

Tomasz KICZKOWIAK, Igor MACIEJEWSKI, Tomasz KRZYŻYŃSKI

POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA, INSTYTUT MECHATRONIKI, NANOTECHNOLOGII I TECHNIKI PRÓŻNIOWEJ

Wybrane problemy optymalizacji pneumatycznego zespołu amortyzującego

Prof. nzw. dr hab. inż. Tomasz KICZKOWIAK

Absolwent Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie; stopień doktora nauk technicznych w zakresie mechaniki technicznej uzyskał w Politechnice Warszawskiej, a doktora habilitowanego w zakresie budowy i eksploatacji maszyn w Politechnice Koszalińskiej. W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami modelowania, symulacji, optymalizacji i badaniami dynamiki napędów pneumatycznych oraz wykorzystaniem ANN w systemach CAD.



e-mail: tomasz.kiczkiwak@tu.koszalin.pl

Dr inż. Igor MACIEJEWSKI

Doktor nauk technicznych, adiunkt zatrudniony w Instytucie Mechatroniki, Nanotechnologii i Techniki Próżniowej Politechniki Koszalińskiej; od 9 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

Prof. dr hab. inż. Tomasz KRZYŻYŃSKI

Absolwent Politechniki Warszawskiej; stopień doktora nauk technicznych w zakresie mechaniki technicznej i doktora habilitowanego w zakresie budowy i eksploatacji maszyn uzyskał w Instytucie Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk. Tytuł profesora otrzymał w październiku 2006 r. Kieruje Zakładem Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej w Instytucie Mechatroniki, Nanotechnologii i Techniki Próżniowej Politechniki Koszalińskiej. Funkcję rektora Politechniki Koszalińskiej pełni od 2005 r.



e-mail: tomasz.krzyzynski@tu.koszalin.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono model matematyczny zespołu amortyzującego zawierającego sprężynę pneumatyczną w postaci siłownika pneumatycznego współpracującego ze zbiornikiem dodatkowym. Sformułowano zadanie optymalizacyjne z dwoma kryteriami (przyspieszeniowym i przemieszczeniowym) i wykorzystując system Matlab Simulink przeprowadzono jego rozwiązanie. W pracy przedstawiono wyniki obliczeń i trudności jakie autorzy napotkali. Przeanalizowano przyczyny tych problemów i wskazano jak im ewentualnie zapobiec. Praca stanowi wycinek szerszych badań prowadzonych przez autorów.

Słowa kluczowe: amortyzacja drgań, pneumatyka, optymalizacja.

Selected problems of pneumatic damping system optimisation

Abstract

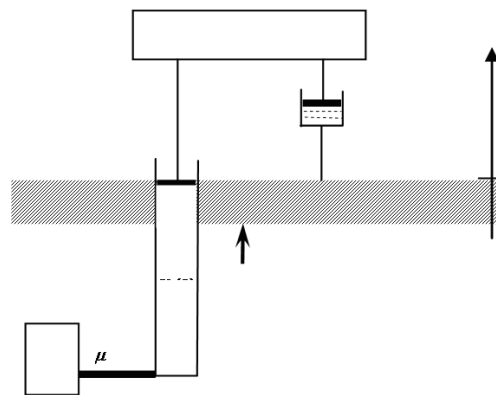
The paper deals with modelling and numerical investigations of a vibration damping system containing the pneumatic spring connected to an additional air reservoir. The pneumatic spring is built on the basis of pneumatic cylinder, therefore its effective area is constant and does not depend on the pneumatic spring deflection. A guidance mechanism, which is used for suspending the isolated object, is not taken into account in this paper. Using simulation model of this system, the optimisation procedure is proposed in order to improve dynamic properties of the vibration damping structure. The maximum magnitude of the system transfer function and the maximum relative displacement of the suspension are chosen to be conflicting optimisation criteria. The decision variables are defined as the system parameters that have an influence on the viscoelastic force characteristics of the vibration damping system. The optimisation task formulated in this way is solved with use of Matlab Simulink software. The paper presents the optimisation results and describes the difficulties met. The difficulties are analysed and some practical directions for other researchers are pointed out. This paper is only a part of the complex investigations performed by the authors.

Keywords: vibration damping, pneumatics, optimisation.

1. Wprowadzenie

W praktyce, coraz częściej zespoły pneumatyczne wykorzystywane są w układach wibroizolacji, przykładowo wibroizolacji siedzisk maszyn roboczych [1, 2]. W modelowaniu takich

układów stosowane są uproszczone modele matematyczne zespołów pneumatycznych. Badania, w większości przypadków, dotyczą konkretnych konstrukcji układów siedzisk (przykładowo z nożycowym układem prowadzącym) lub konkretnych elementów (takich jak sprężyny pneumatyczne). Dlatego za celowe uznano przeanalizowanie układu wibroizolacji w konfiguracji pokazanej na rysunku 1. Badany układ nie posiada mechanizmów prowadzących, a sprężynę pneumatyczną stanowi siłownik pneumatyczny jednostronnego działania, co zapewnia, że pole powierzchni czynnej jest stałe, niezależne od stopnia odkształcenia sprężyny. Chcąc zwiększyć możliwości zespołu pneumatycznego komora siłownika połączona jest z dodatkowym zbiornikiem (połączenia takie stosowane są w produkowanych obecnie siedziskach). Tłumik wiskotyczny stanowi uzupełnienie właściwości dyssypacyjnych zespołu pneumatycznego.



