



Maciej KUCHAR, Krzysztof SICZEK

# ANALIZA DYNAMIKI AMORTYZATORA SAMOCHODOWEGO Z ODZYSKIEM ENERGII Z UWZGLĘDNIENIEM PARAMETRÓW OGUMIENIA

### *Streszczenie*

*W artykule przedstawiono amortyzator samochodowy z odzyskiem energii drgań podwozia, zamienianą na użyteczną energię elektryczną. Nowy amortyzator składa się z cylindra, zespołu turbiny i zespołu generatora energii elektrycznej. Jego wymiary są zbliżone do tych charakteryzujących amortyzator hydrauliczny, toteż nowy amortyzator z odzyskiem energii może być używany w typowym podwoziu samochodu. Zmiany wartości parametrów dynamicznych zachodzące podczas eksploatacji nowego amortyzatora i jego elementów składowych zostały oszacowane na podstawie danych literaturowych. Na podstawie tych danych oceniono dynamikę nowego amortyzatora, pracującego w warunkach drogowych. Celem niniejszej pracy było zbadanie sprawności mechanicznej amortyzatora odzyskującego energię w warunkach różnego stanu ogumienia. Uzyskane wartości współczynnika tłumienia głównie podczas pracy generatora energii elektrycznej w nowym amortyzatorze, pozwoliły na używanie takiego amortyzatora w samochodzie. Ilość energii możliwej do odzyskania w amortyzatorze została oszacowana dla typowych warunkach drogowych. Opracowano model zespołu turbiny i przeprowadzono analizę przepływów płynu w modelu, która umożliwiła ocenę obciążenia wirnika turbiny i współczynnika tłumienia amortyzatora.*

### WSTĘP

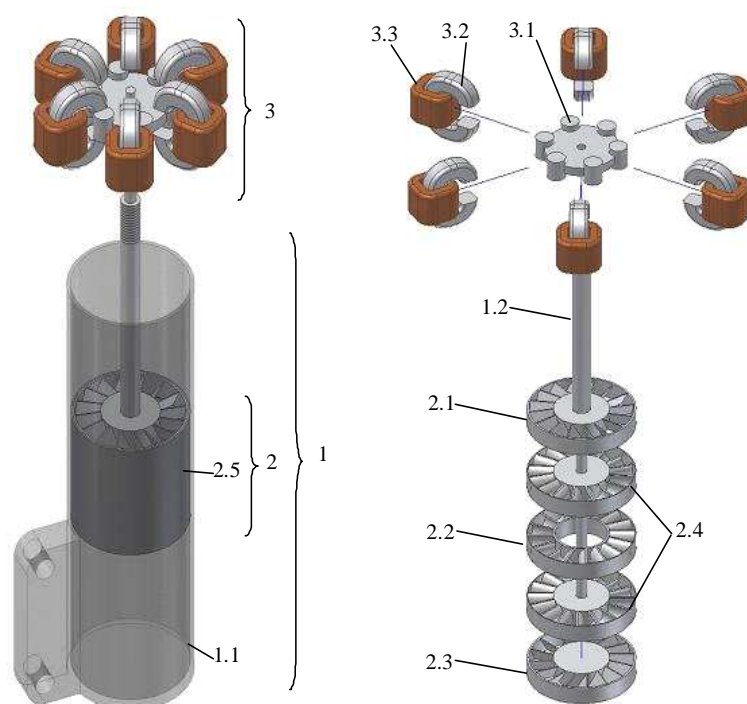
Samochód poruszający się po nierównościach drogi jest obciążany przez stochastyczne pionowe wymuszenia, które działają na jego koła. Wszystkie takie wymuszenia są od siebie niezależne. Ich intensywność jest proporcjonalna do prędkości pojazdu, i to niemal liniowo. Takie wymuszenia działające na koła samochodu powodują powstawanie drgań podczas jazdy, które są odczuwane przez kierowcę lub pasażerów, jako pewien rodzaj dyskomfortu. Dlatego projektanci pojazdów starają się odizolować te wibracje od podwozia przez układ resorów i wytłumić je przez układ amortyzatorów; zazwyczaj jeden amortyzator przypada na jedno koło. W większości przypadków, są używane amortyzatory hydrauliczne, w których energia drgań pojazdu jest wytracana podczas przepływu cieczy hydraulicznej przez układ zaworów dławiących. Energia takiego płynu jest zamieniana na ciepło i na pracę na pokonanie oporów przepływu, a zatem jest bezpowrotnie tracona. Taka energia, jednak może zostać zamieniona na użyteczną energię elektryczną, przy pomocy dodatkowego turbogeneratora. Przynajmniej część energii można odzyskać, bez znacznego obniżenia poziomu tłumienia drgań [4, 7] który jest zapewniany w większości pojazdów przez klasyczne amortyzatory hydrauliczne.

