

z. 1-M/2008 ISSN 0011-4561 ISSN 1897-6328

ROMAN KORZENIOWSKI*

BADANIE ELEKTROPNEUMATYCZNEGO UKŁADU WIBROIZOLACJI Z ADAPTACYJNYM UKŁADEM STABILIZACJI WIBROIZOLACYJNEJ MASY

ELECTROPNEUMATIC VIBROINSULATION SYSTEM WITH AN ADAPTIVE CONTROL SYSTEM FOR SPRUNG MASS STABILISATION

Streszczenie

W artykule opisano układ dwukomorowej sprężyny pneumatycznej z serworozdzielaczem elektropneumatycznym i układem sterowania realizującym adaptacyjny algorytm stabilizacji wibroizolowanej masy. Projekt zrealizowano w Laboratorium Układów i Struktur Dynamicznych AGH. Połączenie tradycyjnych technik wibroizolacji z nowoczesnym układem sterowania przepływem gazu do i z komór sprężyny pneumatycznej korzystnie wpłynęło na właściwości użytkowe badanego układu wibroizolacji. Układ posiada m.in. zdolność adaptacji do zmieniających się warunków obciążenia. Zastosowany algorytm sterowania nie wpływa na kształt charakterystyki przenoszenia drgań dla częstotliwości powyżej 3 Hz. Dla częstotliwości niższych obserwowane jest wyraźne spłaszczenie szczytu rezonansowego. Przeprowadzone badania symulacyjne i laboratoryjne potwierdzają możliwość zastosowania opracowanego rozwiązania w konstrukcji nowoczesnych zawieszeń pojazdów osobowych, zawieszeń kabin pojazdów ciężarowych, jak również siedzisk maszyn roboczych.

Słowa kluczowe: sprężyna pneumatyczna, serworozdzielacz, sterowanie adaptacyjne

Abstract

In the paper has been described double chamber air spring with electropneumatic servovalve and adaptive control system witch realize sprung mass stabilisation. Project has been realized in Laboratory of Dynamic Systems and Structures of AGH-University of Science and Technology. Connection between traditional technique and modern system controlling air flow to and out of air spring chamber has beneficial influence on the vibroisolation system exploitation parameters. Among others system has additional ability of adaptation to load changes. Developed algorithm do not influence into shape of transmissibility characteristic for frequencies grater than 3 Hz. Below that frequency significant resonant pick suppression has been observed. Mathematical modelling and laboratory tests have been carried out and they proof that designed system can be used in of modern suspension of cars, track cabs and seats of heavy duty machines construction as well.

Keywords: air spring, servovalve, adaptive control

^{*}Dr inż. Roman Korzeniowski, Katedra Automatyzacji Procesów, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.

Oznaczenia

A, B, C	 macierze stanu, sterowania i wyjść obiektu
$\mathbf{A}_m, \mathbf{B}_m, \mathbf{C}_m$	- macierze stanu, sterowania i wyjść modelu odniesienia
Α	– pole powierzchni tłoka
K _{ep}	– współczynnik wzmocnienia przetwornika elektromechanicznego zaworu
k _i	– współczynnik wzmocnienia przepływu dla drogi <i>i</i> zaworu
Μ	– masa skupiona
n_i	– wykładnik politropy
p_{ij}	– różnica ciśnień w komorach roboczych <i>i</i> oraz <i>j</i>
R	– stała gazowa
Т	– temperatura powietrza
и	– wartość sterująca
u_c	– wartość zadana
v_{ep}	 prędkość suwaka zaworu sterującego
V_i	 objętość robocza komory i
v_i	– prędkość pomostu <i>i</i>
v_{ij}	 prędkość unoszenia tłoka
X	– wektor stanu obiektu
\mathbf{X}_m	 wektor stanu modelu odniesienia
x_{ep}	 przemieszczenie suwaka zaworu sterującego
\mathcal{Y}_i	– przemieszczenie pomostu <i>i</i>
γ	– współczynnik adaptacji, gdzie $\gamma > 0$
ζ_{ep}	 bezwymiarowy współczynnik tłumienia
	amasta ść dugać wiła su sali mawani

