( $SEAT$ ) jako kryterium nadrzędne, natomiast maksymalne przemieszczenia względne systemu zawieszenia  $(x-x_s)_{\max}$  przeniesiono do ograniczenia nierównościowego. Szczegółowy opis procedury optymalizacji przedstawiono w pracy [11].

##### 4.3 Wyniki optymalizacji

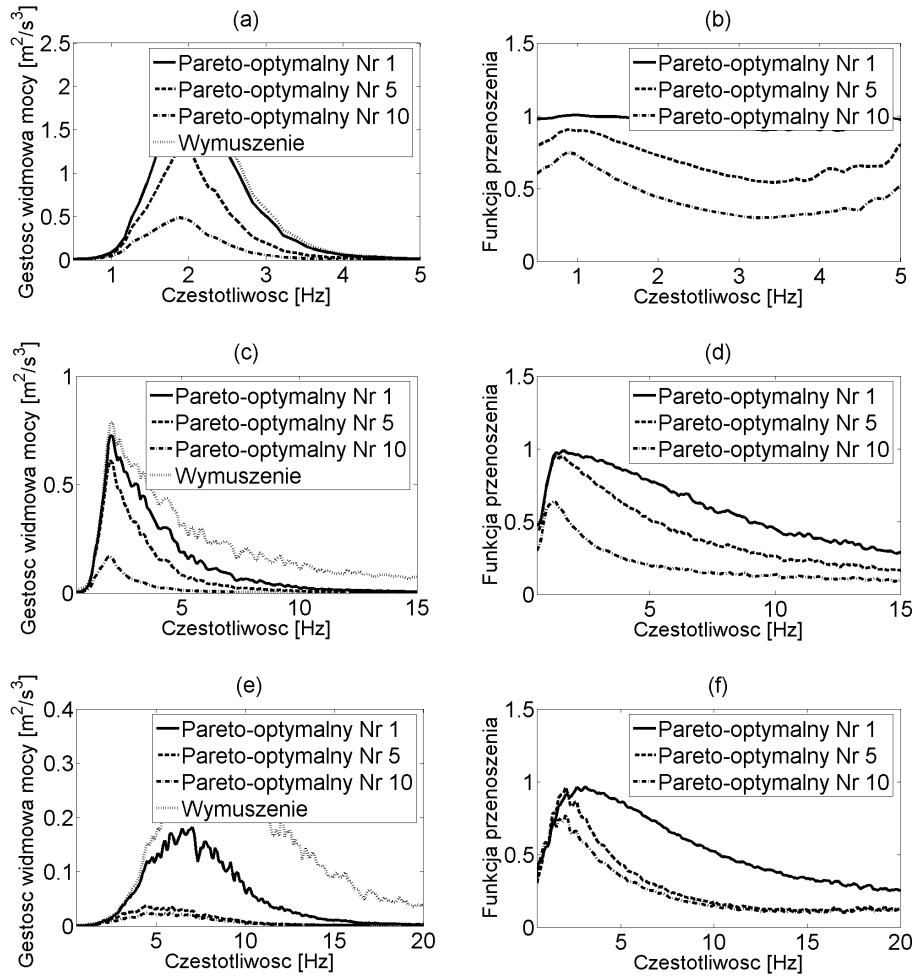
Wyniki optymalizacji w postaci zbioru rozwiązań Pareto-optymalnych w przestrzeni kryteriów przedstawiono na rys. 3. Rezultaty te otrzymano dla trzech przykładowych sygnałów wymuszających [12]: EM1 - sygnał o niewielkich częstotliwościach i dużych amplitudach drgań, EM5 - sygnał o szerszym zakresie częstotliwości i średnich amplitudach drgań, EM6 - sygnał o dużych częstotliwościach i niewielkich amplitudach drgań. W przypadku każdego z rozpatrywanych sygnałów wymuszających znaleziono dziesięć niezdominowanych rozwiązań systemu zawieszenia, które charakteryzują się uzyskaniem największego kompromisu pomiędzy zmniejszeniem szkodliwego oddziaływania wibracji na operatora maszyny roboczej i ograniczaniem przemieszczeń względnych systemu zawieszenia. Pierwsze z rozwiązań niezdominowanych układu określają bardzo twardy system zawieszenia siedziska (minimum  $(x-x_s)_{\max}$ ), natomiast ostatnie bardzo miękki (minimum  $SEAT$ ). Rozwiązanie kompromisowe wyznaczają właściwości pośrednie systemu zawieszenia siedziska.



Rys.3. Reprezentacja graficzna zbioru rozwiązań Pareto- optymalnych w przestrzeni kryteriów dla sygnałów wymuszających: EM1 (a), EM5 (b), EM6 (c)

#### 4.4 Wyniki symulacji komputerowej

Wyniki badań symulacyjnych dla Pareto- optymalnych rozwiązań systemu zawieszenia przedstawiono na rysunku 4. Pierwsze z rozwiązań systemu zawieszenia (punkty Nr 1) charakteryzuje się najmniejszym przemieszczeniem względnym  $(x-x_s)_{\max}$ , ale wartość współczynnika przenoszenia drgań siedziska  $SEAT$  jest największa. Kontrastowe rozwiązanie (punkty Nr 10) posiada najmniejszą wartość współczynnika przenoszenia drgań siedziska  $SEAT$ , ale przemieszczenia względne są największe  $(x-x_s)_{\max}$ . Niezdominowane rozwiązania (punkty Nr 2 do 9), nazwane Pareto- optymalnymi, są rozwiązaniami kompromisowymi i skutecznie zmniejszają wartości obu kryteriów wibroizolacji jednocześnie. Odpowiednie wartości zmiennych decyzyjnych i wybranych kryteriów optymalizacji dla różnych rozwiązań kompromisowych zaprezentowano w tab. 1.



