

**Jarosław KONIECZNY, Janusz KOWAL, Janusz PLUTA, Andrzej PODSIADŁO**

AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA, WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ I ROBOTYKI, KATEDRA AUTOMATYZACJI PROCESÓW

**Badania eksperymentalne i symulacyjne amortyzatora hydraulicznego****Mgr inż. Jarosław KONIECZNY**

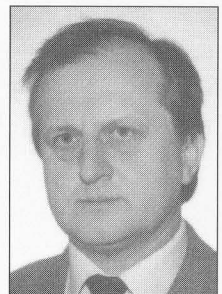
W 1997 roku ukończył studia na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH ze specjalnością Automatyka i Metrologia. Główne zainteresowania naukowe dotyczą zagadnień sterowania i pomiarów w układach mechanicznych. Jest autorem kilkunastu publikacji krajowych i zagranicznych. Aktualnie jest asystentem w Katedrze Automatykacji Procesów Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.

*koniejar@agh.edu.pl*

**Dr inż. Janusz PLUTA**

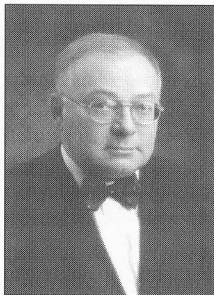
Adiunkt w Katedrze Automatykacji Procesów Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Od początku pracy zawodowej jego główne zainteresowania dotyczą napędu i sterowania pneumatycznego i hydraulicznego. W ostatnich latach rozszerzył swoje zainteresowania o problematykę płynowych i elektro-płynowych układów redukcji drgań oraz generatorów drgań. Jest autorem ponad 100 publikacji krajowych i zagranicznych, blisko 20 patentów, a także ponad 150 prac naukowo-badawczych i projektowych oraz ekspertyz dla przemysłu. Wypromował ponad 100 inżynierów i magistrów inżynierów.

*plutian@agh.edu.pl*

**Prof. dr hab. inż. Janusz KOWAL**

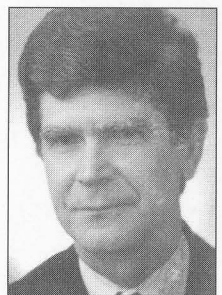
Kierownik Katedry Automatykacji Procesów na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej. Ukończył studia na Wydziale Elektrotechniki Górniczej i Hutniczej w Krakowie w 1974 r. W 1982 r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych, a w 1990 r. stopień doktora habilitowanego. W 1996 r. Prezydent RP nadał mu tytuł profesora. Główne zainteresowania dotyczą zagadnień sterowania w układach mechanicznych oraz wibroakustyki. Jest autorem ponad 150 publikacji naukowych, w tym czterech książek, dwóch skryptów oraz czterech patentów. Wypromował pięciu doktorów nauk technicznych.

*jkowal@agh.edu.pl*

**Dr inż. Andrzej PODSIADŁO**

Ukończył studia na Wydziale Elektrotechniki Górniczej i Hutniczej Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie w 1969 r. na specjalności Automatyka i Telemechanika. W 1974 r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych. Główne zainteresowania dotyczą zagadnień sterowania i pomiarów w układach mechanicznych. Autor 85 publikacji naukowych i kilkudziesięciu prac dla przemysłu. Pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Automatykacji Procesów AGH.

*apod@agh.edu.pl*

**Streszczenie**

Artykuł dotyczy problematyki identyfikacji nieliniowych współczynników równania ruchu amortyzatora hydraulicznego. Zaprezentowano procedury, które umożliwiają uzyskanie dużej zgodności wyników badań eksperymentalnych i symulacyjnych. Zaproponowano także sterowany tłumik o zmiennej charakterystyce tłumienia.

**Abstract**

The paper focuses on identification of nonlinear coefficients in the hydraulic absorber's equation of motion. The procedures are provided which ensure the high degree of correspondence between the results of experimental testing and simulations. A controlled damper with a variable damping characteristic is developed and described.

**Słowa kluczowe:** amortyzator hydrauliczny, układy redukcji drgań, symulacja, tłumik sterowany.

**Keywords:** hydraulic shock absorber, vibration isolation, controlled damper

**1. Wprowadzenie**

Do modelowania i symulacji dynamiki układów redukcji drgań wykorzystuje się najczęściej systemy o wielu stopniach swobody. Systemy takie opisuje się równaniami ruchu zapisanymi zgodnie z zasadami dynamiki Newtona lub równaniami Lagrange'a. Pewne parametry fizyczne w równaniach ruchu mogą być zmierzone w sposób bezpośredni, inne natomiast muszą być uzyskane na drodze identyfikacji.