Powszechnie wiadomo, że samochód poruszający się po nierównych drogach często posiada obniżone ciśnienie w oponach. W warunkach jazdy terenowej zapewnia to lepszą przyczepność kół. Celem niniejszej pracy było zbadanie sprawności mechanicznej amortyzatora odzyskującego energię w warunkach dynamicznych związanych z różnym stanem ogumienia.

## 1. OPIS HYDRAULICZNEGO AMORTYZATORA Z ODZYSKIEM ENERGII

Schemat nowego amortyzatora pokazano na rysunku 1.

Nowy amortyzator składa się z cylindra 1, zespołu turbiny 2 i zespołu generatora energii elektrycznej 3. Jego wymiary są zbliżone do tych charakteryzujących amortyzator hydrauliczny, toteż nowy amortyzator z odzyskiem energii może być używany w typowym podwoziu samochodu. Zespół turbiny może składać się z trzech kierownic: górnej 2.1 środkowej 2.2 i dolnej 2.3, lub tylko dwóch kierownic: górnej i dolnej, oraz dwóch lub tylko jednego wirnika turbiny 2.4. Wirniki mocowane są do tulei 2.5 przesuwnej względem wewnętrznej powierzchni cylindra 1.1. Jest ona także ułożyskowana względem tłoczyska amortyzatora 1.2. Wirniki turbiny 2.4 są przymocowane do tłoczyska amortyzatora 1.2 i obracają się razem z nim. Generator energii elektrycznej składa się z układu wirujących magnesów stałych 3.1, wykonanych z np. Nd-Fe-B, które są przymocowane do tłoczyska amortyzatora 1.2, układu 3.2 nabiegunków, wykonanych z nierdzewnej stali i układu 3.3 cewek wykonanych z miedzi.

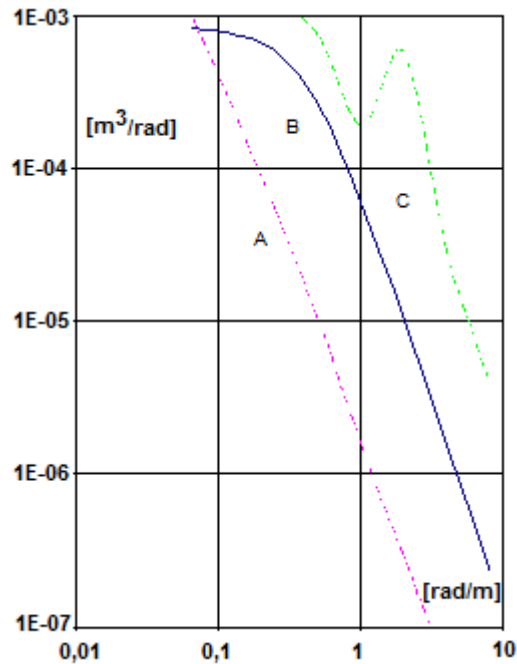


**Rys. 1.** Schemat nowego amortyzatora, 1 – cylinder, 2 – zespół turbiny, 3 – zespół generatora energii elektrycznej, 1.1 – wewnętrzna powierzchnia cylindra, 1.2 – tłoczek amortyzatora, 2.1 – górna kierownica, 2.2 – środkowa kierownica, 2.3 – dolna kierownica, 2.4 – wirnik turbiny, 3.1 – zespół magnesów stałych, 3.2 – zespół nabiegunków, 3.3 – zespół cewek

