

ZDOLNOŚĆ ODZYSKU ENERGII GROMADZONEJ W AMORTYZATORZE W WARUNKACH HAMOWANIA

MACIEJ KUCHAR¹, KRZYSZTOF SICZEK²

Politechnika Łódzka

Streszczenie

Podczas hamowania koła samochodu są obciążane przez stochastyczne pionowe wymuszenia od nierówności drogi, a podczas pracy ABS lub hamowania impulsowego dodatkowo przez quasi-okresowe obciążenie od sił bezwładności. Ruchome masy takiego samochodu mogą współpracować z amortyzatorami elektromagnetycznymi z możliwością odzysku energii drgań podwozia, zmieniając ją w użyteczną moc elektryczną. Głównymi częściami amortyzatora są: cylinder z układem cewek oraz tłok z układem magnesów trwałych. Prąd generowany w układzie cewek może być dostarczany do akumulatora. Wymiary elektromagnetycznego amortyzatora pozwalają go stosować w typowym podwoziu samochodu. Schemat amortyzatora i model ruchomych mas samochodu zostały przedstawione w artykule. Przeanalizowano parametry dynamiczne amortyzatora podczas hamowania samochodu w określonych warunkach drogowych. Celem badań było oszacowanie i porównanie ilości odzyskanych energii z elektromagnetycznego amortyzatora dla trzech wariantów hamowania pojazdem. Stwierdzono, że chociaż proces hamowania nie wpływa znacząco na ilość dyssypowanej energii w amortyzatorze, to działanie systemu ABS pozwala uzyskać najmniejszą jej ilość podczas hamowania.

Słowa kluczowe: amortyzator elektromagnetyczny, odzysk energii, hamowanie
ABS – System zapobiegający blokowaniu kół podczas hamowania

1. Wprowadzenie

Podczas hamowania samochodu poruszającego się po nierównościach drogi jego koła są obciążane przez stochastyczne pionowe wymuszenia. Wszystkie te wymuszenia są niezależne od siebie. Ich intensywność jest proporcjonalna do prędkości samochodu niemal liniowo. Dodatkowo, podczas działania ABS lub hamowania pulsacyjnego quasi okresowe wymuszenia oddziałują na koła z powodu sił bezwładności. Te wymuszenia działające na koła samochodu wywołują podczas jazdy drgania, które są odczuwane przez kierowcę i

¹ Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: kucharma@p.lodz.pl, tel. 42 631 22 50

² Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: krzysztof.siczek@p.lodz.pl, tel. 42 631 22 55

pasażerów jako pewien dyskomfort. Drgania te mogą być izolowane od nadwozia poprzez układ sprężyn i tłumione przez układ amortyzatorów, zwykle jeden amortyzator na jedno koło. Sprawność takich amortyzatorów jest krytyczna dla przebiegu procesu hamowania [1]. W większości przypadków stosowane są amortyzatory hydrauliczne, w których energia drgań pojazdu jest wytracana podczas przepływu cieczy hydraulicznej przez układ zaworów. Energia płynu jest zamieniana na ciepło i na pracę pokonania oporów przepływu i dlatego bezpowrotnie tracona.

Ta energia może być jednak zamieniona na użyteczną energię elektryczną za pomocą dodatkowego generatora [2, 6, 10]. Może ona być użyta do zasilania akumulatora i do poprawy sprawności napędu.

Przynajmniej część energii można odzyskać bez wyraźnego obniżenia poziomu tłumienia drgań, który jest zapewniony w większości pojazdów przez klasyczne amortyzatory hydrauliczne.

Wytracanie energii w klasycznych amortyzatorach hydraulicznych można obserwować w czasie ich badań różnymi metodami, np. metodą drgań wymuszonych [4].

Obiektem badań prezentowanych w tym artykule jest elektromagnetyczny amortyzator z możliwością odzysku energii.

Celem badań było oszacowanie i porównanie ilości odzyskanych energii przez układ elektromagnetyczny: amortyzator – prostownik – akumulator dla trzech wariantów hamowania pojazdem.

Model nierówności drogi był prezentowany wcześniej w pracach [5, 9, 10].