Właściwości tłumiące amortyzatorów można określić w oparciu o badania symulacyjne na ich modelach matematycznych lub eksperymenty na rzeczywistych zespołach. Do wykonania symulacji pasywnego układu redukcji drgań, wykorzystującego jako element izolujący amortyzator hydrauliczny, należy określić szereg parametrów związanych z jego budową i działaniem. Siła tłumiąca amortyzatora jest wynikiem oporów przepływu cieczy roboczej przez specjalnie dobrane otwory w tłoku poruszającym się wewnątrz rury cylindra [1].

Rozważania przedstawione w pracy przeprowadzono na przykładzie amortyzatora hydraulicznego (rys. 1) od seryjnie produkowanego motocykla. Wybrany do badań amortyzator stanowi rodzaj hydraulicznego siłownika tłokowego z jednostronnym tłoczyskiem o działaniu biernym, wyposażonego w zewnętrzną sprężynę. W tłoku amortyzatora wykonany jest system otworów dławiących i zaworów zwrotnych łączących komorę nad- i podtłokową. Równanie ruchu obciążonego amortyzatora wyraża wzór 1

$$F_m(t) + F_b(t) + F_k(t) = 0 \quad (1)$$

gdzie:

$$F_m(t) = m \cdot \ddot{x}_2(t) \quad (2)$$

$$F_b(t) = b \cdot (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)) \quad (3)$$

$$F_k(t) = k \cdot (x_2(t) - x_1(t)) \quad (4)$$

Współczynniki  $b$  i  $k$  występujące we wzorach (3) i (4) są nieliniową funkcją poniżej wymienionych wielkości fizycznych:

$$k = f(x_2 - x_1) \quad (5)$$

$$b = f(\dot{x}_2 - \dot{x}_1, T) \quad (6)$$

gdzie:  $k$  - współczynnik sztywności sprężyny,  $b$  - współczynnik tłumienia,  $x_2$  - przemieszczenie bezwzględne tłoczyska,  $x_1$  - przemieszczenie bezwzględne cylindra,  $T$  - temperatura cieczy roboczej.

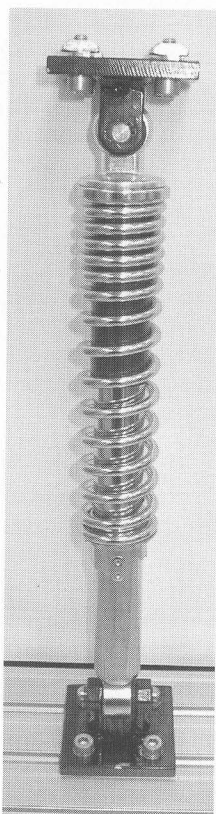
W ogólnym przypadku siłę tłumiącą  $F_b(t)$  możemy wyrazić następującą zależnością

$$F_b(t) = b \cdot \dot{x}(t)^n \quad (7)$$

gdzie:  $\dot{x}(t)$  - prędkość tłoka względem cylindra,  $n$  - współczynnik zależny od wymagań konstrukcyjnych.

W praktyce stosowane są tłumiki, których charakterystyki w poszczególnych zakresach ich pracy mają następujące kształty:

- progresywny dla  $n > 1$ ,
- liniowy dla  $n = 1$ ,
- degresywny dla  $1 > n > 0$ .



Wykorzystując odpowiednio wymienione możliwości kształtuje się charakterystykę tłumienia stosownie do potrzeb. Można więc dobrać np. tłumik o charakterystyce progresywno-degresywnej, co oznacza, że w jednym kierunku (np. rozciąganie) zależność siły tłumienia od prędkości ma charakter progresywny, a w drugim (ściskanie) - regresywny. W tłoku, oprócz otworów dławiających, umieszczone są zawory zwrotne, umożliwiające wykorzystanie różnej liczby dróg przepływowych przy ruchu w górę i w dół. Analiza przepływu cieczy roboczej przez system różnych otworów i zaworów zwrotnych jest dla niektórych rozwiązań bardzo skomplikowana. Utrudnia to wyznaczenie zastępczego współczynnika tłumienia nawet z wykorzystaniem prostych modeli przepływowych. Poszczególne typy tłumików wyposaża się w różne drogi przepływowe, których liczba zależy od skoku tłoka oraz od kierunku ruchu. Na siłę tłumiącą wpływ ma także różnica objętości komór roboczych tłumika. Wymaga to zastosowania w jego cylindrze dodatkowej objętości kompensującej wypełnionej sprężonym gazem [2, 3].