Rys. 1. Schemat badanego obiektu

Fig. 1. Scheme of the system investigated

Rzadko też w projektowaniu wykorzystywana jest optymalizacja parametrów konstrukcji, a prowadzone prace napotykały problemy obliczeniowe [3]. Wybór konfiguracji obiektu podyktowany był chęcią określenia optymalnych parametrów zespołu pneumatycznego jak też próbą określenia przyczyn małej skuteczności procedur optymalizacyjnych.

2. Model matematyczny obiektu

Na rysunku 1 przedstawiono schemat badanego obiektu. Obiekt o masie M podparto zespołem pneumatycznym i tłumikiem wiskotycznym o tłumieniu b . Zespół pneumatyczny składa się z siłownika jednostronnego działania (o początkowej objętości $V_1(0)$) połączonego ze zbiornikiem o stałej objętości V_2 przez instalację o średnicy przewodu d_p i o współczynniku przepływu μ . Założono również możliwość zmiany czynnego skoku siłownika (odległości siedziska i podłogi) w stosunku do objętości komory siłownika $V_1(0)$. Wymuszeniem jest losowo zmienny ruch podłogi o przyspieszeniu d^2w/dt^2 .

Przy wyprowadzaniu równań różniczkowych opisujących procesy w układzie założono, że:

1. Masa poruszających się elementów jest stała i traktowana, jako masa skupiona;
2. Tłumik posiada charakterystykę liniową;
3. Przemiany przebiegają tak wolno, że w każdej chwili rozpatrywany zespół pneumatyczny znajduje się w stanie równowagi termodynamicznej;
4. Powietrze jest gazem doskonałym termodynamicznie;
5. Przepływ w instalacji pneumatycznej jest adiabatyczny (bez wymiany ciepła);
6. Wszystkie elementy instalacji pneumatycznej są szczelne;
7. Wpływ oporów tarcia uszczelnień tłoka i tłoczyska jest pomijalny;
8. Wymiana ciepła między gazem a otoczeniem może być pominięta;
9. Zmiany temperatury w komorze i zbiorniku są nieistotne dla przebiegu procesu.

Analizując zjawiska, które zachodzą w układzie (rys.1) zapisać możemy równania [4, 5]:

- ciśnienia gazu w zbiorniku dodatkowym

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_z} \cdot T \cdot \dot{m}, \quad (1)$$

- ciśnienia gazu w komorze siłownika

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_1} \cdot \left[-T \cdot \dot{m} - \frac{p_1}{R} \cdot \frac{dV_1}{dt} \right], \quad (2)$$

- ruchu tłoka i związanych z nim elementów

$$\frac{d^2x}{dt^2} = (F_p + F_t + F_c) / M \quad (3)$$

gdzie:

p – ciśnienie absolutne [Pa],
 R – indywidualna stała gazowa [J/(kg·K)],
 T – temperatura absolutna [K],

$$T \cdot \dot{m} = \begin{cases} T_1 \cdot \dot{m}_{1,z} \\ -T_z \cdot \dot{m}_{z,1} \end{cases}$$

\dot{m} – masowe natężenie przepływu powietrza [kg/s],
 κ – wykładnik adiabaty [-],
 V_1 – objętość komory siłownika pneumatycznego [m³]:

$$V_1 = 0.25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot (x - w) \quad (4)$$

D – średnica cylindra [m],
 x – współrzędna położenia tłoka [m],
 w – współrzędna położenia podłogi [m],
 dV/dt – szybkość zmian objętości komory [m³/s], przy czym:

$$\frac{dV_1}{dt} = 0.25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dw}{dt} \right), \quad (5)$$

dx/dt – prędkość ruchu tłoka [m/s],
 dw/dt – prędkość wymuszenia [m/s],
 F_p – siła od ciśnień [N]:

$$F_p = 0.25 \cdot \pi \cdot [D^2 \cdot (p_1 - p_a)], \quad (6)$$

F_t – siła tłumika [N]:

$$F_t = -b \cdot \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dw}{dt} \right), \quad (7)$$

F_c – siła ciężkości [N]:

$$F_c = -M \cdot g, \quad (8)$$

M – masa elementów ruchomych [kg],
 g – przyspieszenie ziemskie [m/s²].