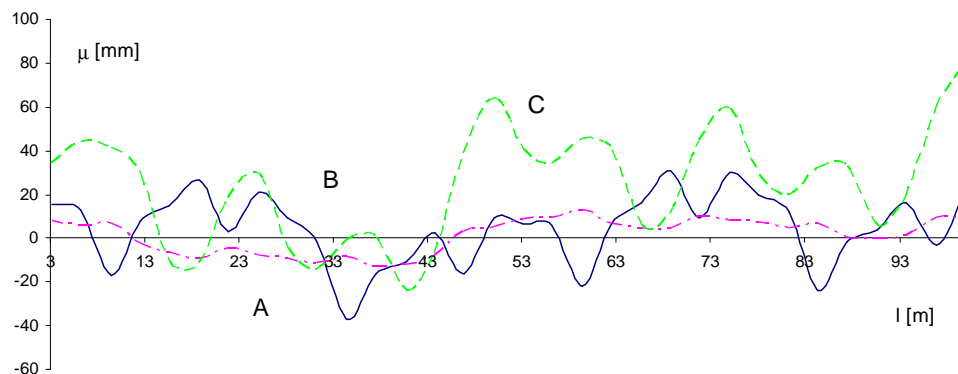
## 2. MODEL PROFILU DROGI I RUCHOMYCH MAS POJAZDU

Jakość dróg jest zazwyczaj oceniana na podstawie widmowej gęstości mocy mikroprofilu drogi. Reprezentatywny model analizowanej chropowatości drogowego ustalono, w oparciu o dane z literatury [3, 6, 7].

Typowe, widmowe gęstości chropowatości drogi, dla różnych warunków powierzchni zostały pokazany na rysunku 2. Bazując na tych wartościach, wygenerowano próbki profilu drogi (rys. 3), przy użyciu odwrotnej szybkiej transformaty Fouriera.



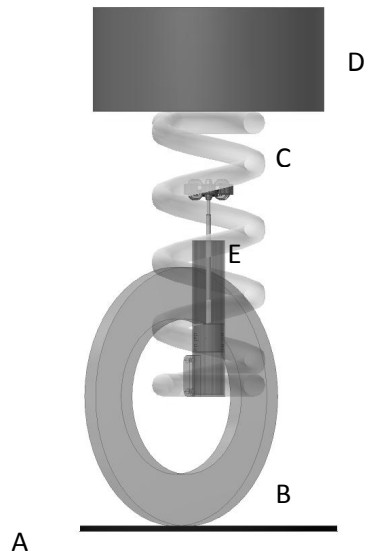
**Rys. 2.** Gęstość widmowa nierówności drogi GS w funkcji względnej częstotliwości  $\omega_s$ ; A – nawierzchnia asfaltowa w dobrym stanie, B – nawierzchnia asfaltowa w złym stanie, C – nawierzchnia brukowana



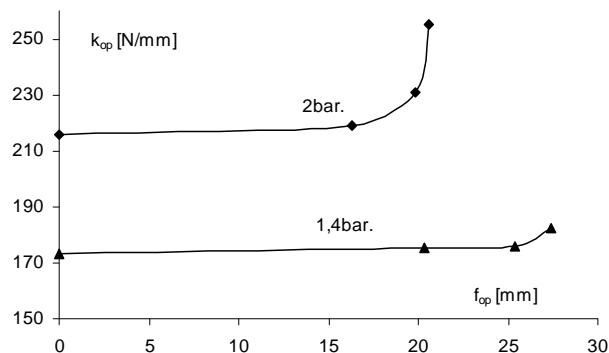
**Rys. 3.** Próbkę mikroprofilu drogi  $\mu$  wygenerowane na podstawie wartości ich gęstości widmowych w funkcji długości drogi  $l$ ; A – nawierzchnia asfaltowa w dobrym stanie, B – nawierzchnia asfaltowa w złym stanie, C – nawierzchnia brukowana