ω_{ep} – częstość drgań własnych zaworu

1. Układy wibroizolacji przemieszczeniowej stosowane w pojazdach

Pojazdy to obecnie najliczniej reprezentowana grupa maszyn wyposażonych w układy wibroizolacji przemieszczeniowej. Są to zarówno układy pasywne, jak i aktywne. Drgania mechaniczne jako konsekwencja kontaktu koła z nierówną nawierzchnią drogi rozpraszane są zwykle w układach o wielu stopniach swobody. Pierwszym elementem wibroizolacji w przypadku pojazdu jest opona pneumatyczna, następnie kolumna zawieszenia i wreszcie na końcu siedzisko operatora. Celem stosowania tych wszystkich środków wibroizolacji jest ochrona operatora przed negatywnymi skutkami drgań, zapewnienie odpowiedniego komfortu jazdy i stabilności pojazdu, tak by zagwarantować wysoki poziom bezpieczeństwa podczas jazdy. Zastosowanie w wibroizolacji środków technicznych, takich jak sprężyna pneumatyczna czy opona pneumatyczna wynika bezpośrednio z właściwości sprężonego powietrza. Dalsze rozszerzenie możliwości stosowania w wibroizolacji urządzeń wykorzystujących sprężone powietrze jest bezpośrednio związane z dynamicznym rozwojem techniki serwozaworowej i elektroniki.

1.1. Opona pneumatyczna

W przypadku pojazdów poruszających się po nierównej drodze propagacja drgań generowanych na styku koła i nierównej powierzchni drogi odbywa się w pierwszej ko-



lejności przez oponę pneumatyczną. Wynalazek ten, opatentowany przez Roberta Williama Thomsona w 1845 r., przyczynił się do poprawy komfortu jazdy i obniżenia hałasu generowanego przez stalowe obręcze toczące się po kamiennej drodze. Nowoczesne technologie i materiały zmieniły diametralnie właściwości eksploatacyjne tego wynalazku. Uwzględniając wynik modelowania matematycznego bazującego na metodzie elementów skończonych, można zaobserwować deformację modelu opony pneumatycznej jako skutek najazdu na nierówność drogi (rys. 1).



Rys. 1. Model MES opony podczas najazdu na stopień [5] Fig. 1. FEM model of tyre during step excitation [5]

W tym przypadku niezwykle interesująca jest również charakterystyka gęstości widmowej mocy drgań przenoszonych przez oponę pneumatyczną w osi pionowej, przytoczona za European Tyre School (rys. 2). Pomiary przeprowadzono dla lekkiej ciężarówki jadącej po nierównej jezdni z prędkością 88 km/h.



1.2. Pneumatyczne zawieszenie pojazdów

Najważniejszym elementem wibroizolacji pojazdu jest jego zawieszenie. Na rysunku 3 przedstawiono przykład zawieszenia wykorzystującego sprężyny pneumatyczne. Jest to element systemu AIRmatic (*Adaptive Intelligent Ride Control System*) zastosowany w samochodach osobowych Mercedes klasy S [8]. Przepływ sprężonego powietrza pomiędzy źródłem zasilania a komorami sprężyn pneumatycznych i dodatkową pojemnością realizowany jest za pomocą elektropneumatycznych rozdzielaczy o działaniu dyskretnym.



Rys. 3. Schemat pneumatyczny zawieszenia AIRmatic: 1 – zbiornik, 2 – sprężyna pneumatyczna, 3 – zawór zabezpieczający sprężynę pneumatyczną, 4 – blok zaworów sterujących, 5 – sprężarka

Fig. 3. Pneumatic diagram of the AIRmatic suspension: 1 – pneumatic tank, 2 – air spring, 3 – safe valve protecting air spring, 4 – control valves block, 5 – compressor

Układ ECAS (*Electronically Controlled Air Suspension*) [9, 10, 6], produkowany przez firmę WABCO, znalazł zastosowanie głównie w zawieszeniach pojazdów ciężarowych. Schemat zawieszenia pneumatycznego produkowanego przez WABCO zaprezentowano na rys. 4.