Rys.4. Przebiegi gęstości widmowych mocy przyspieszenia drgań dla sygnałów wymuszających: EM1 (a), EM5 (c), EM6 (e) oraz funkcji przenoszenia siedziska dla sygnałów wymuszających: EM1 (b), EM5 (d), EM6 (f)

Tab. 1. Przykładowe zestawienie wartości zmiennych decyzyjnych oraz kryteriów optymalizacji dla Pareto-optymalnych rozwiązań systemu zawieszenia (sygnał wymuszający EM5)

System Pareto-optymalny	Zmienne decyzyjne				Kryteria optymalizacji	
	$V_{add}$ $\times 10^{-3} \text{ m}^3$	$\mu_f^f$ $\times 10^{-6} \text{ m}^2$	$d_o$ $\times 10^{-3} \text{ m}$	$l_o$ $\text{m}$	SEAT	$(x-x_s)_{max}$ $\times 10^{-3} \text{ m}$
Nr 1	10	1,73	1,8	0,13	0,73	0,0195
Nr 2	10	2,35	1,9	0,12	0,673	0,0238
Nr 3	10	2,79	1,8	0,083	0,623	0,0281
Nr 4	10	3,18	2,02	0,111	0,577	0,0325
Nr 5	2,26	2,69	1,8	0,054	0,532	0,0368
Nr 6	10	9,21	1,81	0,01	0,387	0,0411
Nr 7	10	9,67	1,98	0,01	0,340	0,0454
Nr 8	10	9,17	2,16	0,01	0,301	0,0497
Nr 9	10	10	2,37	0,01	0,267	0,0540
Nr 10	10	10	2,7	0,01	0,236	0,0583

## 5. WNIOSKI

W pracy analizowano pasywny układ zawieszenia siedziska, w którym elementami wykonawczymi są: sprężyna pneumatyczna i amortyzator hydrauliczny. Podstawowe problemy napotkane w przypadku użytkowania seryjnie produkowanego układu zawieszenia to: mała efektywność działania przy niskich częstotliwościach sygnałów wymuszających, wzmocnienie amplitudy drgań w strefie rezonansu oraz duże amplitudy przemieszczeń względnych pomiędzy podłogą kabiny operatora a siedziskiem.

Rozwiązanie zaproponowane w niniejszej pracy bazuje na dotychczasowej konstrukcji układu pasywnego zawieszenia, niemniej jednak wprowadzono możliwość kształtowania charakterystyki sprężystości układu poprzez dołączenie dodatkowego zbiornika powietrza o stałej objętości. Ponadto umożliwiono kształtowanie charakterystyki siły tłumienia poprzez zmianę geometrii dławika hydraulicznego pomiędzy komorami amortyzatora. Wprowadzono również dodatkową siłę tłumiącą, wynikającą z dławienia przepływu powietrza pomiędzy sprężyną pneumatyczną i zbiornikiem dodatkowym. Zastosowanie zaproponowanego doboru właściwości wibroizolacyjnych do pasywnego układu zawieszenia siedziska umożliwiło uzyskanie dobrego tłumienia drgań o wysokich częstotliwościach wymuszenia przy niewielkim wzmocnieniu amplitudy rezonansowej. Dodatkową korzyścią stosowania tej procedury jest zapewnienie małych amplitud przemieszczenia względnego, pomiędzy podłogą kabiny operatora a siedziskiem, co znacznie poprawia efekt właściwej wibroizolacji.

*Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008 - 2010 jako projekt badawczy, numer N N501 326135.*

**6. BIBLIOGRAFIA**

- [1] Kowal J.: *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996.
- [2] Engel Z.: *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [3] Pękalak M., Radkowski S.: *Gumowe elementy sprężyste*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1989.
- [4] Pietsch H.: *The Automatic Leveling Air Suspension Seat for Industrial Vehicles*, International Congress & Exposition 1984.
- [5] Hostens I., Deprez K., Ramon H.: *An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines*, Journal of Sound and Vibration 276 (2004), 141-156.
- [6] 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.
- [7] ISO2631: *Mechanical vibration and shock – Evolution of human exposure to whole-body vibration*, Genewa 1997.
- [8] Maciejewski I.: *Modelowanie układu zawieszenia siedziska do maszyn roboczych*, Logistyka 3/2009 (artykuł opublikowany w wersji elektronicznej).
- [9] Kowal J.: *Synteza i analiza wybranych układów wibroizolacji sterowanej*, praca doktorska, AGH Kraków, 1982.
- [10] Haller E.: *Device and method for suspension of a vehicle seat by means of additional volumes*, United States Patent 20060278805, 2005.
- [11] Maciejewski I.: *Kształtowanie właściwości wibroizolacyjnych układu zawieszenia siedziska*, Logistyka 3/2010 (artykuł opublikowany w wersji elektronicznej).
- [12] ISO7096: *Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration*, Genewa 2000.