Te wartości były wykorzystane do wzbudzania ruchu koła w modelu poruszającego się pojazdu. Podwozie i nadwozie pojazdu oraz jego koła były modelowane, jako układ dwóch mas drgających (rys. 4). Taki układ miał dwa stopnie swobody. Pierwsza masa reprezentowała koło z jego sztywnością i tłumieniem jego opony. Druga masa była równa  $\frac{1}{4}$

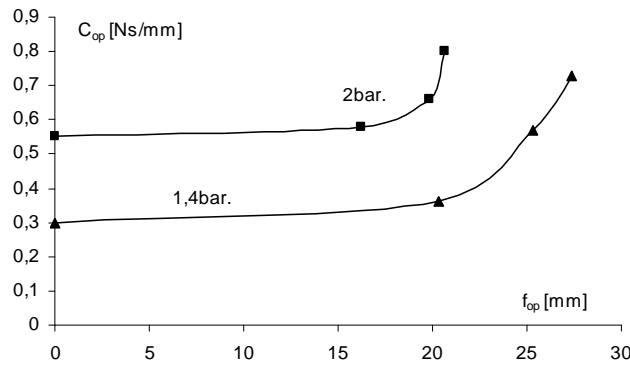
całej masy pojazdu i została skojarzona z sztywnością resoru koła oraz z nieliniowym tłumieniem amortyzatora koła. Model wykonano przy wykorzystaniu komercyjnego oprogramowania [9]. Charakterystyczne dane zostały zaczerpnięte z prac [1, 2, 5]. Dla dwóch różnych wartości ciśnienia w ogumieniu sztywność opony w funkcji jej ugięcia [8] przedstawia rysunek 5, a jej tłumienie w funkcji ugięcia [8] rysunek 6. Ze wzrostem ciśnienia w ogumieniu i ugięcia opony rosną nieliniowo jej sztywność i współczynnik tłumienia.



**Rys. 4.** Modelowany układ ruchomych mas pojazdu: nadwozie z podwoziem oraz koła; A - wymuszenie (drgania) od profilu drogi, B – opona (sztywność w przedziale 170-250 N/mm, współczynnik tłumienia w przedziale 0,3-0,8 Ns/mm), masa nieresorowana, C – resor (sztywność 30 N/mm), D - ¼ masy pojazdu (przyjęto 250 kg), E – amortyzator (rosnący współczynnik tłumienia), masa nieresorowana



**Rys. 5.** Sztywność opony w funkcji jej ugięcia [8]



Rys. 6. Współczynnik tłumienia opony w funkcji jej ugięcia [8].

### 3. ANALIZA PRZEPŁYWU PŁYNU W ZESPOLE TURBINY

Przyjęto, że nieściśliwy płyn hydrauliczny przepływa adiabatycznie.

Ciśnienie płynu  $p$  w komorze cylindra, przed dolotem górnej kierownicy było oszacowane ze wzoru (1) [7]:

$$A \cdot v = A_1 \sqrt{p / \rho} \quad (1)$$

gdzie:  $A = 0,002826 \text{ m}^2$  – pole przekroju cylindra amortyzatora,  $A_1 = 0,000268 \text{ m}^2$  – pole przekroju wyjścia górnej kierownicy,  $v = 1 \text{ m/s}$  – względna prędkość tłoczyska w stosunku do cylindra amortyzatora,  $p$  – ciśnienie płynu w komorze cylindra, przed dolotem górnej kierownicy,  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  – gęstość płynu.

Obliczona wartość ciśnienia  $p$  wynosiła 111200 Pa.

Prędkość wyjściowa  $v_1$  z górnej kierownicy była obliczana ze wzoru (2) [7]:

$$v_1 = \sqrt{p / \rho} \quad (2)$$

Obliczona wartość prędkości wyjściowej  $v_1$  wynosiła 10,54 m/s.