- Rys. 4. Schemat zawieszenia pneumatycznego firmy WABCO dla pojazdów ciężarowych: 1 – sprężyna pneumatyczna, 2 – źródło zasilania, 3 – zbiornik sprężonego powietrza, 4 – blok zaworów sterujących
- Fig. 4. Diagram of the WABCO pneumatic suspension developed in trucks: 1 air spring, 2 – pneumatic supply, 3 – air tank, 4 – control valves block

1.3. Wibroizolacja siedziska

Siedziska wyposażone w układ wibroizolacji stosowane są przede wszystkim w ciężkich pojazdach kołowych i maszynach roboczych. Przykładowo firma Sears Seating oferuje siedziska z czterema różnymi rozwiązaniami technicznymi układu wibroizolacji. W sprzedaży dostępne są siedziska wyposażone w sprężyny mechaniczne, sprężyny pneumatyczne, sprężyny pneumatyczne z tłumikiem magnetoreologicznym oraz układ w pełni aktywny. To ostatnie rozwiązanie opracowane zostało po raz pierwszy przez firmę Deere & Co. w 2001 r. [11]. Na rysunku 5 zaprezentowano charakterystyki funkcji przenoszenia drgań dla wymienionych rozwiązań stosowanych w siedziskach firmy Sears Seating.

- Rys. 5. Funkcja przenoszenia drgań dla siedzisk wyposażonych w: 1 – sprężynę mechaniczną, 2 – sprężynę pneumatyczną, 3 – sprężynę pneumatyczną z tłumikiem magnetoreologicznym firmy Lord Motion, 4 – układ w pełni aktywny [11]
- Fig. 5. Seat transmissibility consisting of: 1 mechanical spring, 2 – air spring, 3 – air spring with Lord Motion magnetorheological damper, 4 – active air suspension [11]



Funkcję przenoszenia drgań układu wyposażonego w pasywną sprężynę pneumatyczną można modyfikować przez połączenie dodatkowej objętości zewnętrznej. Jest to rozwiązanie często spotykane w konstrukcji wibroizolatorów stosowanych w siedziskach pojazdów roboczych. Na rysunku 6 pokazano schemat stanowiska pomiarowego, na którym

- Rys. 6. Schemat stanowiska pomiarowego: 1 źródło drgań, 2 – przetworniki przemieszczeń, 3 – sprężyna pneumatyczna jednokomorowa, 4 – masa, 5 – zbiornik, 6 – zawór odcinający
- Fig. 6. Diagram of measuring stand: 1 vibrations source, 2 – displacement transducers, 3 – single-chamber air spring, 4 – lumped mass, 5 – tank, 6 – cut off valve



przeprowadzono badania wibroizolatora z jednokomorową sprężyną pneumatyczną. W charakterze sprężyny wykorzystano siłownik pneumatyczny dwustronnego działania 3, który połączono przewodem z zewnętrznym zbiornikiem 5. Zawór odcinający 6 zapewnia zamknięcie lub otwarcie przepływu pomiędzy komorą roboczą sprężyny pneumatycznej 3 i zbior-

nikiem 5. Otrzymane wyniki badań zaprezentowane na rys. 7 pokazują, że typowy dla sprężyny pneumatycznej szczyt rezonansowy (funkcja 1) nie występuje dla układu z dodatkową pojemnością zewnętrzną (funkcja 2). Pomimo tak korzystnego wpływu dodatkowej pojemności pneumatycznej na przemieszczeniową funkcję przenoszenia drgań Tukładu nie jest zachowana stała wartości ugięcia dla zmieniającej się częstotliwości wymuszenia kinematycznego. Można to prześledzić na rys. 8, na którym zaprezentowano odpowiedź wibroizolowanej masy w postaci przemieszczenia y_2 na wymuszenie harmoniczne y_1 o zmieniającej się częstotliwości.



Analiza cech konstrukcyjnych oraz zasady działania wybranych wibroizolatorów wykorzystujących właściwości sprężonego powietrza pozwoliła na sformułowanie celu dalszych prac badawczych. Za cel postawiono sobie opracowanie nowej konstrukcji sterowanego układu wibroizolacji cechującego się lepszymi właściwościami stabilizacji wibroizolowanej masy dla częstotliwości do 3 Hz przy jednoczesnym zachowaniu zalet sprężyny pneumatycznej dla częstotliwości wyższych.