Rys. 1. Badany amortyzator  
Fig. 1. Investigated shock absorber

W praktycznych rozwiązaniach siła tłumiąca jest nieliniową funkcją wielu parametrów, co bardzo utrudnia jej zamodelowanie. Ponadto, w modelowaniu amortyzatorów - zamiast rozważać tylko siłę odpowiadającą efektowi tłumienia - preferuje się ich opisywanie poprzez zdefiniowanie siły reakcji nie tylko jako wytwarzanego tłumienia, ale również jako tarcia spowodowanego przez względny ruch pomiędzy tłokiem a rurą cylindra oraz siłą reakcji wynikającą z obecności sprężyn.

W chwili obecnej prowadzi się także prace nad amortyzatorami o zmiennych charakterystykach tłumienia. Zmianę charakterystyki uzyskuje się przez sterowanie oporami przepływu cieczy między komorami roboczymi tłumika za pomocą zewnętrznego zaworu hydraulicznego.

Tradycyjnie do opisu właściwości tłumików stosuje się następujące charakterystyki:

1. pętlę histerezy - uzyskiwaną przez pomiar siły reakcji (tłumika) jako funkcji przemieszczenia, stosowaną głównie do oceny energii rozpraszanej w warunkach ogólnych,
2. zależność siły tłumiącej od prędkości względnej tłoka - używaną głównie w motoryzacji i dogodną do symulacji układów redukcji drgań.

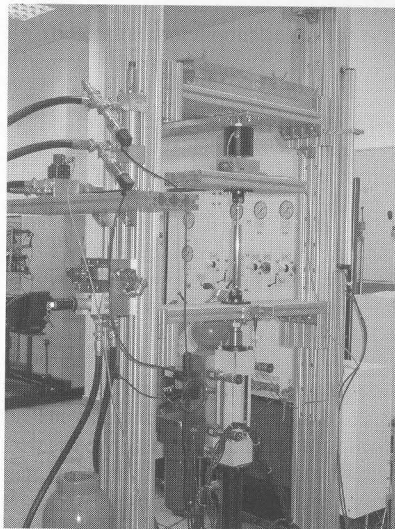
Oba podejścia mają pewne ograniczenia. Pierwsze z nich niezbyt jasno pokazuje reprezentację siły przy różnych prędkościach, chociaż w rzeczywistości histerezę uzyskuje się przez zmianę tej prędkości. Drugie nie pokazuje szczegółowo zmian związanych z inną liczbą otworów przepływowych, wykorzystywanych przy różnych prędkościach tłoka. Problemy te zostały szczegółowo rozważone w pracy [4].

Istotny wpływ na otrzymane wyniki badań laboratoryjnych ma rodzaj zastosowanego wymuszenia kinematycznego. Do opisywanych badań wykorzystano wymuszenie w postaci symetrycznego przebiegu piłokształtnego. Prowadzi to do uzyskania stałej prędkości względnej tłumika. Wymuszenie tego typu daje najbardziej równomierny rozkład danych eksperymentalnych.

## 2. Badania laboratoryjne amortyzatora

Badania laboratoryjne przeprowadzono w Katedrze Automatykacji Procesów AGH na specjalistycznym stanowisku badawczym.

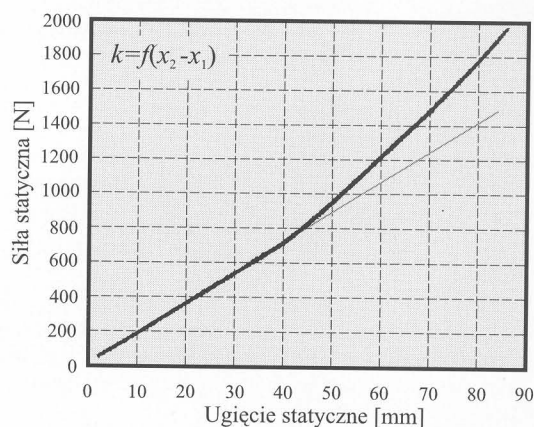
Widok ogólny stanowiska zamieszczono na rys. 2. Przedstawione stanowisko wyposażone jest w elektrohydrauliczny wzbudnik drgań mechanicznych z interfejsem umożliwiającym generowanie przebiegów o wybranym kształcie, amplitudzie i częstotliwości. Istnieje również możliwość generowania sygnału odwzorowującego warunki rzeczywiste. Badany zespół amortyzatora mocowany jest pomiędzy pomostami, z których dolny połączony jest ze wzbudnikiem drgań.