Stan początkowy zdefiniowano, jako:

$$\begin{cases} w = 0, & \frac{dw}{dt} = 0, & \frac{d^2x}{dt^2} = 0, & \frac{dx}{dt} = 0 \\ p_z(0) = p_1(0) \\ F_p = F_c \end{cases} \quad (9)$$

Do opisu masowego natężenia przepływu gazu między komorą siłownika i zbiornikiem dodatkowym zdecydowano się wykorzystać model Mietluka–Awtuszeko [5]:

$$\dot{m} = 0.5787 \cdot \mu_{M-A} \cdot f \cdot p \cdot \sqrt{\kappa} \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \cdot \varphi_{M-A}(Y), \quad (10)$$

gdzie:

μ_{M-A} – współczynnik przepływu charakteryzujący właściwości elementu, identyfikowany eksperymentalnie [-],
 $\varphi_{M-A}(Y)$ – funkcja [-]:

$$\varphi_{M-A}(Y) = \alpha \cdot \frac{1-Y}{\alpha-Y} \quad (11)$$

α – parametr charakteryzujący właściwości elementu, identyfikowany eksperymentalnie, w metodzie jednoparametrycznej $\alpha = 1.13$ [-],
 Y – stosunek ciśnień [-], dla sytuacji $p_z > p_1$:

$$Y = \frac{p_1}{p_z} \quad (12)$$

Zaprezentowany wyżej model matematyczny wykorzystano do budowy modelu komputerowego z wykorzystaniem pakietu Matlab Simulink.

3. Zadanie optymalizacji

Uznano, że kryteriami oceny układu wibroizolacji w pierwszym etapie badań będą:

1. Maksymalna wartość funkcji przenoszenia drgań rozumianej, jako stosunek ruchu obiektu do wymuszenia w funkcji częstotliwości (kryterium k_1).
2. Maksymalne odchylenie obiektu od stanu równowagi (kryterium k_2):

$$\text{delta} = |(x - x_{row} - w) / x_{row}| \quad (13)$$

Położenie równowagi x_{row} w przypadku sprężyny pneumatycznej określa wysokość komory siłownika dla stanu równowagi sił i jest **przyjmowane**. W badaniach dobiera-no je tak, aby amplituda drgań stanowiła część możliwego skok tłoka siłownika.

Oba kryteria będą minimalizowane.

Zmiennymi decyzyjnymi będą parametry układu:

1. Objętość zbiornika V_z w pracy zdefiniowana w stosunku do objętości sprężyny pneumatycznej (komory siłownika). Jako zmienną decyzyjną stosowany będzie wskaźnik

$$wskV_{zb} = \frac{V_z}{0.25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot x_{row}} \quad (14)$$

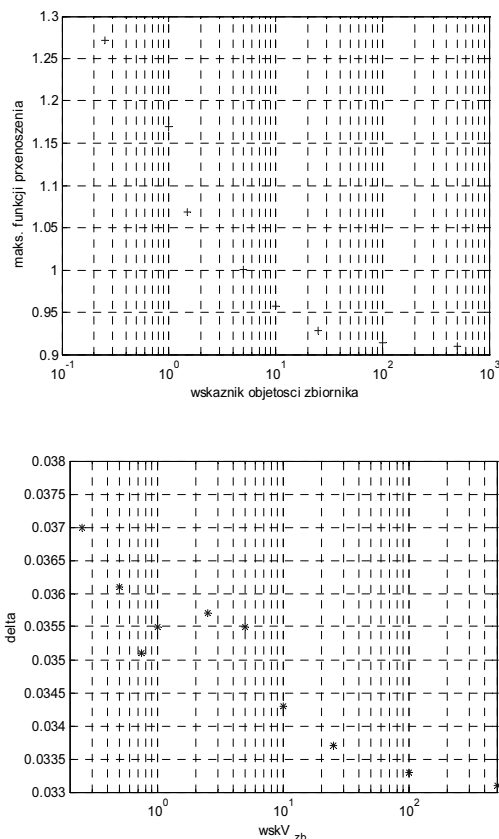
2. Średnica d_p przewodu łączącego sprężynę pneumatyczną z dodatkowym zbiornikiem.
3. Współczynnik tłumienia b .

Zmienną decyzyjną może być średnica siłownika pneumatycznego D , lecz wstępne badania wykazały, iż korzystne właściwości tłumiące uzyskuje się dla wysokich ciśnień w komorze siłownika. W badaniach przyjęto, wynikającą z wartości ciśnienia sprężonego powietrza dostępnego w pojazdach samochodowych i przyjętej masy $M = 100$ kg, średnicę siłownika $D = 0.05$ m.