2. Elektropneumatyczny układ wibroizolacji

Konstrukcję prototypowego elektropneumatycznego układu wibroizolacji bazującą na sprężynie pneumatycznej dwukomorowej przedstawiono na rys. 9. W charakterze sprężyny użyto siłownika pneumatycznego dwustronnego działania 1. Kierunkiem oraz natę-



żeniem przepływu sprężonego powietrza pomiędzy źródłem zasilania i komorami roboczymi sprężyny oraz komorami i odpowietrzeniem steruje serworozdzielacz elektropneumatyczny 2. Urządzenie zamontowano na wzbudniku drgań mechanicznych. Poza przetwornikami ciśnień 3 i 4, za pomocą których mierzono wartości ciśnień w komorach sprężyny pneumatycznej 1, w układzie zastosowano również przetworniki przemieszczenia mierzące położenie pomostów dolnego i górnego.

- Rys. 9. Elektropneumatyczny układ redukcji drgań mechanicznych na stanowisku pomiarowym: 1 – dwukomorowa sprężyna pneumatyczna, 2 – serworozdzielacz elektropneumatyczny, 3 i 4 – przetworniki ciśnień
- Fig. 9. View of the laboratory stand with electropneumatic vibration reduction system: 1 – double-chamber air spring, 2 – electropneumatic servovalve, 3 and 4 – pressure transducers



Schemat układu pomiarowo-sterującego zaprezentowano na rys. 10, na którym oznaczono rozmieszczenie przetworników przemieszczenia 2, ciśnień 5 oraz ich podłączenie z kartą pomiarowo-sterującą.



- Rys. 10. Schemat stanowiska pomiarowo-sterującego: 1 źródło drgań, 2 przetworniki przemieszczeń, 3 sprężyna pneumatyczna dwukomorowa, 4 masa, 5 przetworniki ciśnień, 6 serworozdzielacz elektropneumatyczny, 7 źródło ciśnienia, 8 zawór zwrotny, 9 zbiornik
- Fig. 10. Diagram of measuring and control stand: 1 vibrations source, 2 displacement transducer, 3 – double-chamber air spring, 4 – lumped mass, 5 – pressure transducers, 6 – electropneumatic servovalve, 7 – pressure source, 8 – check valve, 9 – tank

3. Algorytm sterowania

Do sterowania sprężyną pneumatyczną wybrano adaptacyjny algorytm sterowania. Schemat blokowy układu regulacji adaptacyjnej z modelem odniesienia (*Model Referenced Adaptive Control*) zamieszczono na rys. 11 [4]. Zasadniczo w strukturze układu regulacji z modelem odniesienia na regulator składają się zarówno model odniesienia, jak i reguły adaptacji. Sygnał sterujący u_c podawany jest jednocześnie na obiekt i model odniesienia. Reguły adaptacji wyznaczają parametry regulatora w taki sposób, by minimalizować błąd wynikający z różnicy pomiędzy wartością odpowiedzi obiektu regulowanego y i modelu odniesienia y_m .

Syntezę układu sterowania przeprowadzono w kilku etapach:

- wyznaczono modele odniesienia dwukomorowej sprężyny pneumatycznej,
- przyjęto strukturę regulatora,
- wyznaczono reguły adaptacji.



Rys. 11. Schemat blokowy układu regulacji adaptacyjnej z modelem odniesienia (MRAC) Fig. 11. Block diagram of Model Reference Adaptive Control (MRAC)

Model odniesienia dwukomorowej sprężyny pneumatycznej bazuje na modelu liniowym zapisanym w przestrzeni stanu [2, 3]. Przyjęcie modelu liniowego podyktowane zostało ograniczonymi możliwościami obliczeniowymi komputera pomiarowo-sterującego. Pierwsze dwa równania układu (1) opisują właściwości dynamiczne układu pneumatycznego

$$\begin{cases} \frac{dy_2}{dt} = v_2 \\ \frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{M_2} \Big[A_{24} p_{24} - G - F_{tp} (v_{12}, p_{24}) \Big] \\ \frac{dp_{24}}{dt} = -A_{24} \Big(\frac{n_2 p_{20}}{V_{20}} + \frac{n_4 p_{40}}{V_{40}} \Big) v_{12} + RT \Big(\frac{n_2 k_2}{V_{20}} + \frac{n_4 k_4}{V_{40}} \Big) x_{ep} \end{cases}$$
(1)
$$\frac{dx_{ep}}{dt} = v_{ep} \\ \frac{dv_{ep}}{dt} = -\omega_{ep}^2 x_{ep} - 2\zeta_{ep} \omega_{ep} v_{ep} + K_{ep} \omega_{ep}^2 u$$

