

Grzegorz ŚLASKI¹

AMORTYZATORY O ZMIENNYM W SPOSÓB CIĄGŁY TŁUMIENIU Z ZAWOREM OBEJŚCIOWYM - BUDOWA I WŁASNOŚCI

W artykule zaprezentowano budowę i właściwości amortyzatorów o zmiennym tłumieniu, uzyskiwanym poprzez zastosowanie tzw. zaworu obejściowego. Zmiana siły tłumienia tych amortyzatorów uzyskiwana jest przez użycie elektrozaworu proporcjonalnego. Przedstawiono także skrótowo klasyfikację amortyzatorów półaktywnych oraz wyniki własnych badań charakterystyk takiego amortyzatora. Pokazano wpływ zakresu zmienności sił tłumienia amortyzatora na zakres zmienności poziomu bezwymiarowego współczynnika tłumienia zawieszenia.

SHOCK ABSORBERS WITH CONTINUOUSLY ADJUSTABLE DAMPING WITH BYPASS VALVE – CONSTRUCTION AND PROPERTIES

In this paper the construction and properties of shock absorbers with adjustable damping, obtained with use of bypass valve are presented. The adjustment of these absorbers damping force is achieved by means of electromagnetic proportional valve. The short classification of semi-active dampers is also presented and results of own tests of such a shock absorber. The influence of area of shock absorbers force adjustments on the suspension damping ratio changes is also presented.

1. WSTĘP

Amortyzatory o regulowanej charakterystyce pozwalają na zbudowanie zawieszenia o zmiennym tłumieniu. Nazewnictwo tego typu zawieszzeń jest różnorodne ze względu na szereg kryteriów klasyfikacji – np. ze względu na zastosowany sposób regulacji tłumienia, szybkość reakcji członów aktywnych, zakres częstotliwości umożliwiający skuteczną pracę takiego zawieszenia czy też sposób podejścia do sterowania.

Przykładowo wg przytoczonych w [1] wyróżnione mogą być następujące grupy:

- systemy bardzo wolno reagujące, adaptacyjne, których górna częstotliwość pracy jest niższa od częstości drgań masy resorowanej (pracują często poniżej 1 Hz), są to na przykład systemy poziomujące, zawieszenia o zmiennej sztywności,
- systemy aktywne, wolno reagujące, które mogą pracować w zakresie częstotliwości pomiędzy częstością drgań własnych nadwozia, a koła (obszar

¹ Politechnika Poznańska, adiunkt w Instytucie Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, WMRIiT, Politechnika Poznańska tel.: 061 6652 222, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, e-mail: grzegorz.slaski@put.poznan.pl, Grzegorz.Slaski@put.poznan.pl

mniej więcej pomiędzy 1 a 10 Hz) – systemy takie to np. systemy zapobiegające przechyłom wzdłużnym lub poprzecznym, takie jak stosowane np. w samochodzie Citroen Xantia oraz takie jak aktywne stabilizatory. Mogą to być też systemy adaptujące się do historycznych wartości skutecznych drgań (przykłady tych systemów znane są pod nazwami Active Ride Control, Active Body Control lub Dynamic Drive System.

- systemy aktywne reagujące szybko, które mogą pracować z częstotliwościami większymi niż częstota drgań własnych koła (masy nieresorowanej), w tej grupie klasyfikuje się systemy z amortyzatorami półaktywnymi.

Inna klasyfikacja związana jest ze sposobem uzyskania zmienności tłumienia. Wśród dostępnych na rynku rozwiązań dających możliwość elektronicznej regulacji siły tłumienia spotkać się można z dwiema odmiennymi kategoriami konstrukcji:

- amortyzatorami wykorzystującymi elektromagnetyczne zawory proporcjonalne do zmiany przekroju kanałów obejściowych w zewnętrznych bądź wewnętrznych zaworach amortyzatora,
- amortyzatorami wykorzystującymi zmienne w zależności od natężenia pola magnetycznego własności reologiczne specjalnych cieczy (ciecze magnetoreologiczne) używanych w amortyzatorach.

Rozwiązania z pierwszej grupy stały się popularne w Europie za sprawą produktów takich firm jak ZF Sachs wykorzystywanych w samochodach firm Opel, Volkswagen, Audi i innych, oraz Tenneco Automotive, stosowanych w samochodach Volvo i Audi [2].