W zależności od rodzaju badań i struktury testowanego zespołu (1DOF, 2DOF lub 3DOF), górny pomost może poruszać się swobodnie w kierunku pionowym lub być unieruchomiony. Szczegółowy opis budowy i działania wykorzystanego do badań stanowiska przedstawiono w pracy [5].

Rys. 2. Stanowisko laboratoryjne z zamontowanym pomiędzy pomostami tłumikiem drgań  
Fig. 2. Test rig with a vibration damper mounted between the platforms

Pierwsza część badań obejmowała wyznaczenie charakterystyki statycznej sprężyny amortyzatora. Wyznaczono ją dokonując szeregu pomiarów ugięcia statycznego oraz siły reakcji sprężyny podczas ściskania. Charakterystykę uzyskaną z tych pomiarów przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Charakterystyka statyczna sprężyny  
Fig. 3. Static characteristic of a spring

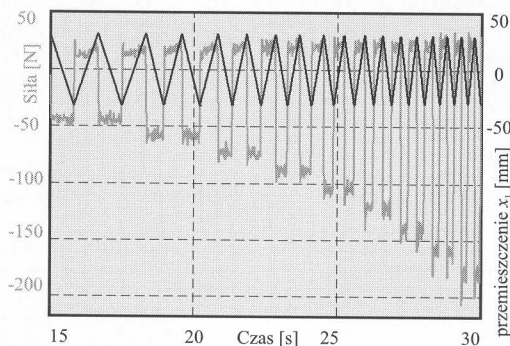
Jak widać z tego rysunku, sprężyna wykorzystana do budowy amortyzatora ma charakterystykę progresywną. Tego typu sprężyny reagują w pierwszej fazie ugięcia tak samo, jak liniowe. Jednak w miarę dalszego wzrostu ich ugięcia, siła reakcji jest większa niż dla sprężyny o charakterystyce liniowej. Dzięki temu eliminuje się efekt kołysania masy wibroizolowanej na pojedynczych nierównościach nawierzchni.

Druga część badań polegała na wyznaczeniu siły reakcji tłumika hydraulicznego w funkcji prędkości względnej tłoka. Podczas badań górny pomost stanowiska - połączony z przegubem tłoczyśka tłumika - był unieruchomiony, a dolny - połączony z przegubem cylindra - wykonywał ruchy wymuszone wzbudnikiem drgań. Częstotliwość sygnału generowanego przez wzbudnik zwiększano cyklicznie po dwóch okresach o stałej prędkości. Jeden cykl pomiarowy wynosił 60 sekund. Fragment zarejestrowanych przebiegów czasowych siły tłumiącej i przemieszczenia dolnego pomostu przedstawiono na rys. 4.

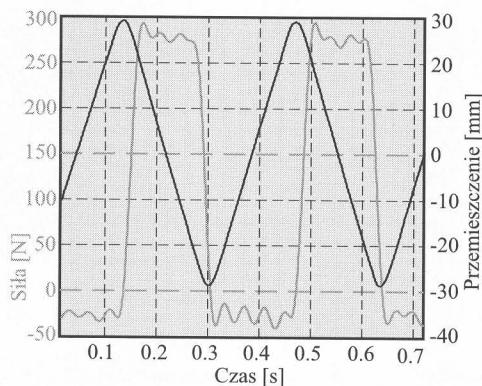
Zastosowanie tego rodzaju wzbudzenia pozwoliło uniknąć zmian temperatury oleju podczas badań.

Przykładowe wyniki powyższego testu, przeprowadzonego przy prędkości pomostu 0,35 m/s, zamieszczono na rys. 5.