2. Opis amortyzatora z odzyskiem energii

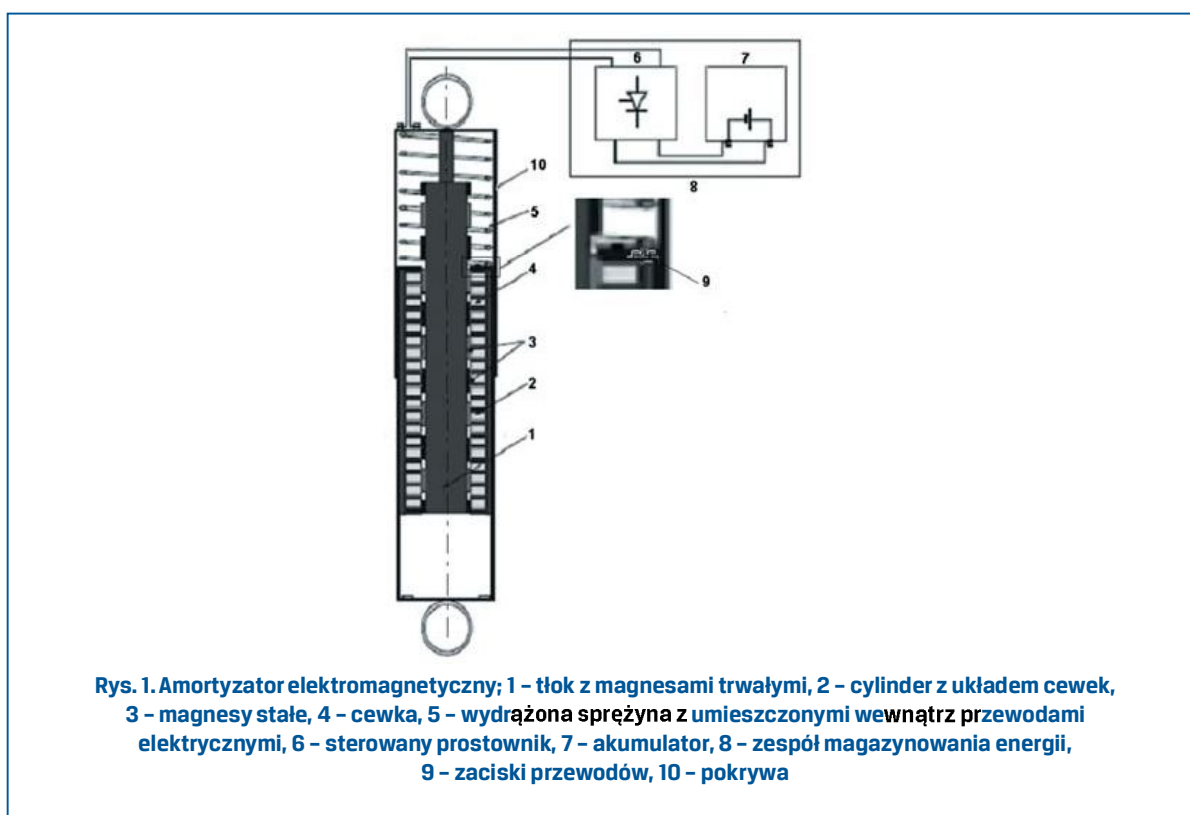
Schemat elektromagnetycznego amortyzatora pokazano na rysunku 1. Zawiera on liniowy generator synchroniczny z magnesami trwałymi, sprężynę i akumulator energii [7].

Liniowy generator składał się z dwóch części:

- Tłoczydka 1 z układem magnesów stałych 3 dołączonych do żelaznego rdzenia.
- Cylindra 2 z trójfazowym uzwojeniem 4 umieszczonym w szczelinach cylindra 2.

Cylinder 2 jest naciskany przez lekką sprężynę 5 wykonaną z drążonego pręta. Przewody elektryczne, zamocowane do swoich zacisków 9, były umieszczone wewnątrz sprężyny. Akumulator energii 8 składa się ze sterowanego prostownika 6 i z dołączonego akumulatora samochodowego 7.