Prędkość obwodową obliczano ze wzoru (3) [7]:

$$v_1 \cdot \cos(\alpha) = v_2 + v_3 \quad (3)$$

gdzie:  $\alpha = 45^\circ$  - kąt wyjściowej prędkości z górnej kierownicy względem osi wirnika,  $v_2$  – prędkość obwodowa wirnika,  $v_3$  – prędkość obwodowa płynu względem wirnika

Moment  $M$  obciążający wirnik turbiny wyznaczono z bilansu wejściowych i wyjściowych mocy strumieni płynu i mocy turbiny, co opisano wzorem (4) [7]:

$$\rho \cdot A_1 \cdot v_1^3 = M \cdot \frac{v_2}{R} + \rho \cdot A_1 \cdot \left( \sqrt{v_3^2 + [v_1 \cdot \cos(\alpha)]^2} \right)^3 \quad (4)$$

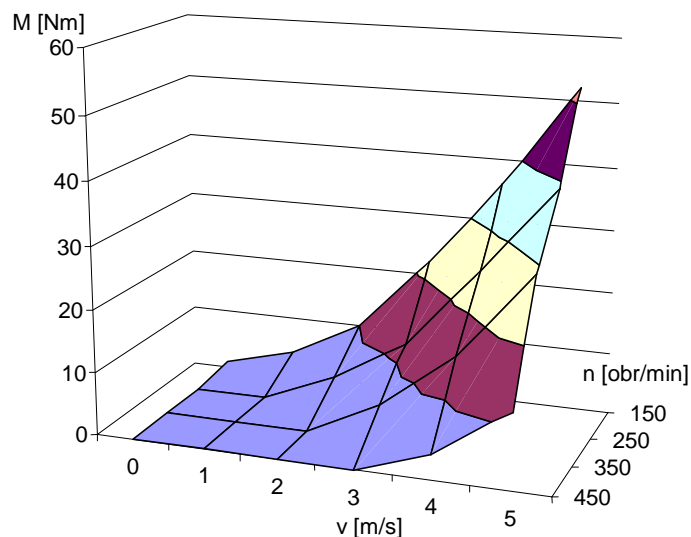
Z drugiej strony moment  $M$  obliczano z wzoru (5) [7]:

$$M = \frac{\rho \cdot A_1 \cdot L \cdot \left\{ [v_1 \cdot \cos(\alpha)]^2 + (v_3)^2 \right\}}{r} \cdot R \quad (5)$$

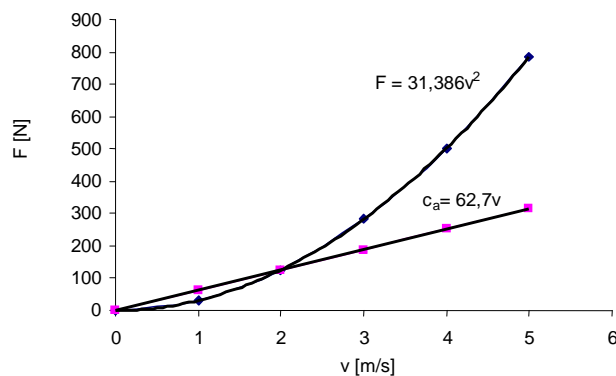
gdzie:  $r = 0,0105$  m – przybliżony promień łopatki,  $R = 0,029$  m – średni promień siły obciążającej łopatkę wirnika,  $L = 0,012$  m – szerokość łopatki.

Obliczona wartość prędkości  $v_2$  wynosiła 5,53 m/s, co odpowiadało prędkości obrotowej turbiny 1820 obr/min. Obliczona wartość prędkości  $v_3$  wynosiła 1,93 m/s, co odpowiadało momentowi wirnika  $M$  równemu 0,62 Nm. Obliczona w tych warunkach moc turbiny wynosiła 0,118 kW.

Moment wirnika turbiny w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora i obrotów turbiny pokazano na rysunku 7. Moment ten rośnie niemal eksponencjalnie ze wzrostem względnej prędkości końców amortyzatora i obrotów turbiny. Siłę obciążającą amortyzator oraz współczynnik tłumienia amortyzatora w funkcji względnej prędkości jego końców pokazano na rysunku 8. Ze wzrostem względnej prędkości końców amortyzatora wspomniana siła rośnie niemal eksponencjalnie, a współczynnik tłumienia liniowo.