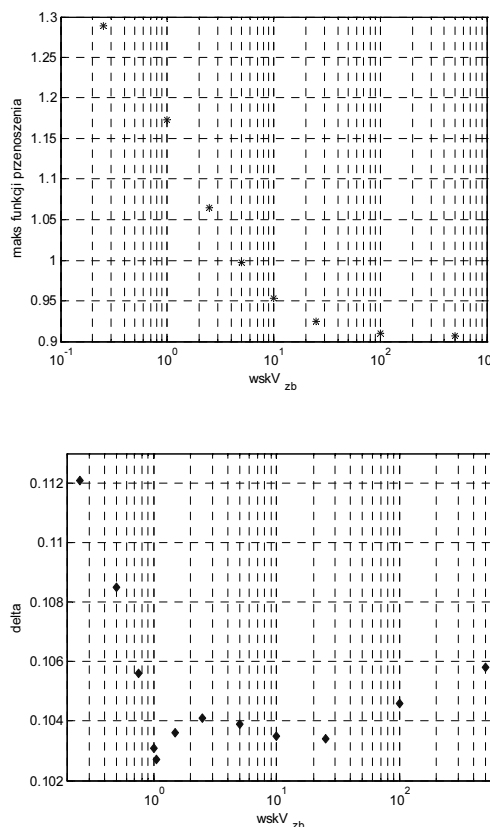
4. Wpływ zmiennych decyzyjnych na kryteria oceny

W pierwszym etapie badań dokonano oceny wpływu zmiennych decyzyjnych na kryteria oceny. Badań tych dokonano w przypadku wymuszenia ruchu sygnałem losowym dla trzech maksymalnych amplitud przemieszczenia dających odpowiednio: 5%, 18% i 87% skoku zespołu amortyzującego. Wymuszenia te umożliwiają przetestowanie pneumatycznego układu dla trzech różnych czynnych długości siłownika. Chciano sprawdzić zachowanie się obiektu przy wykorzystaniu części skoku siłownika pneumatycznego. W badaniach Przyjmo-wano nominalne wartości badanych parametrów jako: $d_p = 0.01$, $wzkV_{zb} = 5$ i $b = 500$.

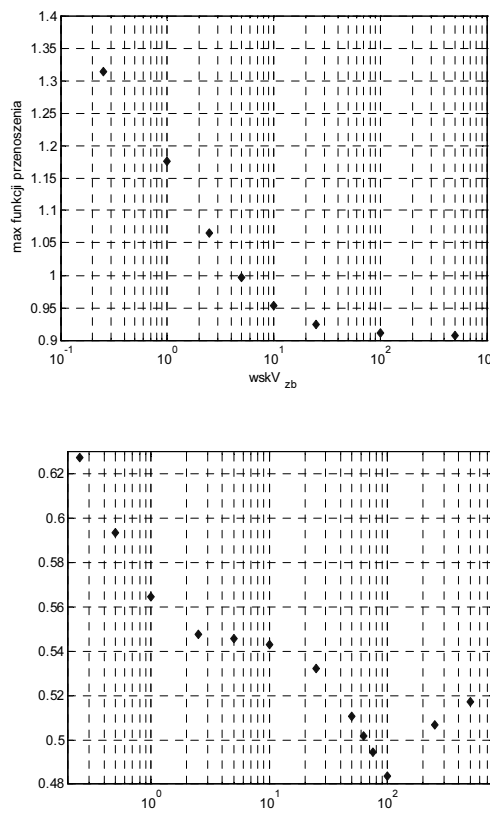
W przypadku zmian objętości dodatkowego zbiornika widać (rys. 2 – rys. 4), że wzrost wskaźnika powoduje spadek maksymalnej wartości funkcji przenoszenia. Uzyskiwane wartości praktycznie nie zależą od wielkości wymuszenia. W przypadku drugiego kryterium (δ) zależność ma charakter funkcji o dwu minimach lokalnych. Sytuacja ta najlepiej jest widoczna na rysunku 3.



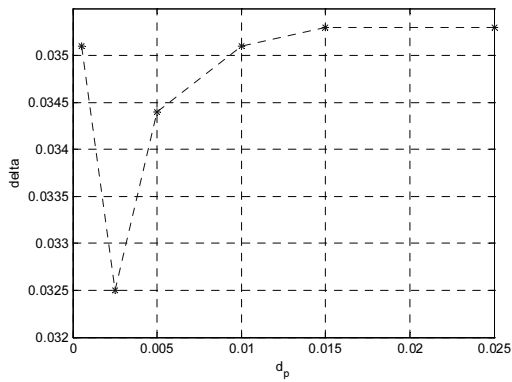
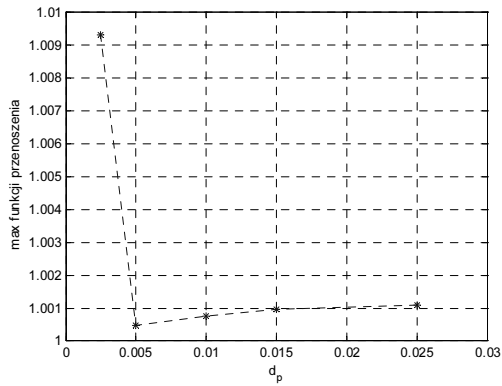
Rys. 2. Zależność funkcji celu od wielkości zbiornika dla wymuszeń 5% skoku
Fig. 2. Dependence of the objective function on the additional air volume for 5% stroke excitations