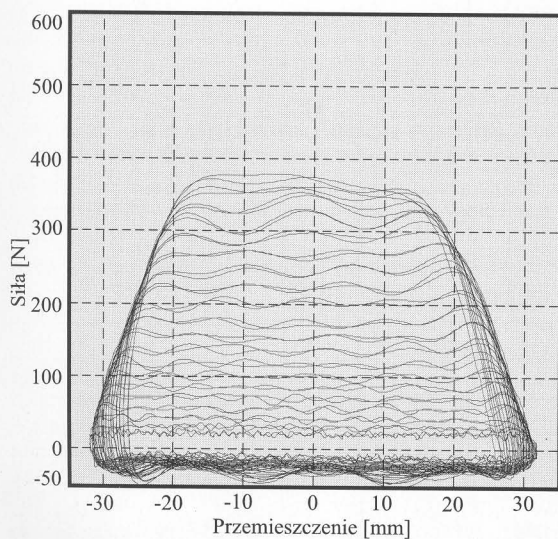
Charakterystyki wyznaczone na podstawie wyników z przeprowadzonego eksperymentu przedstawiono na rys. 6 i 7. Z charakterystyk pokazanych na rys. 7 widać, że badany tłumik jest silnie wrażliwy na zmianę temperatury cieczy roboczej.



Rys. 4. Przebiegi czasowe z wybranej części eksperymentu  
Fig. 4. Time patterns obtained in the part of the experiments



Rys. 5. Przebiegi czasowe z eksperymentu przy prędkości 0,35 m/s  
Fig. 5. Time patterns obtained in the experiments run for the speed 0.35 m/s



Rys. 6. Pętla histerezy tłumika uzyskana przez zmianę prędkości względnej tłoka przy temperaturze cieczy roboczej  $T=45^{\circ}\text{C}$   
Fig. 6. Hysteresis loop of a damper due to variations of the relative piston velocity at the working fluid temperature  $T=45^{\circ}\text{C}$

Ostatnia część badań laboratoryjnych polegała na zarejestrowaniu odpowiedzi ( $x_2$  i  $F$ ) układu masa - sprężyna - tłumik na sygnał prostokątny ( $x_1$ ). Wyniki tych badań posłużyły do weryfikacji badań symulacyjnych. Badany amortyzator (tłumik i sprężyna) został zamocowany również pomiędzy pomostami i obciążony dodatkowymi płytami dla uzyskania całkowitego obciążenia 90 kg. Podczas badań

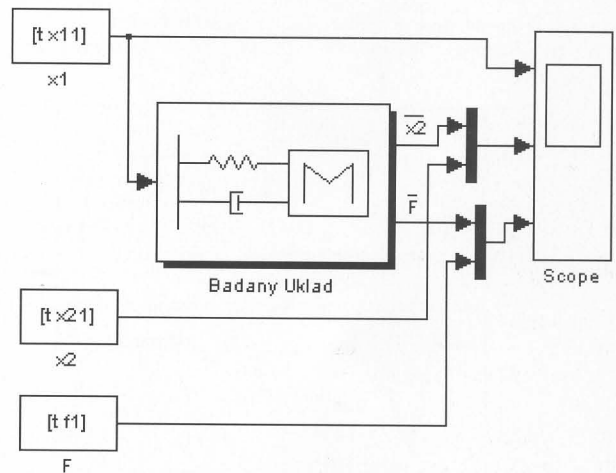
górnym pomost był odblokowany, aby umożliwić obserwację i rejestrację reakcji układu na wymuszenie zadawane przez wzbudnik drgań.

### 3. Badania symulacyjne amortyzatora

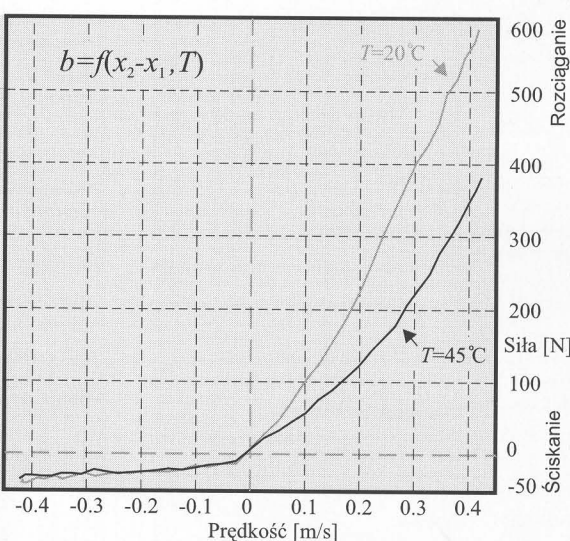
Badania symulacyjne zostały wykonane z wykorzystaniem programu MATLAB/SIMULINK. W celu porównania wyników badań symulacyjnych z laboratoryjnymi do symulacji wykorzystano zmierzone na stanowisku sygnały:

- wymuszenie  $x_1$  generowane przez wzbudnik drgań,
- przemieszczenie  $x_2$  masy wibroizolowanej,
- siłę reakcji  $F$  układu redukującego drgania.