Ze względu na znaczący wpływ siły tarcia na właściwości dynamiczne i statyczne badanej sprężyny pneumatycznej w równaniu drugim uwzględniono składową $F_{ip}(v_{12}, p_{24})$ odpowiadającą nieliniowemu modelowi siły tarcia LuGre [7]. Trzecie równanie określa zmiany różnicy ciśnień p_{24} pomiędzy komorami siłownika. Ostatnie dwa równania układu (1) opisują właściwości dynamiczne serworozdzielacza przepływowego.

Sposób wyznaczania parametrów regulatora, ich stabilność dla różnych amplitud i częstotliwości sygnału sterującego czy wreszcie odporność układu regulacji na zakłócenia zewnętrzne są ściśle związane z dobraną regułą adaptacji. Spośród wielu znanych wybrano reguły adaptacji wyprowadzone z teorii stabilności Lapunowa, w skrócie nazywane regułami adaptacji Lapunowa. Reguły te zapewniają gradientowe poszukiwanie takich wartości wzmocnień regulatora, które minimalizują przyjętą funkcję strat (2)

$$J(\theta) = \frac{1}{2}e^2 \tag{2}$$

Dla rozważanego liniowego obiektu sterowania i jego modelu (3)

$$\begin{cases} \frac{d\mathbf{x}}{dt} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u\\ y = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{d\mathbf{x}_m}{dt} = \mathbf{A}_m \mathbf{x}_m + \mathbf{B}_m u_c\\ y_m = \mathbf{C}_m \mathbf{x}_m \end{cases}$$
(3)

przyjęto regulator opisany równaniem (4)

$$u(t) = \theta_1 \cdot u_c(t) - \theta_2 \cdot y(t) \tag{4}$$

przy czym błąd śledzenia modelu e zapisano w równaniu (5) jako różnicę pomiędzy wartością zmierzoną y i odpowiedzią y_m przyjętego modelu odniesienia

$$e = y - y_m \tag{5}$$

Reguły adaptacji parametrów regulatora θ_1 i θ_2 zapisano w postaci (6), przyjmując zerowe warunki początkowe. Sposób wyprowadzenia tych reguł szczegółowo opisano w [1]

$$\frac{d\theta_1}{dt} = -\gamma u_c e$$

$$\frac{d\theta_2}{dt} = \gamma y e$$
(6)

Doświadczenie wskazuje, że parametry θ_1 i θ_2 nie zawsze są zbieżne z ich poprawnymi wartościami. Wiadomo tylko, że przyjmują wartości ograniczone. Mimo to proces adaptacji przebiega poprawnie, dając bardzo dobre sterowanie [1].

Zgodnie z przyjętymi strukturą algorytmu regulacji, modelem odniesienia i wyznaczonymi regułami adaptacji dokonano syntezy regulatora z zastosowaniem pakietu MATLAB Simulink, ze szczególnym uwzględnieniem bibliotek RTW i RTWT. Na rysunku 12 zaprezentowano ostateczny efekt pracy. Wyróżniono tutaj dwa bloki funkcyjne: "Model odpowiedzi serwonapędu pneumatycznego" oraz "Obiekt rzeczywisty". "Model odpowiedzi serwonapędu pneumatycznego" zawiera zaprezentowany wcześniej model odniesienia. W bloku "Obiekt rzeczywisty" zgrupowano elementy oprogramowania wejść i wyjść karty pomiarowo-sterującej, w tym procedury filtracji sygnału rejestrowanego na wejściu karty. Na rysunku 12 widoczne są bloki zapewniające możliwość zadawania bieżącego położenia masy wibroizolowanej oraz generowania przebiegów testowych sto-sowanych wyłącznie na etapie "uczenia" regulatora.