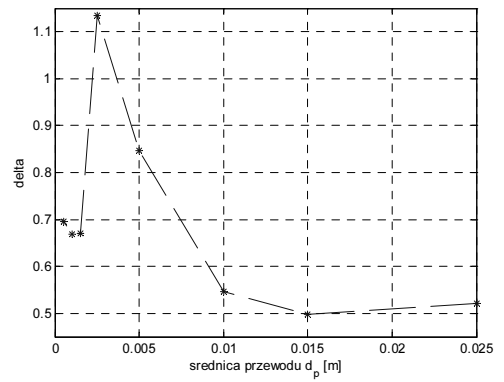
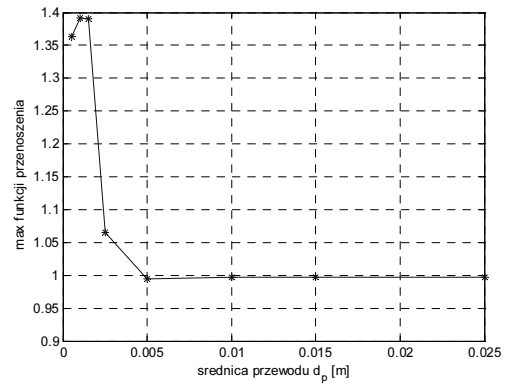
Rys. 3. Zależność funkcji celu od wielkości zbiornika dla wymuszeń 18% skoku
Fig. 3. Dependence of the objective function on the additional air volume for 18% stroke excitations



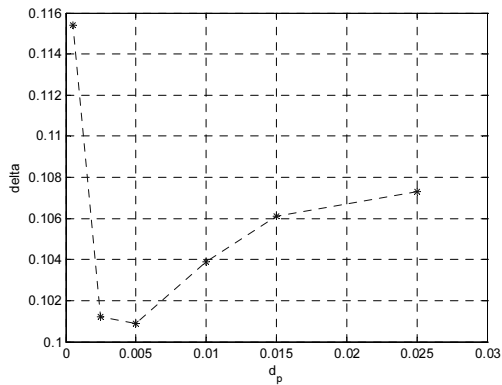
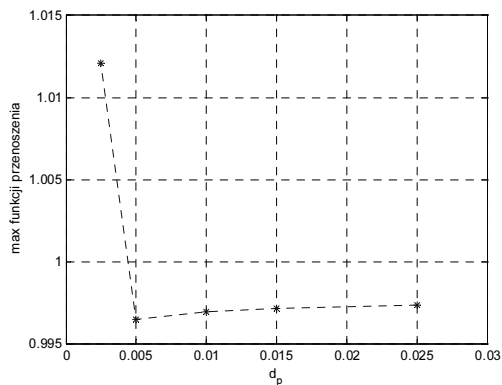
Rys. 4. Zależność funkcji celu od objętości dodatkowego zbiornika dla wymuszeń 87% skoku
Fig. 4. Dependence of the objective function on the additional air volume for 87% stroke excitations



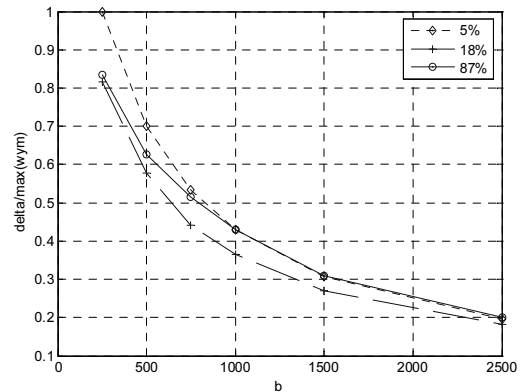
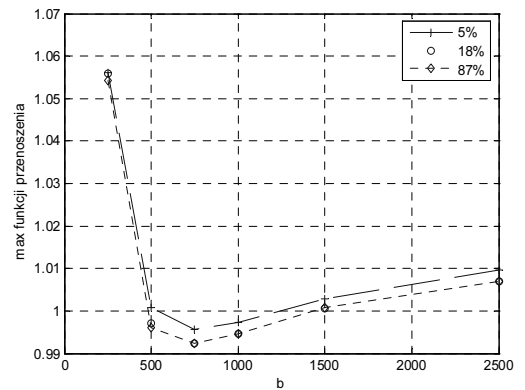
Rys. 5. Wpływ średnicy d_p przewodu łączącego sprężynę pneumatyczną z dodatkowym zbiornikiem na funkcje celu dla wymuszeń 5% skoku
 Fig. 5. Effect of diameter d_p of the air-tube between the pneumatic spring and additional air reservoir on the objective function for 5% excitation stroke