Drugi z systemów spopularyzowany został przez firmę Delphi Corp, pod nazwą MagneRide [3]. System ten używa płynu magnetoreologicznego, reagującego zmianą lepkości na zmiany pola magnetycznego. Płyn ten dostarczany jest przez firmę Lord Corp. i pozwala na reakcje amortyzatora w czasie około 1 ms dając czas reakcji do 5 razy szybszy od rozwiązań z dodatkowym zaworem [4].

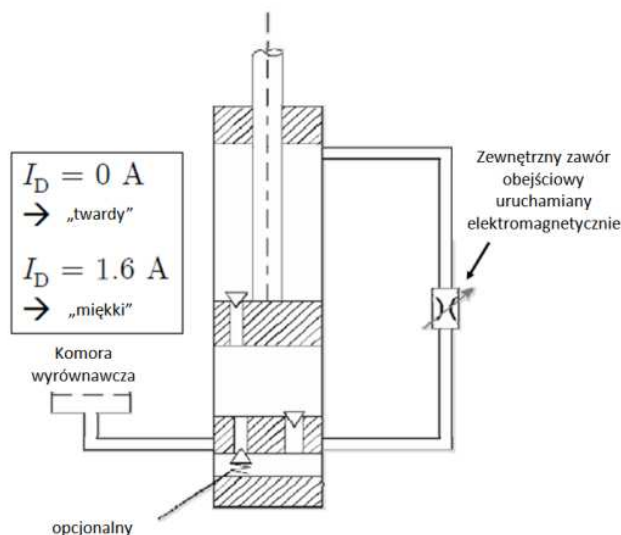
W pracach [1, 4] wymieniono także inne możliwe ale mało praktyczne rozwiązania:

- amortyzatory wykorzystujące ciecze elektoreologiczne zmieniające parametry reologiczne pod wpływem pola elektrycznego [5], których praktyczne zastosowanie ograniczone jest wymaganiem dużych pól elektrycznych - 5kV/mm i wysokich napięć sięgających 6 kV [4],
- amortyzatory cierne w których regulację siły tłumienia uzyskuje się poprzez zmianę siły normalnej dociskającej element cierny do współpracującej płaszczyzny – przykład takiego rozwiązania zilustrowano w pracy [1].

2. AMORTYZATOR Z KANAŁEM OBEJŚCIOWYM - BUDOWA

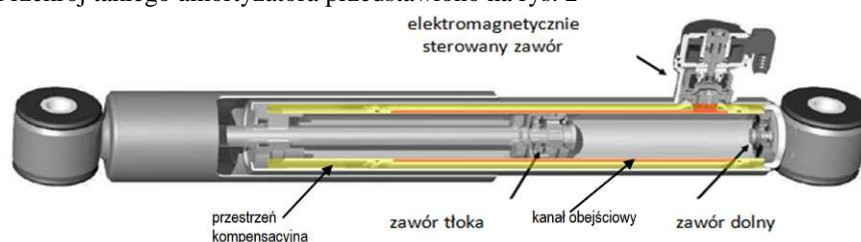
Amortyzator będący przedmiotem niniejszego artykułu należy do amortyzatorów, w których zmienne tłumienie uzyskano poprzez zastosowanie dodatkowej drogi przepływu płynu wewnątrz amortyzatora posiadającej zmienny, sterowany przekrój lub poprzez zastosowanie zaworu tłokowego o zmiennym przekroju.

To pierwsze rozwiązanie zastosowane w amortyzatorze o specyfice budowy odpowiadającej amortyzatorowi dwururowemu przedstawiono na uproszczonym schemacie na rysunku 1.