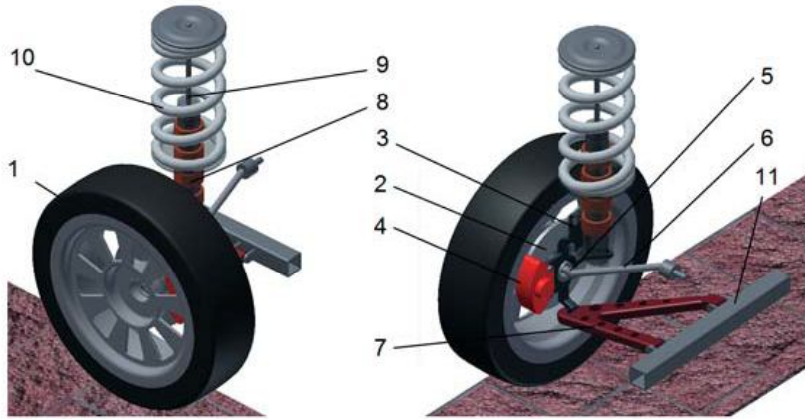
Podczas drgań podwozia samochodu cylinder 2 porusza się względem tłoczydka 1. Z powodu względnego liniowego przemieszczania się uzwojeń cewki 4 i magnesów stałych 3 zmienne napięcie jest indukowane w cewkach 4. To napięcie jest następnie wyprostowane



w trójfazowym sterowanym prostowniku i dostarczane do akumulatora. Ponieważ pole magnetyczne generowane przez magnesy trwałe zmienia się w odniesieniu do cylindra, rdzeń tej części powinien być warstwowy, aby zmniejszyć straty prądów wirowych i straty histerezowe. Rdzeń tłoczyska może być wykonany z litej stali, odkąd strumień magnetyczny jest z nim trwale związany.

3. Model kolumny McPhersona

Model kolumny McPhersona opracowano przy wykorzystaniu Metody Elementów Skończonych, zaś geometrię tego modelu pokazano na rysunku 2. Kolumna McPhersona może być traktowana jako układ dynamiczny o dwóch stopniach swobody. Taki model składa się z koła 1 umocowanego do tarczy hamulcowej 2. Taka tarcza współpracuje z zaciskiem hamulca 4 umocowanym na zwrotnicy 3. Koło jest napędzane przez półkoło napędową 6 poprzez przegub 5. Zwrotnica jest połączona z wahaczem 7, który jest przymocowany do podwozia 11 przez dwa przeguby. Stożan amortyzatora (cylinder amortyzatora) 8 jest połączony ze zwrotnicą, zaś tłoczysko 9 z magnesami trwałymi jest połączone z ramą. Ruch powrotny tłoczyska 9 jest zapewniany poprzez sprężynę 10. Przyjęto, że wszystkie ruchome masy są sztywne, a połączenia między nimi elastyczne. Siatka elementów i elementy kontaktowe między kołem i drogą zostały wygenerowane automatycznie przez program Autodesk Inventor [12].



Rys. 2. Kolumna McPhersona stanowiąca układ dynamiczny o dwóch stopniach swobody; 1 - koło, 2 - tarcza hamulcowa, 3 - zwrotnica, 4 - zacisk, 5 - przegób, 6 - półoś napędowa, 7 - wahacz, 8 - stojan silnika (cylinder amortyzatora), 9 - tłoczysko z magnesami, 10 - sprężyna resorowa, 11 - karoseria samochodu

Parametry modelu zaprezentowano w tabeli 1, a ruchome masy użyte w modelu pokazano w tabeli 2. Obliczenia przeprowadzono dla drogi brukowanej.