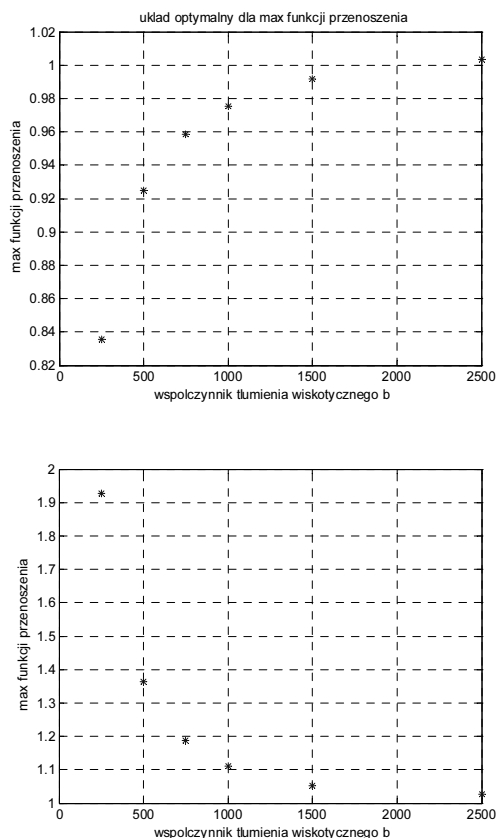
Rys. 7. Wpływ średnicy d_p przewodu łączącego sprężynę pneumatyczną z dodatkowym zbiornikiem na funkcje celu dla wymuszeń 87% skoku
 Fig. 7. Effect of diameter d_p of the air-tube between the pneumatic spring and additional air reservoir on the objective function for 87% excitation stroke



Rys. 6. Wpływ średnicy d_p przewodu łączącego sprężynę pneumatyczną z dodatkowym zbiornikiem na funkcje celu dla wymuszeń 18% skoku
 Fig. 6. Effect of diameter d_p of the air-tube between the pneumatic spring and additional air reservoir on the objective function for 18% excitation stroke



Rys. 8. Zależność od wartości współczynnika tłumienia wiskotycznego b : a) maksymalnej wartości funkcji przenoszenia; b) maksymalnego względnego przemieszczenia
 Fig. 8. Viscous damping coefficient b in relation to: a) the transfer function maximum value, b) the maximum relative displacement of the suspension system



Rys. 9. Zależność maksymalnej wartości funkcji przenoszenia od współczynnika tłumienia wiskotycznego b dla układu o różnych parametrach

Fig. 9. Transfer function maximum value vs. viscous damping coefficient b for the suspension system of different parameters

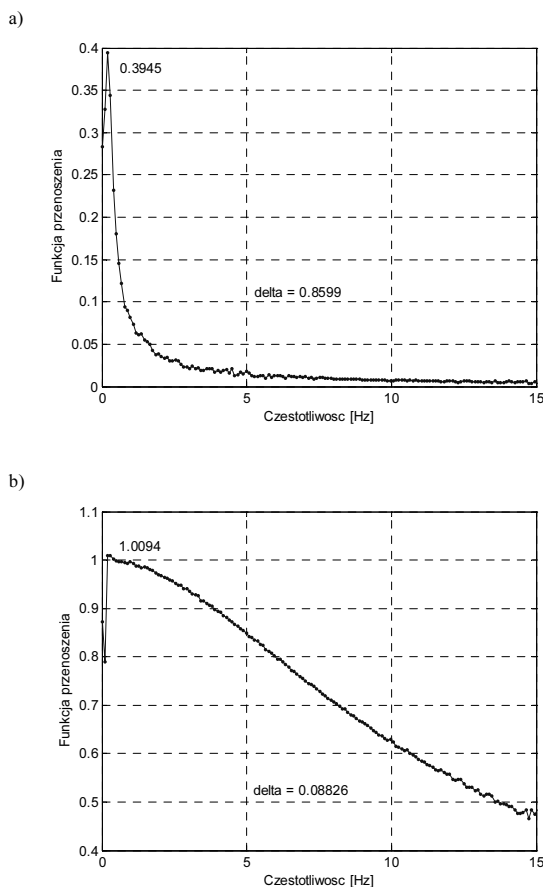
W przypadku średnicy d_p przewodu łączącego komorę siłownika z dodatkowym zbiornikiem minimum maksymalnej wartości funkcji przenoszenia uzyskujemy dla $d_p = 0.005$ m (10% średnicy siłownika D) niezależnie od wymuszenia (rys. 5 – rys. 7). Dla większych średnic $d_p > 0.005$ m wartość kryterium nieznacznie rośnie, im większe wymuszenie tym ten wzrost jest mniejszy. W przypadku analizy przemieszczenia charakter przebiegu zależy od wymuszenia i zmienia się od funkcji o wąskim ekstremum (rys. 5) dla małych wymuszeń do funkcji o dwu minimach (rys. 7) dla wymuszeń dużych.

Dla tłumienia wiskotycznego b maksymalna wartość funkcji przenoszenia osiąga minimum dla $b = 750$ (rys. 8a) dla wszystkich wymuszeń. Jest to cecha badanego obiektu w przyjętych parametrach. Potwierdziły to eksperymenty dla dwu układów $wskV_{zb} = 25$, $d_p = 0.01$ oraz dla $wskV_{zb} = 0.5$, $d_p = 0.0005$. Wyniki przedstawiono na rysunku 9. Mamy tu do czynienia z dwoma różnymi charakterami zależności (rosnąca i malejąca) i brakiem ekstremum. Dla drugiego kryterium wzrost tłumienia b powoduje spadek różnicy przemieszczeń. Charakter zmian pokazano na rysunku 8b, odnosząc maksymalną różnicę położenia do maksymalnego wymuszenia.