Rys. 12. Układ sterowania dwukomorową sprężyną pneumatyczną przygotowany w środowisku MATLAB Simulink

Fig. 12. Control system of double-chamber air spring designed in MATLAB Simulink

4. Badania laboratoryjne

Na początku przygotowano harmonogram badań laboratoryjnych dwukomorowej sprężyny pneumatycznej, w którym wyszczególniono następujące etapy:

- identyfikację parametrów tarcia w węzłach uszczelniających,
- uczenie regulatora,
- określenie właściwości sterowania adaptacyjnego dla zmiennych warunków pracy układu,
- wyznaczenie charakterystyki przenoszenia drgań.

Ponieważ w roli dwukomorowej sprężyny pneumatycznej użyto siłownika pneumatycznego, konieczne było określenie sił oporu, wynikających z zastosowanego systemu uszczelnień. W tym celu posłużono się odpowiednio przystosowanym modelem tarcia dynamicznego LuGre. Procedurę wyznaczania parametrów tego modelu szczegółowo opisano m.in. w [7].

Przed przystąpieniem do zasadniczej części eksperymentów związanych z wyznaczaniem charakterystyk przenoszenia drgań mechanicznych konieczne było określenie parametrów optymalnych wzmocnień θ_1^0 i θ_2^0 regulatora adaptacyjnego. Dokonano tego, przeprowadzając tzw. proces uczenia regulatora, polegający na minimalizacji błędu po-

między odpowiedzią wzorcowego modelu odniesienia a odpowiedzią układu rzeczywistego. Proces ten zrealizowano dla cyklicznego pobudzania układu sygnałem prostokątnym o amplitudzie 20 mm. W trakcie badań zaobserwowano, że wraz ze wzrostem wartości parametru γ układ szybciej osiąga poszukiwane wartości parametrów. Stosowanie coraz większych wartości γ prowadzi do wzrostu dynamiki zmian parametrów θ_1 i θ_2 aż do wzbudzenia się układu. Wyznaczone w trakcie uczenia parametry wykorzystano jako wartości początkowe występujących w układzie elementów całkujących, dzięki czemu "proces uczenia" nie jest konieczny po każdorazowym załączeniu układu sterowania.

Następnie przeprowadzono eksperyment polegający na określeniu możliwości adaptowania się sterowanej sprężyny dwukomorowej do zmiennego obciążenia. Przebadano zachowanie się układu przy skokowym wzroście, jak i zmniejszeniu obciążenia (rys. 13 i 14). Na wykresach przemieszczenia zarejestrowano zmiany położenia tłoka sprężyny pneumatycznej. Podczas zdejmowania obciążenia 25 kg położenie tłoka zmieniło się o 37 mm, natomiast przy nakładaniu tego samego obciążenia zmiana ta wyniosła 5 mm. Istotny jest również czas, w jakim układ regulacji zapewnił powrót tłoka do ustalonej pozycji. Przy zdejmowaniu obciążenia czas ten mieści się w granicach 20 s, natomiast przy nakładaniu obciążenia czas ustalania odpowiedzi jest nie dłuższy niż 7 s.

Na rysunkach 13 i 14 przedstawiono dodatkowo przebieg zmian ciśnienia w komorze podtłokowej p_4 oraz nadtłokowej p_2 siłownika oraz odpowiadający im wykres siły użytecznej. Proces adaptacji układu regulacji, w warunkach zaistniałych zmian, można prześledzić na przebiegach wartości parametrów θ_1 i θ_2 .



Rys. 13. Odpowiedź sterowanej sprężyny dwukomorowej po zdjęciu obciążenia 25 kg Fig. 13. Controllable double-chamber air spring response to unloading of 25 kg weight

Wyznaczanie funkcji przenoszenia drgań zrealizowano, przyjmując, że adaptacyjny współczynnik wzmocnienia $\gamma = 0,4$. Sprężynę pneumatyczną obciążono masą M = 44,6 kg,