Tabela 1. Parametry modelu [3, 8, 11]

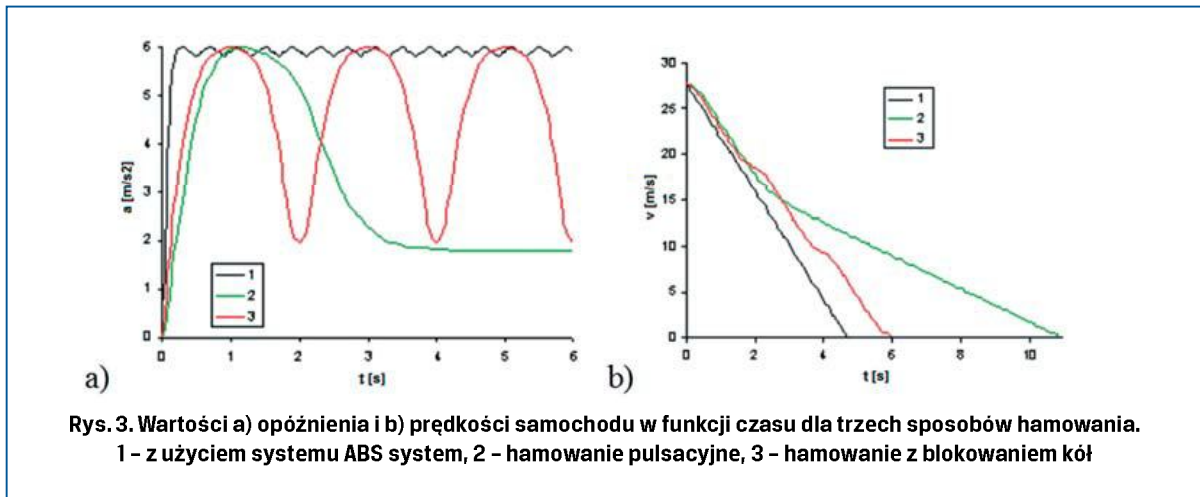
Części	Sztywność [N/m]	Współczynnik tłumienia [Ns/m]
Opona	150×10^3	$0,6 \times 10^3$
Sprężyna	28×10^3	
Amortyzator		$1,8 \times 10^3$

Tabela 2. Ruchome masy w modelu symulacyjnym

Ruchome masy	Mass [kg]
Koło, zwrotnica, tarcza hamulcowa, zacisk, przegub, stojan	8,43
Wahacz	0,74
Półoś	0,6
Sprężyna	3,06
Tłoczysko z układem magnesów trwałych	7,25
$\frac{1}{4}$ masy pojazdu	250