5. Optymalizacja dla pojedynczych kryteriów

Poszukiwania ekstremów w przypadku każdego z kryteriów prowadzono dla wszystkich wymuszeń, natomiast w niniejszej pracy przedstawiono wyniki dla wymuszeń największych (87% skoku). W przypadku minimalizacji maksymalnej wartości funkcji przenoszenia uzyskano najlepszą wartość 0.3945 dla $b = 44.77$, $wskV_{zb} = 25$, $d_p = 0.025$. Przebieg funkcji przenoszenia pokazano na rysunku 10a. Istotnym problemem w obliczeniach był fakt, iż dla optimum uzyskiwano wartości różnicy położenia siedziska i podłogi zbliżone do wartości swobodnego skoku siłownika. Uzyskiwane wyniki zależały od punktów startowych.

W przypadku minimalizacji różnicy położenia siedziska i podłogi uzyskano wartość 0.08825 (10% maksymalnego wymuszenia) dla $b = 5000$, $wskV_{zb} = 25$, $d_p = 0.00788$. Przebieg funkcji przenoszenia pokazano na rysunku 10b.



Rys. 10. Funkcja przenoszenia dla optymalnych układów a) minimalnej wartości maksymalnej funkcji przenoszenia (pierwsze kryterium k_1); b) najmniejszej wartości przemieszczeń względnych systemu zawieszenia (pierwsze kryterium k_2)

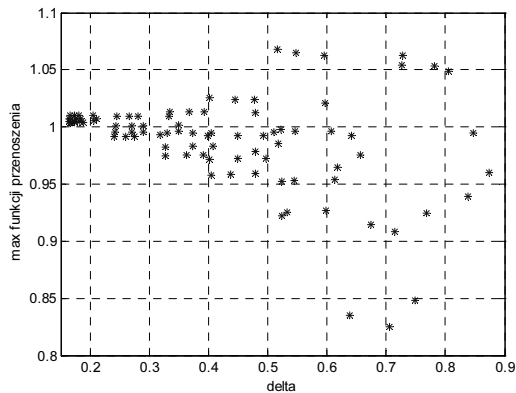
Fig. 10. Transfer function of optimal systems: a) for the minimum value of the maximum transfer function (first optimization criterion k_1); b) for the minimum value of the seat suspension relative displacement (second optimization criterion k_2)

6. Optymalizacja z globalną funkcją celu

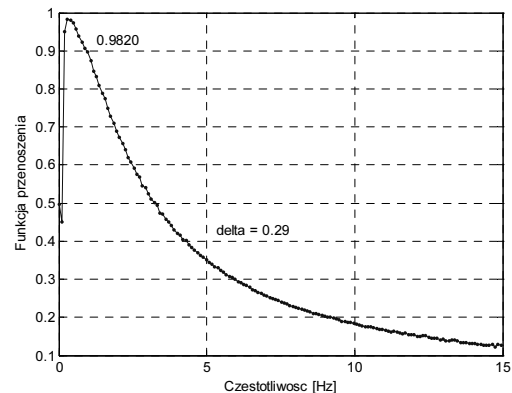
Poszukując optymalnej konstrukcji funkcję celu przyjęto znormalizowaną sumę kryteriów

$$f_{cel} = \frac{k_1}{k_1^{opt}} + \frac{k_2}{k_2^{opt}} \quad (15)$$

Obliczenia z tą funkcją celu prowadziły do uzyskanych wyników jak dla optymalizacji z drugim kryterium ($delta$). Przyczyną tego jest mały zakres zmian maksymalnej wartości funkcji przenoszenia od wartości minimalnej 0.4 (rys. 10a) do 1.01 (rys. 10b) dla minimum drugiego kryterium (dwa i półkrotna zmiana). W przypadku różnicy położenia podłogi i siedziska zakres zmian jest większy (dziesięciokrotny) od wartości minimalnej 0.088 (rys. 10b) do 0.86 (rys. 10a) dla minimum kryterium pierwszego. Przykładowe wyniki na płaszczyźnie kryteriów pokazano na rysunku 11. Dla prezentowanych danych (rys. 11) trzykrotny wzrost różnicy położenia (do wartości 0.5) powoduje tylko kilku procentowy spadek maksymalnej wartości funkcji przenoszenia.



Rys. 11. Przykładowe wyniki na płaszczyźnie kryteriów
Fig. 11. Exemplary results in the criterion plane



Rys. 12. Optymalne rozwiązania maksymalnych wartości funkcji przenoszenia przy ograniczeniu $\delta < 0.29$ m (ok. 1/3 wymuszenia)
Fig. 12. Optimal solutions of the maximum transfer function obtained for constraints equal to $\delta < 0.29$ m (about 1/3 excitation travel)

7. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzić można, że optymalizacja analizowanego w pracy układu amortyzującego (rys. 1) napotyka na problemy. Trudności wynikają między innymi z postaci zależności kryteriów od zmiennych decyzyjnych:

1. Występowanie dwu minimów w badanym zakresie zmiennych (przykładowo rys. 3);
2. Różna postać funkcji zależnie od wartości innych parametrów (patrz rys. 8 i rys. 9).