Rys. 14. Odpowiedź sterowanej sprężyny dwukomorowej po nałożeniu obciążenia 25 kg Fig. 14. Controllable double-chamber air spring response to loading of 25 kg weight

ciśnienie zasilania p_1 przyjęto na poziomie 0,6 MPa, natomiast amplituda wymuszenia kinematycznego wynosiła 5 mm. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów wyznaczono funkcję przenoszenia drgań, którą pokazano na rys. 15. Jak można zauważyć, układ charakteryzuje się spłaszczeniem szczytu rezonansowego charakterystycznego dla sprężyn pasywnych. W zakresie od 1 do 3 Hz układ ma niewielkie wzmocnienie na poziomie kilku decybeli, natomiast dla częstotliwości powyżej 3 Hz zapewnia bardzo dobre tłumienie drgań. Fragment funkcji przenoszenia drgań powyżej 3 Hz jest wspólny dla poprzednio badanej sprężyny pasywnej i dla opracowanego układu sterowanej sprężyny dwukomorowej.

- Rys. 15. Funkcja przenoszenia drgań *T* wyznaczona z przemieszczeń dla układu zasilanego ciśnieniem 0,6 MPa dla amplitudy drgań wymuszenia A = 5 mm
- Fig. 15. Transmissibility *T* derived from displacement for system supplied with pressure 0,6 MPa and vibration excitation amplitude A = 5 mm



5. Podsumowanie

Zastosowane środki techniczne oraz algorytm sterowania pozwoliły na zrealizowanie założonego celu. Opracowane rozwiązanie wykorzystuje nowoczesne elementy techniki serwozaworowej oraz elektronicznego układu sterowania. Dodatkowo urządzenie cechuje się prostotą konstrukcji mechanicznej. Stabilizacja położenia wibroizolowanej masy, poprawa właściwości wibroizolacyjnych w obszarze rezonansu charakterystycznego dla pasywnej sprężyny pneumatycznej i wreszcie zachowanie dobrych właściwości wibroizolacyjnych dla wymuszeń kinematycznych dla częstotliwości powyżej 3 Hz to zasługa zastosowanego w proponowanym rozwiązaniu adaptacyjnego układu regulacji. Układ sterowania pozwala nie tylko na ustalenie dowolnej wysokości wibroizolowanej masy, ale również adaptuje się do zmieniających się warunków pracy. Decydujące znaczenie ma tutaj dostosowywanie się układu do zmiennego obciążenia, które realizuje się poprzez wyznaczanie na bieżąco nowych wartości wzmocnień regulatora.

Literatura

- Åström K.J., Wittenmark B., Adaptive control. 2nd edition, Addison-Wesley 1995.
- [2] Burkhard Th., Adaptive Legeregelung in Systemen mit pneumatischen Antrieben, rozprawa doktorska, Wydział Mechatroniki Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1998.
- [3] Chudzik Z., Janiszowski K., Kozłowski M., Olszewski M., Modelowanie obiektów sterowania na przykładzie analizy opisu siłownika pneumatycznego, Pomiary Automatyka Kontrola 10/1994, 231-235.
- [4] Dransfield R., Fok C.S., Adaptive Control of an Air Motor Powered Industrial Servodrive, First JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo 1989, 183-189.
- [5] European Tyre School, http://www.tut.fi/plastics/tyreschool/index.html.
- [6] Grajnert J., Izolacja drgań w maszynach i pojazdach, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997.
- [7] Korzeniowski R., Pluta J., Identyfikacja sił tarcia w serwonapędzie elektropneumatycznym, Pneumatyka 4(53)2005, 2-5.
- [8] Labocha A., Skarbek J., Aktywne tłumienie drgań na przykładzie pneumatycznego zawieszenia Mercedesa klasy S, IV Szkoła Metody Aktywne Redukcji Drgań i Hałasu, Kraków-Krynica 1999.
- [9] Meritor WABCO, *Electronically Controlled Air Suspension (ECAS) for Buses*, Maintenance Manual, No. 37, Issued 5-99, WABCO 1999.
- [10] Meritor WABCO, Electronically Controlled Air Suspension (ECAS) for Trucks, Maintenance Manual, No. 36, Issued 7-99, Meritor WABCO 1999.
- [11] Potts G.R., Csora T.T., Tire Vibration Studies: The State-of-the-Art, Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 3, No. 3, 1975, 196-210.
- [12] Sears Seating: *Technology Innovations*, http://www.searsseating.com/tech_inno-vate.cfm.