**Rys. 7.** Moment wirnika turbiny w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora i obrotów turbiny.

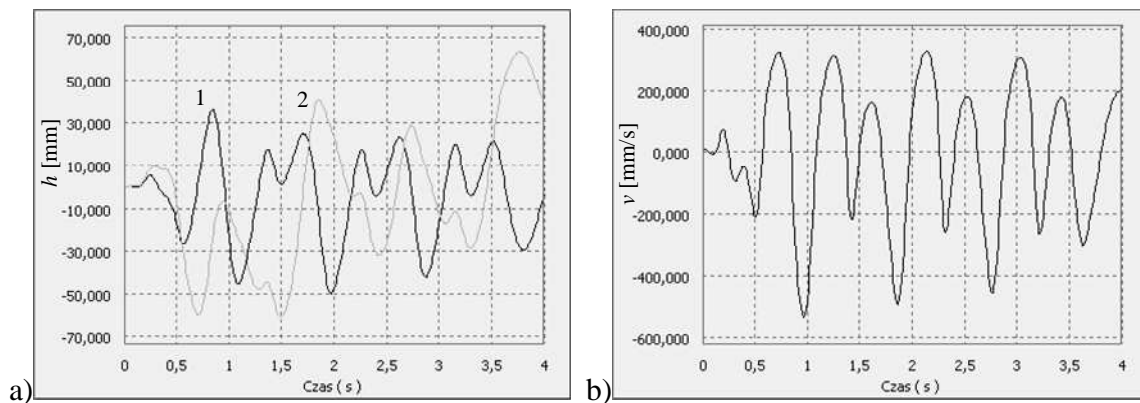


**Rys. 8.** Siła obciążająca amortyzator oraz współczynnik tłumienia amortyzatora w funkcji względnej prędkości jego końców

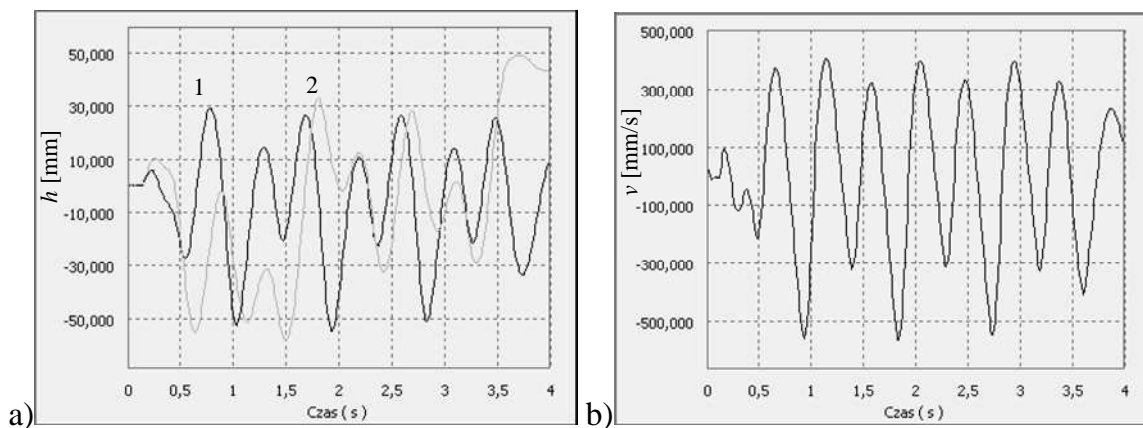
#### 4. WYNIKI SYMULACJI DYNAMICZNYCH UKŁADU AMORTYZATORA

Uzyskane wartości przemieszczenia koła w funkcji czasu i względnego przemieszczenia końców amortyzatora w funkcji czasu pokazano na rysunku 9a – dla ciśnienia w ogumieniu 2 bar i 10a – dla ciśnienia w ogumieniu 1,4 bar. Obserwowane przesunięcie między tymi przemieszczeniami wynikało z obecności tłumienia. Wartości odpowiadającej prędkości względnej końców amortyzatora pokazano na rysunku 9b – dla ciśnienia w ogumieniu 2 bar i 10a – dla ciśnienia w ogumieniu 1,4 bar. Wynosiły one około 0,4 m/s.