Dla optymalizacji jednokryterialnej znalezienie minimów nie nastęrcza problemów gdyż znane jest ich położenie. Przykładowo w przypadku minimalizacji maksymalnej wartości funkcji przenoszenia tłumienie wiskotyczne winno być najmniejsze, zaś dla minimalizacji różnicy położenia największe. Pozwala to łatwo dobrać punkty startowe.

Ułożenie rozwiązań na płaszczyźnie kryteriów (rys. 11) stwarza kłopot ze zdefiniowaniem globalnej funkcji celu. Suma znormalizowanych kryteriów (15) prowadzi praktycznie do rozwiązań z jednym kryterium. Wydaje się, że korzystnym w tym przypadku byłoby zastosowanie optymalizacji „miękkkiej” [6].

Przykładową funkcję przenoszenia dla minimalizacji jej maksymalnej wartości przy ograniczeniu maksymalnej wartości różnicy położenia pokazano na rysunku 12.

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

8. Literatura

- [1] Haller E.: Device and method for suspension of a vehicle seat by means of additional volumes, United States Patent 20060278805, 2005.
- [2] Kowal J.: Sterowanie drganiami, Gutenberg, Kraków 1996.
- [3] Alkhatiba R., Nakhaie Jazarb G., Golnaraghi M.F.: Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm, Journal of Sound and Vibration 275, 2004, 665691.
- [4] Gerc E.W: Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie. WNT, Warszawa 1973.
- [5] Kiczowski T.: Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2005.
- [6] Tarnowski W.: Optymalizacja i polioptymalizacja w mechatronice. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2009.

otrzymano / received: 15.02.2010

przyjęto do druku / accepted: 15.03.2010

artykuł recenzowany

INFORMACJE



OFERTA KSZTAŁCENIA 2010/2011



ELEKTROTECHNIKA

studia I stopnia stacjonarne i niestacjonarne oraz II stopnia stacjonarne i niestacjonarne w specjalnościach:

- automatyka i metrologia elektryczna
- systemy telekomunikacyjne
- automatyzacja i diagnostyka układów elektromechanicznych
- elektroenergetyka
- audyt energetyczny, ekologiczny i finansowy
- energoelektronika

INFORMATYKA

studia I stopnia stacjonarne i niestacjonarne oraz II stopnia stacjonarne i niestacjonarne w specjalnościach:

- sieci komputerowe i systemy baz danych
- komputerowe wspomaganie projektowania
- informatyka w elektroenergetyce
- informatyka w technice i zarządzaniu

AUTOMATYKA I ROBOTYKA

studia I stopnia stacjonarne i niestacjonarne oraz II stopnia stacjonarne i niestacjonarne w specjalnościach:

- komputerowe systemy sterowania
- robotyka i mechatronika
- systemy informatyczne w automatyce i robotyce

ELEKTRONIKA I TELEKOMUNIKACJA

studia I stopnia stacjonarne i niestacjonarne

Kierunek Automatyka i Robotyka objęty jest od roku 2008/2009 Projektem systemowym pt. „Zamawianie kształcenia na kierunkach technicznych, matematycznych i przyrodniczych - pilotaż” współfinansowanych przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego.

STUDIA DOKTORANCKIE

Studia III stopnia stacjonarne (4-letnie) w dyscyplinach:

- AUTOMATYKA I ROBOTYKA
- ELEKTROTECHNIKA

KONTAKT

Politechnika Opolska
Wydział Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki
ul. Sosnkowskiego 31
45-317 Opole
www.wp.opole.pl
e-mail: woi@wp.opole.pl

Dzianat - studia I i II stopnia - 077/4005216 pok. 320
Studia doktoranckie - 077/4005244 pok. 318
Studia podyplomowe/kursy - 077/4005217 pok.420

STUDIA PODYPLOMOWE:

Audyt energetyczny na potrzeby termomodernizacji oraz oceny energetycznej budynków,
Systemy i sieci komputerowe,
Technika i technologia informacyjna,
Komputerowe sieci przemysłowe PLC,
Techniki internetowe i systemy baz danych,
Rynek energii elektrycznej,
Systemy telekomunikacyjne,
Elektrotechnika, specj. Elektronika (3 sem. dla nauczycieli).

KURSY KOMPUTEROWE:

Administracja systemu i sieci Linux,
Administracja systemu Windows,
Grafika komputerowa 2D i 3D,
Podstawy obsługi komputera,
Technologie biuroowe-pakiet Microsoft Office,
Układy programowalne w technice,
Metody statystyczne w medycynie,
Komputerowe sieci przemysłowe,
Projektowanie stron WWW,
Sieci komputerowe.