Przebiegi przemieszczenia masy wibroizolowanej  $\bar{x}_2$  i siły reakcji  $\bar{F}$  uzyskane w wyniku symulacji porównano z przebiegami eksperymentalnymi ( $x_2$  i  $F$ ). Schemat zasymulowanego układu przedstawiono na rys. 8.

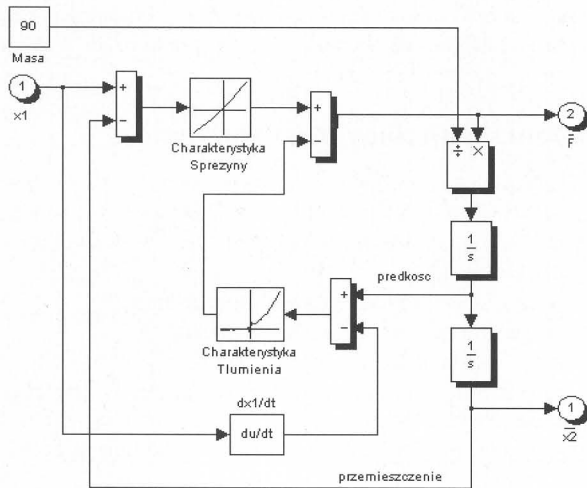


Rys. 8. Schemat symulacyjny testowanego układu  
Fig. 8. Schematic diagram of the tested system (for the purpose of simulations)

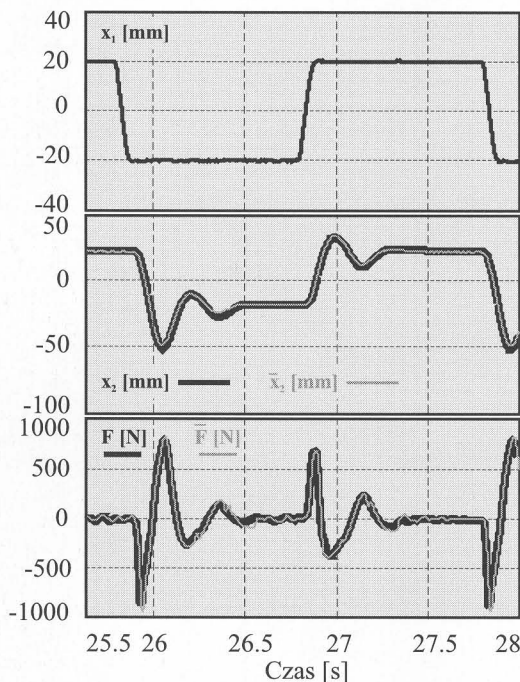


Rys. 7. Porównanie charakterystyk tłumienia amortyzatora dla dwóch temperatur oleju  
Fig. 7. Comparison of damping characteristics of a shock absorber for two oil temperatures

Badany nieliniowy układ redukcji drgań zgrupowano pod nazwą „Badany Układ”. Podsystem o nazwie „Badany Układ” przedstawiono na rys. 9. W charakterystyce tłumika uwzględniono opory tarcia tłumika i elementów prowadzących górnego pomostu. Wyniki otrzymane z badań symulacyjnych porównano z wynikami eksperymentu przeprowadzonego na stanowisku laboratoryjnym uzyskując dużą zgodność.



Rys. 9. Schemat podsystemu o nazwie „Badany Układ”  
Fig. 9. Schematic diagram of a sub-system „Badany Układ” („Tested System”)



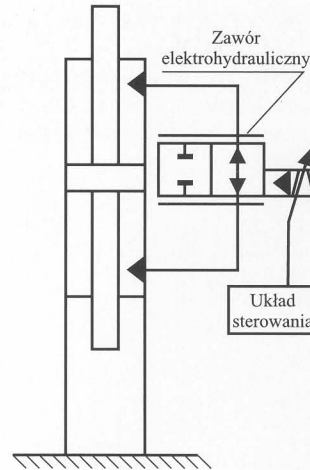
Rys. 10. Porównanie przebiegów czasowych z eksperymentu ( $F$ ,  $x_1$ ) i badań symulacyjnych ( $\bar{F}$ ,  $\bar{x}_2$ ) przy wymuszeniu sygnałem prostokątnym  $x_1$ .  
Fig. 10. Experimentally ( $F$ ,  $x_1$ ) and simulated response patterns ( $\bar{F}$ ,  $\bar{x}_2$ ) to the applied square input signals