Rys. 1. Ogólna idea uzyskania zmiennej siły tłumienia w amortyzatorach z kanałem obejściowym (na podstawie [6])

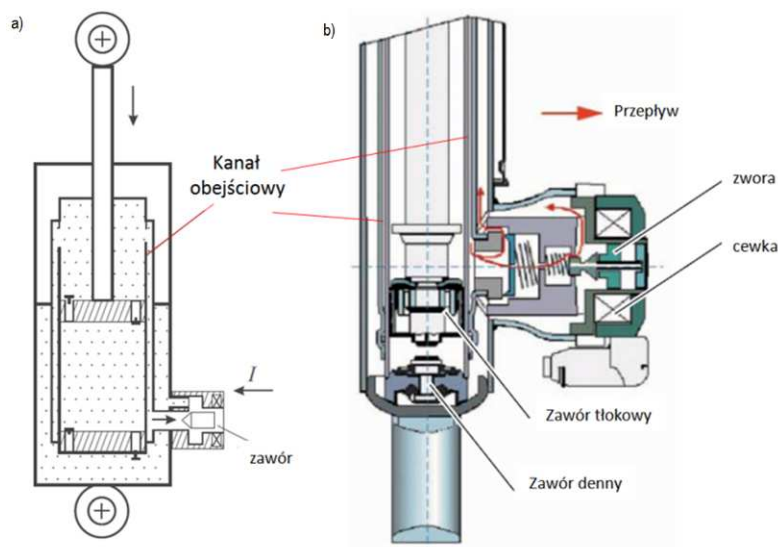
Przekrój takiego amortyzatora przedstawiono na rys. 2



Rys. 2. Przekrój amortyzatora o płynnie regulowanym tłumieniu z kanałem obejściowym i zaworem zewnętrznym (na podstawie [6])

W konstrukcji amortyzatora zastosowano zawór umożliwiający uzyskanie płynnej zmiany przekroju kanału obejściowego. Zawór umożliwia częściowy przepływ z komory nadłokowej do przestrzeni wyrównawczej za pośrednictwem przestrzeni utworzonej przez płaszczyznę wewnętrzną rury amortyzatora, z pominięciem typowej drogi przepływu przez zawór tłokowy i denny.

Sam zawór sterowany jest różnicą ciśnień która z kolei sterowana może być zaworem pilotującym sterowanym za pośrednictwem siły elektromagnetycznej. Dokładniejszy schemat konstrukcji przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Schemat budowy amortyzatora z zaworem obejściowym zewnętrznym (na podstawie [5] i [6])

Rozwiązanie zaworu pokazane na rys. 3.a przy zamkniętym zaworze daje maksymalne tłumienie amortyzatora. Stopniowe otwieranie zaworu powoduje zmniejszenie siły tłumienia wraz ze zwiększaniem przepływu przez kanał obejściowy.

W rozwiązaniu przedstawionym na rysunku 3.b w skrajnym położeniu iglicy zaworu poziom tłumienia może mieć wartość dobraną na poziomie zapewniającym właściwe tłumienie dla zawieszenia o charakterze pasywnym lub dla sytuacji awarii układu sterowania amortyzatorem - stąd dla tego zakresu można spotkać określenie „fail-safe mode”. Dopiero częściowe przesunięcie iglicy pozwala przejść w aktywny zakres pracy zaworu. Zmienia to sposób sterowania zaworem, wymuszający zmianę zakresu aktywnego poziomu sygnału sterującego.

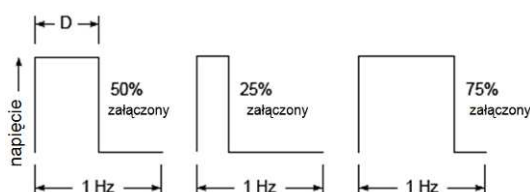
3. AMORTYZATOR – STEROWANIE

Do sterowania stopniem otwarcia zaworu proporcjonalnego amortyzatora wykorzystywano sterowanie prądem cewki zaworu przy pomocy sygnału nazywanego PWM (Pulse Width Modulation) - czyli sygnałem o modulowanej szerokości impulsu i stałej amplitudzie.

Zakres zmienności wartości prądu sygnału sterującego dla badanych przez autora amortyzatorów, bez zakresu odpowiadającego trybowi „fail-safe”, wynosił od 0 do 1,6 A, co uzyskiwano zmieniając wypełnienie impulsu od 0 do 100%. Wartość najniższa prądu odpowiadała największej sile tłumienia, a najwyższa jej najmniejszej możliwej wartości.