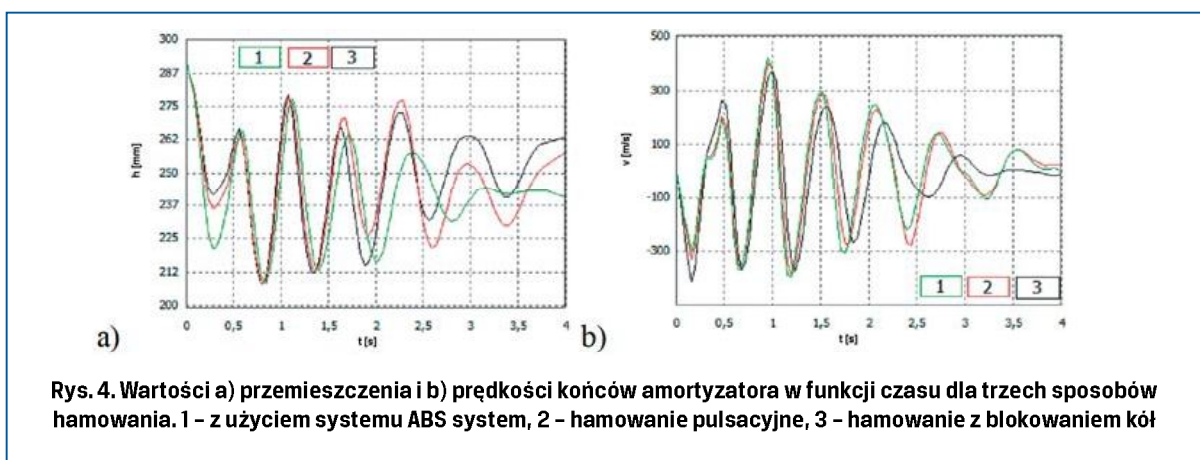
4. Wyniki obliczeń

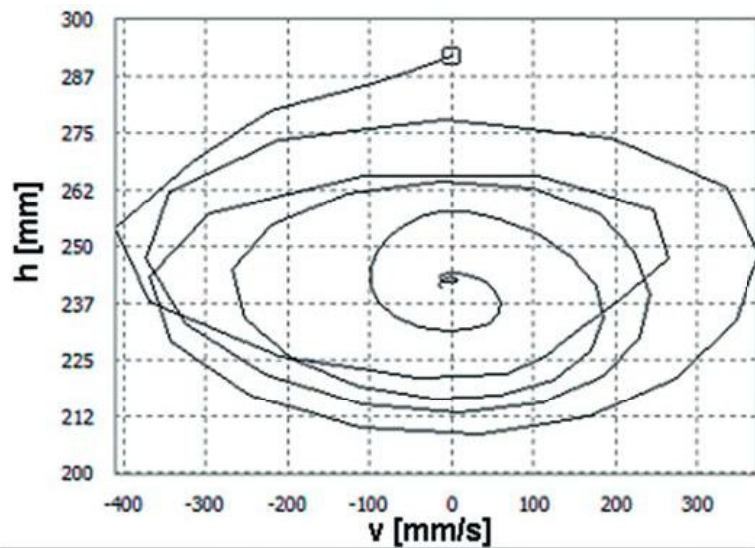
Podczas obliczeń przyjęto trzy sposoby hamowania pojazdu. Sposoby te były zaprezentowane na rysunku 3a – co do przebiegów opóźnień i 3b – co do przebiegów prędkości.



Dla wspomnianych sposobów hamowania uzyskano wartości przemieszczenia końców amortyzatora pokazane na rysunku 4a i ich prędkości pokazane na rysunku 4b. Przykładowy diagram fazowy (prędkość w funkcji przemieszczenia) końców amortyzatora podczas działania systemu ABS zaprezentowano na rysunku 5. Jak można się było spodziewać, reprezentuje on stabilne zachowanie się układu dynamicznego. Jednak wyraźnie widać, że układ ten jest nieliniowy (występuje samoprzecinianie się trajektorii).

Podczas działania systemu ABS proces hamowania może przebiegać w warunkach niemal stałej wartości opóźnienia pojazdu. Różnice w wartościach opóźnienia są mniejsze niż 3%.

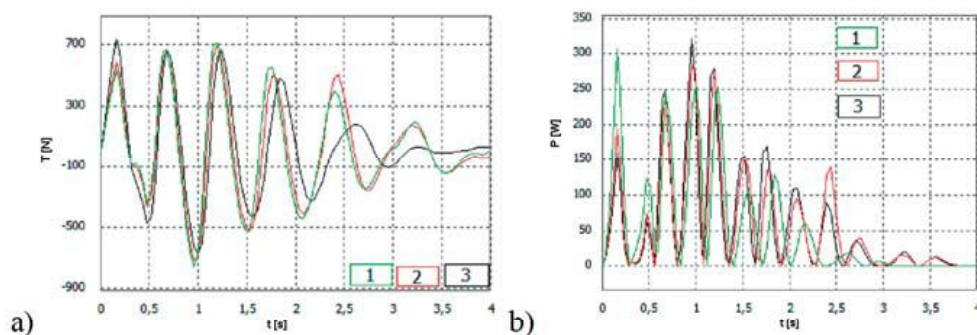




Rys. 5. Wykres fazowy dla końców amortyzatora podczas hamowania z działaniem systemu ABS

Uzyskane wartości siły tłumienia w amortyzatorze pokazano na rysunku 6a, a wartości mocy dyssypowanej w amortyzatorze zaprezentowano na rysunku 6b. Uzyskane przebiegi siły tłumienia są bardzo podobne dla hamowania z blokowaniem kół i dla hamowania pulsacyjnego, ale są różne w porównaniu z tymi dla hamowania z działaniem systemu ABS. Wartości siły tłumiącej w ostatnim przypadku są raczej mniejsze. Przebiegi dyssypowanej mocy w amortyzatorze są podobne dla hamowania pulsacyjnego i dla hamowania z działaniem systemu ABS, a różnią się od tego z blokowaniem kół.