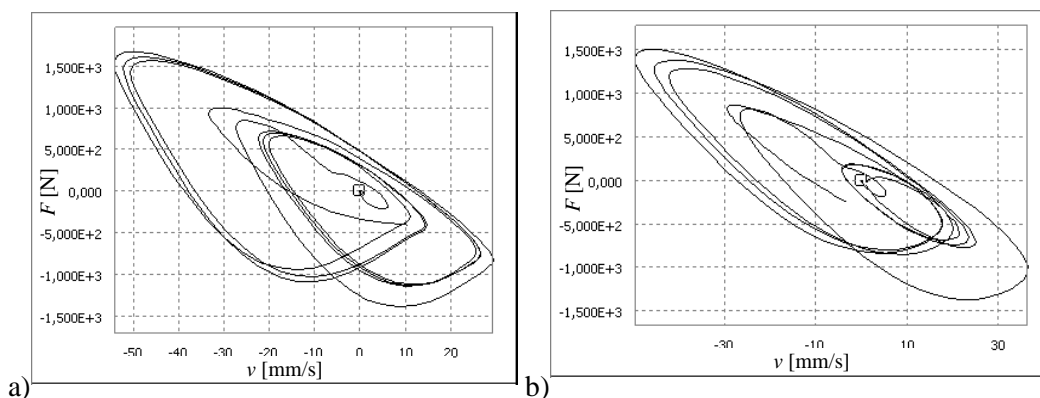
Uzyskane wartości obciążenia układu resor – amortyzator w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora pokazano na rysunku 11a – dla ciśnienia w ogumieniu 2 bar i 11b – dla ciśnienia w ogumieniu 1,4 bar.



Rys. 9. a) Przemieszczenie w funkcji czasu 1 - koła, 2 – względne końców amortyzatora, b) Względna prędkość końców amortyzatora; ciśnienie w ogumieniu 2 bar



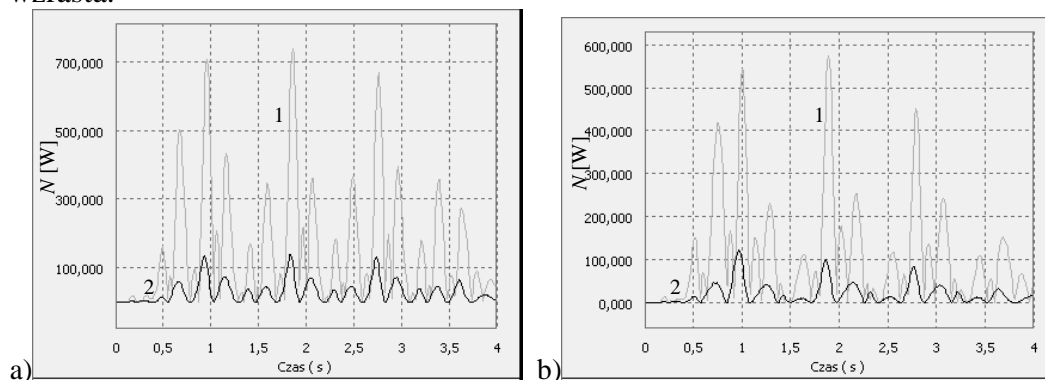
Rys. 10. a) Przemieszczenie w funkcji czasu. 1 - koła, 2 – względne końców amortyzatora, b) względna prędkość końców amortyzatora; ciśnienie w ogumieniu 1,4 bar



**Rys. 11.** Siła obciążająca układ resor – amortyzator w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora, dla ciśnienia w ogumieniu a) 2bar, b) 1,4 bar.

Nieregularny kształt tych krzywych jest prawdopodobnie uzyskany z powodu istnienia nieliniowego tłumienia amortyzatora. Jak można było przewidzieć, obciążenie układu resor – amortyzator było 3-5 razy większe niż to w odniesieniu do samego amortyzatora. To było podobnie jak w przypadku klasycznego amortyzatora hydraulicznego.