#### 4. Tłumik o zmiennej charakterystyce

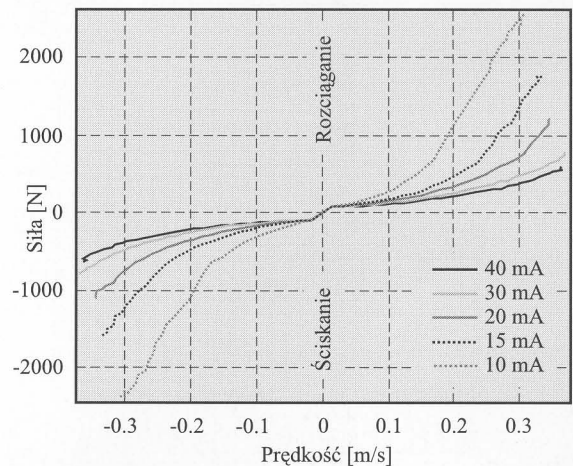
W celu poprawienia skuteczności układu redukcji drgań można zastosować sterowanie siłą tłumienia. W Katedrze Automatykacji Procesów AGH prowadzone są obecnie badania nad układami z bezstopniowym sterowaniem wartością tej siły. Wykorzystuje się do tego celu zawory elektrohydrauliczne dławiące.

Na rys. 11 schematycznie przedstawiono symetryczny tłumik z układem bezstopniowego sterowania natężeniem przepływu cieczy roboczej (a więc oporami przepływu) pomiędzy jego komorami. Zmianę natężenia przepływu uzyskuje się poprzez zmianę prądu sterującego zaworem elektrohydraulicznym.

Przy badaniu tłumika o zmiennej charakterystyce tłumienia zastosowano procedurę opisaną powyżej. Wybrane charakterystyki tłumienia, w zależności od prądu sterującego, przedstawiono na rys. 12. Zmienna charakterystyka tłumienia amortyzatora pozwala na dostosowanie jego właściwości do różnego rodzaju sygnałów zakłócających (różne profile nawierzchni, prędkości jazdy, itd.).



Rys. 11. Schemat bezstopniowo sterowanego tłumika drgań  
Fig. 11. Schematic diagram of continuous control of a vibration damper



Rys. 12. Charakterystyki tłumienia dla różnych prądów sterujących  
Fig. 12. Damping characteristics for various levels of control current

#### 5. Podsumowanie

Zastosowane procedury badawcze, pokazane na przykładzie amortyzatora hydraulicznego, wykazały dużą dokładność w określaniu właściwości dynamicznych pasywnych układów redukcji drgań. Wprowadzenie współczynników o nieliniowej charakterystyce do równania ruchu amortyzatora poprawia dokładność modelu wykorzystanego do symulacji. Istotnym parametrem wpływającym na charakterystykę tłumienia jest temperatura cieczy roboczej. Wpływ ten można skompensować stosując tłumik o zmiennej charakterystyce.

Publikacja powstała w ramach projektu badawczego KBN Nr 5T07C02322

#### Literatura

- [1] W. Schiehlen, B. Hu, Spectral simulation and shock absorber identification, International Journal of Non-Linear Mechanics, 38 (2003), pp. 161-171
- [2] Y. Liu, J. Zhang, Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber, Mechanics Research Communications 29 (2002), pp. 359-365
- [3] M. Mitschke, 1984, Teoria samochodu - Dynamika samochodu Tom 2 - Drgania, WKŁ, Warszawa 1989
- [4] R. Basso, Experimental characterization of damping force in shock absorbers with constant velocity excitation, Vehicle System Dynamics, 30 (1998), pp. 431-442
- [5] J. Konieczny, R. Ornacki, J. Pluta: Stanowisko do badań sterowanych układów redukcji drgań. Miesięcznik - Napędy i Sterowanie - Racibórz nr 5, 1999, str. 12-15

**Title:** Experimental testing and simulation of a hydraulic shock absorber

Artykuł recenzowany