Dla procesu hamowania z blokowaniem kół, średnia moc dyssypowana w amortyzatorze w okresie 4 s była równa 59.74 W. Analogiczna wartość dla hamowania pulsacyjnego była równa 59.43 W, a dla hamowania z działaniem systemu ABS wynosiła 53.75 W.



Rys. 6. Wartości a) siły tłumienia i b) mocy dyssypowanej w funkcji czasu dla trzech sposobów hamowania. 1 - z użyciem systemu ABS system, 2 - hamowanie pulsacyjne, 3 - hamowanie z blokowaniem kół

5. Wnioski

1. Proces hamowania może przebiegać w warunkach niemal stałej wartości opóźnienia pojazdu. Działanie systemu ABS umożliwia dyssypowanie najmniejszej ilości energii podczas hamowania. Każda niesprawność systemu ABS może pociągać za sobą konieczność dyssypowania większej ilości energii do amortyzatora podczas hamowania pojazdu.
2. Proces hamowania z blokowaniem kół i hamowanie pulsacyjne pozwala dyssypować porównywalne ilości energii w amortyzatorze.
3. Proces hamowania nie wpływa znacząco na ilość energii dyssypowanej w amortyzatorze elektromagnetycznym. W przypadku pojazdu wyposażonego w amortyzatory elektromagnetyczne, w bilansie energii generowanej i zużywanej podczas jego jazdy można pominąć ilość energii generowanej w amortyzatorach podczas hamowania.

Literatura

- [1] ABDEL-FATTACH O.Y., EL-DEMERDASH S.M.: *Shock Absorber as a Contributing Cause to Motor Vehicle Accident*, available: https://www.academia.edu/8138801/Shock_absorber_as_a_contributing_cause_to_motor_vehicle_accident
- [2] AVADHANY S. N.: *Analyzes of hydraulic Power Transductin in Regenerative Rotary Shock Absorber as Function of Working Fluid Kinematic Viscosity*, S.B. Materials of Science & Engineering Massachusetts Institute of Technology, 2009.
- [3] EMAM M. A. A., SHAABAN S., EL-DEMERDASH S., EL-ZOMOR H.: *A tyre-terrain interaction model for off-road vehicles*, Journal of Mechanical Engineering Research Vol. 3(7), pp. 226-238, July 2011.
- [4] GARDULSKI J.: *Metody badań amortyzatorów samochodów osobowych*, Diagnostyka, Nr 3(51)/2009, s. 93-100.
- [5] KAMIŃSKI E., POKORSKI J.: *Dynamika zawiesznień i układów napędowych pojazdów samochodowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1983.
- [6] KUCHAR M., SICZEK K.: *Evaluation of Possibility for Recovering of Energy from the Suspension using Air Shock Absorber*, The Archives of Automotive Engineering, No. 2/2011, pp. 21-37.
- [7] MENDRELA E., DRZEWOSKI R.: *Electric Shock Absorber for Electric Vehicles*, Conference Proceedings of BASSIN' 2000, Lodz, Poland 2000.
- [8] RAO M. D., GRUENBERG S.: *Measurement of Equivalent Stiffness and Damping of Shock Absorbers*, Michigan Technological University, Houghton, MI 49931, USA.
- [9] SAYERS M. W., KARAMIHAS S. M.: *The basic information and measurement road profiles*, University of Michigan, 1998.
- [10] SICZEK K., KUCHAR M.: *Koncepcja nowego amortyzatora samochodowego z odzyskiem energii*, Archiwum Motoryzacji Vol. 56, No. 2, 2012, s.135-147
- [11] ŚLĄSKI G., PIKOSZ H.: *Wpływ zmian tłumienia w zakresie zmienności charakterystyki amortyzatora na pionowe obciążenia dynamiczne kół*, Transcomp – XIV International Conference Computer Systems Aided Science, Industry and Transport, s. 3479-3487, 2012.
- [12] INVENTOR Profesional v.12 help on-line documentation.