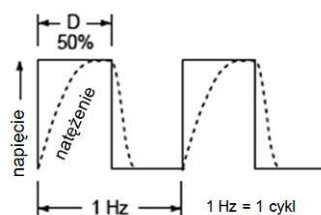
W przypadku amortyzatorów o podobnej konstrukcji, ale wyposażonych w zawór z pozycją trybu „fail-safe” minimalne siły tłumienia uzyskuje się dla prądu 0,6 A a maksymalne dla 2,0 A. Dla wartości prądu poniżej 0,6 A sprężyna utrzymuje iglicę w jednej pozycji odpowiadającej trybowi „fail-safe”.

Ideę modulacji szerokości impulsu (PWM) przedstawia rysunek 4 [10], na którym pokazano zmiany sygnału pomiędzy dwoma stanami poziomu napięcia, dla jednego cyklu tzw. impulsowania – w tym przypadku o częstotliwości cyklu równej 1 Hz, różniące się między sobą czasem trwania stanu załączenia napięcia, wrażonym jako procent czasu trwania całego cyklu. Wypełnienie sygnału o wartości 50% oznacza, że dla cyklu o częstotliwości 1 Hz czas załączenia wynosi 0,5 sekundy, w przypadku 75% wypełnienia będzie to już 0,75 s.



Rys. 4 Idea modulacji PWM (na podstawie [10])

Sygnał sterujący ze względu na znaczącą indukcyjność solenoidu cewki zaworu proporcjonalnego nie jest w stanie wygenerować prądów o pożądanej charakterystyce. Pojawia się typowe zjawisko inercji zdefiniowanej prawem Faradaya'a. Problem ten najlepiej ilustruje rys. 5 [10].



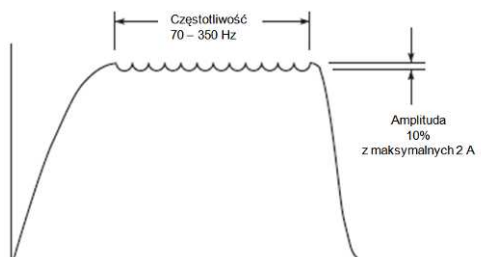
Rys. 5 Indukcyjność i jej wpływ na prąd sterujący zaworem (na podstawie [10])

Kolejnym problemem przy sterowaniu zaworem proporcjonalnym jest problem tarcia statycznego oraz histerezy [10]. W celu minimalizacji tych niekorzystnych zjawisk stosuje się tzw. „dygotanie zaworu” (ang. dithering). Są to dodatkowe pulsacje sygnału sterującego o małej amplitudzie wokół poziomu wysterowanego właściwą wartością sygnału sterującego. Wywoływane przez takie sterowanie dodatkowe ruchy oscylacyjne minimalizują efekt tarcia statycznego oraz łagodzą przez to efekt histerezy.

W przypadku sygnałów sterujących o niskich częstotliwościach (<300 Hz) funkcjonalność ta jest zbędna, bo stosunkowo długi okres trwania pojedynczego impulsu (i uwzględnienie inercji) w sposób automatyczny dodają pożądaną pulsację. Niestety efekt ten jest maksymalny przy wypełnieniu 50% i stopniowo zanika dla wypełnień zbliżających się zarówno do 0% jak i 100%.

Zjawisko inercji przy dużych częstotliwościach powoduje zanik pulsacji naturalnej i pogłębienie się niekorzystnego wpływu tarcia statycznego i efektu histerezy dla sterowanego zaworu proporcjonalnego. Brak naturalnej pulsacji dla sygnałów sterujących o dużej częstotliwości nie jest problemem ze względu na możliwość dodania sztucznego sygnału dającego możliwość lepszej kontroli nad sterowanym zaworem (brak zależności

intensywności pulsacji od poziomu wypełnienia sygnału sterującego). Złożenie faktycznego sygnału sterującego oraz sygnału z generatora pulsacji przedstawia rysunek 6.



Rys. 6 Efekt ditheringu dla sygnałów sterujących o wysokich częstotliwościach (na podstawie [10])

Zastosowany w amortyzatorach zawór wraz ze sterowaniem charakteryzuje się dużą szybkością działania z czasami przełączania pomiędzy 11 a 40 ms w zależności od kierunku ruchu tłoka i prędkości, a także kierunku zmian współczynnika tłumienia (z miękkiego na twardy, z twardego na miękki).

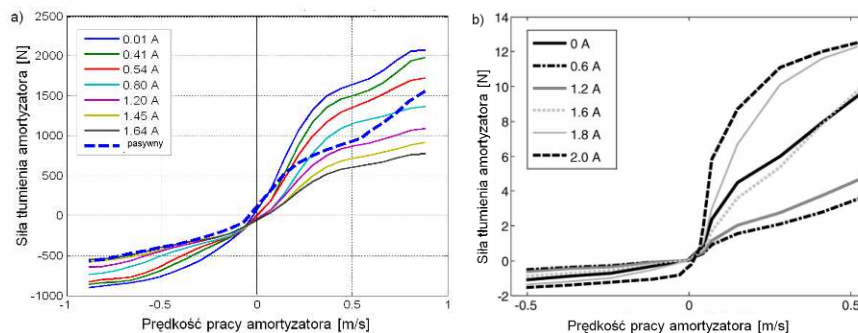
4. CHARAKTERYSTYKI

Amortyzatory o przedstawionej powyżej budowie, przeznaczone do pracy w samochodzie osobowym, poddano badaniom mającym na celu wyznaczenie jego charakterystyk. Po ich wyznaczeniu dokonano odpowiednich przeliczeń pozwalających uzyskać oprócz charakterystyk także informacje o poziomie tłumienia zawieszenia i wielkości bezwymiarowego współczynnika tłumienia dla badanego zawieszenia.

Dodatkowo dla porównania wykonano także badania dla amortyzatorów pasywnych, o jednej charakterystyce, stosowanych zamiennie z półaktywnymi w tym samym samochodzie. W obu przypadkach uzyskano nieliniowe charakterystyki zależności siły tłumienia od prędkości. Warto podkreślić jest to, że amortyzator pasywny dawał siły tłumienia dla ściskania niemal takie same jak amortyzator półaktywny dla maksymalnej wartości prądu sterującego (dla najbardziej miękkiej nastawy). W przypadku rozciągania wartości sił amortyzator pasywnego mieściły się mniej więcej w połowie zakresu zmienności sił tłumienia amortyzatora półaktywnego.

Wartości najwyższe sił tłumienia przy rozciąganiu osiągały trzykrotną wartość minimalnych sił dla tego amortyzatora przy pracy w tym samym kierunku – przedstawiono to na charakterystyce na rysunku 7a (szerzej opisano w [11]). Na rysunku 7b przedstawiono charakterystykę dla amortyzatora o podobnej konstrukcji ale dla samochodu ciężarowego z zaworem posiadającym tryb pracy „fail-safe”.

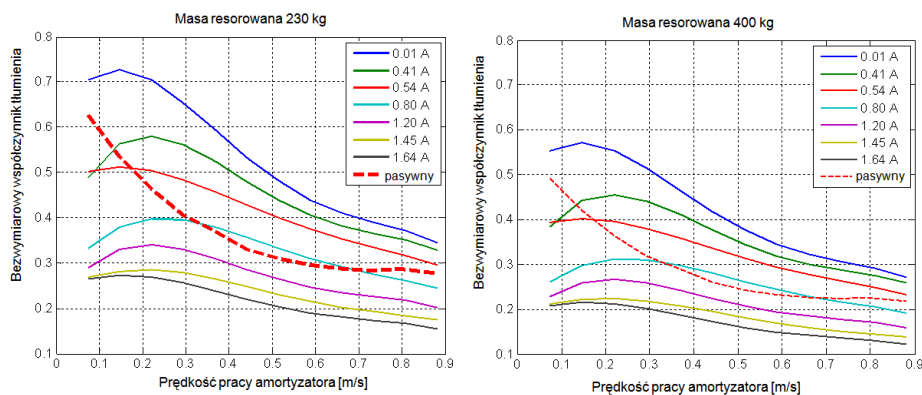
Dla potrzeb symulacji komputerowych często upraszcza się przebieg charakterystyk do postaci symetrycznej. Dla możliwie najlepszego przybliżenia przebiegu sił tłumienia można obliczyć wartość średnią siły tłumienia.



Rys. 7. Charakterystyki amortyzatorów półaktywnych a) dla samochodu osobowego, b) dla samochodu ciężarowego (na podstawie [9])

Dla średnich sił tłumienia, po ich wcześniejszym zredukowaniu do środka koła, możliwe jest obliczenie średniego bezwymiarowego współczynnika tłumienia (z wartości dla sciskania i rozciągania). Konieczna przy tym jest też znajomość wartości sztywności elementu sprężystego zredukowanej do środka koła oraz masy.

W wyniku odpowiednich pomiarów, dla zawieszenia, w którym stosowany jest badany amortyzator, uzyskano wartość sztywności równą $k=22600$ N/m oraz wielkość masy resorowanej w przedziale od 230 do 400 kg. Na podstawie tych danych możliwe było obliczenie krzywych zmian bezwymiarowego współczynnika tłumienia w zależności od prędkość pracy amortyzatora i zmienności masy resorowanej – rys. 8.



Rys. 8. Zmienność bezwymiarowego współczynnika tłumienia zawieszenia z amortyzatorem półaktywnym a) dla samochodu osobowego bez obciążenia, b) dla samochodu ciężarowego z obciążeniem

5. PODSUMOWANIE

Przedstawiona konstrukcja amortyzatora jest jedną z kilku oferowanych na rynku, jednak jedno z bardziej popularnych. Stanowi ona przykład nowoczesnego członu aktywnego zawieszenia a wraz z czujnikami i układem sterowania tworzy współczesne mechatroniczne zawieszenie samochodu.

Przedstawione w artykule wyniki badań charakterystyki amortyzatora i obliczone zakresy zmienności bezwymiarowego współczynnika tłumienia pokazują realne możliwości kształtowania charakterystyki pracy zawieszenia w pewnym obszarze kompromisu pomiędzy bezpieczeństwem a komfortem. Odróżnia to ten typ zawieszenia od rozwiązań klasycznych, w których kompromis miał charakter punktu optymalnego dla pojedynczego zestawu parametrów eksploatacji.

Przedstawione dwie koncepcje kształtowania charakterystyki – jedna ze sterowaniem w zakresie od najbardziej sportowej nastawy do najbardziej komfortowej przy wzroście sygnału sterującego i druga z dodanym trybem awaryjnym (pozycja „fail-safe”) pokazują ewolucję rozwiązań konstrukcji tego typu amortyzatorów o płynnie regulowanym tłumieniu.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Kruger W.R., Vaculin O., Spieck M.: *Semi-Active Suspension Systems for Road and Off-Road Vehicles - an Overview*, Journal of Middle European Construction and Design of Cars 4/2004
- [2] *Tenneco advanced technology drives growth* [online, dostęp 08.2010], <http://www.eu.tenneco-automotive.com>
- [3] *Delphi Introduces MagneRide™ Suspension Control Technology at 1999 IAA – 15th Septemeber 1999*, [online, dostęp 08.2008], <http://www.theautochannel.com>
- [4] Fischer D., Isermann R.: *Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions* Control Engineering Practice, Volume 12, Issue 11, November 2004,
- [5] Makarewicz G. *Materiały inteligentne – zastosowanie w systemach aktywnej redukcji hałasu i drgań*, BEZPIECZEŃSTWO PRACY - nauka i praktyka, 2005, nr 12, s. 15-19, Wydawnictwo Centralnego Instytutu Ochrony Pracy
- [6] Niemz, T.: *Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension*, Dissertation at Technische Universität Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 640, VDI Verlag, Düsseldorf 2007,
- [7] Isermann R.: *Mechatronic systems—Innovative products with embedded control*, Control Engineering Practice, 16 (2008), Elsevier,
- [8] *Audi Q7 - Running Gear, Self-Study Programme 362*, AUDI AG, D-85045 Ingolstadt, 2005
- [9] Holen P.: *Experimental evaluation of modally distributed damping in heavy vehicles*, Vehicle System Dynamics, Vol. 46, No. 6, June 2008, Taylor & Francis Group
- [10] HYDRAFORCE, INC., *Electronic Control of Hydraulic Systems*, [online, dostęp 04.2006], <http://www.hydraforce.com/electro/Elec-pdf/3-440-1.pdf>
- [11] Ślaski G.: *Damping parameters of suspension of a passenger vehicle equipped with semi-active dampers with a bypass valve*, materiały konferencji: IInd International Scientific Conference “Transport Problems’2010”, Katowice-Kraków, 8-11 June 2010
- [12] Pikosz H., Ślaski G.: *Charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia samochodu osobowego oraz zastępcze charakterystyki ich modeli*, Logistyka 2/2010