Obliczone wartości mocy dyssypowanej w czasie działania amortyzatora w funkcji czasu pokazano na rysunku 12. Średnia wartość tej mocy dyssypowanej w czasie 4 s, wynosiła 171W. Średnia wartość mocy elektrycznej uzyskanej z wirnika turbiny, w tym samym okresie, wynosiła 108 W. Średnie wartości mocy dyssypowanej i odzyskiwanej, dla różnych wartości ciśnienia w ogumieniu przedstawia tabela 1. Ze wzrostem tego ciśnienia wartość obu mocy wzrasta.



**Rys. 12.** Moc podczas działania amortyzatora w funkcji czasu. 1 – dyssypowana, 2 – elektryczna uzyskiwana z wirnika turbiny badanego amortyzatora; droga brukowana, prędkość pojazdu 100 km/h, dla ciśnienia w ogumieniu a) 2bar, b) 1,4 bar.

**Tab. 1.** Moc dyssypowana i odzyskiwana

Ciśnienie w ogumieniu [bar]	Moc dyssypowana [W]	Moc odzyskiwana [W]
2	155	28
1,4	107	19

## PODSUMOWANIE

Obecność tłumienia powodowała obserwowane przesunięcie między przemieszczeniami koła i względnymi przemieszczeniami końców amortyzatora wynikało z obecności tłumienia. Wartości prędkości względnej końców amortyzatora wynosiły około 0,4 m/s.

Uzyskane wartości obciążenia układu resor – amortyzator w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora miały nieregularny kształt, uzyskiwany z powodu istnienia nieliniowego tłumienia amortyzatora. Podobnie jak w klasycznym amortyzatorze



hydraulicznym, obciążenie układu resor – amortyzator było 3-5 razy większe niż to w odniesieniu do samego amortyzatora.

Ze wzrostem ciśnienia w ogumieniu wartość mocy dyssypowanej i odzyskiwanej wzrastała. Obniżenie ciśnienia w ogumieniu, stosowane czasami w samochodach terenowych dla zwiększenia przyczepności podczas poruszania się po grząskim terenie, zmniejsza ilość odzyskiwanej energii z amortyzatora. W analizowanych warunkach można odzyskać około 20% mocy dyssypowanej w amortyzatorze.

## **THE ANALYSIS OF DYNAMIC FOR A CAR SHOCK ABSORBER WITH ENERGY RECUPERATION INCLUDING TIRES PARAMETERS**

### **Abstract**

*The car shock absorber with recuperation for energy of chassis vibrations has been presented in the article. Such energy can be changed into the useful electric power. The shock absorber is composed of the cylinder, the turbine assembly and the electric power generator. Its dimensions are close to those of hydraulic shock absorber, so the new shock absorber with energy recuperation can be used in the typical chassis of automobile. The changes for values of dynamic parameters during operation of the new shock absorber and its components have been estimated using literature data. Basing on the data the analysis of dynamics for the shock absorber operating in road conditions has been made. The aim of the study has been to estimate the mechanical efficiency of car shock absorber with energy recuperation in conditions of different tires performance. The obtained values for coefficient of damping formed meanly during current generation in the generator of the shock absorber, have allowed using such absorber in automobile. The amount of electric power possible to recovery in the new shock absorber has been estimated for typical road conditions. Such electric power can be used as a comparative parameter in the cost-effectiveness analysis for using of new shock absorber in automobile. The model of the turbine assembly has been elaborated. The analysis of fluid flows in the model has been performed and results of it have been shown in the article.*

### **BIBLIOGRAFIA**

1. Avadhany S. N.: *Analysis of hydraulic Power Transduction in Regenerative Rotary Shock Absorber as Function of Working Fluid Kinematic Viscosity*. S.B. Materials of Science & Engineering Massachusetts Institute of Technology, 2009.
2. 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.
3. Kamiński E., Pokorski J.: *Dynamika zawieszzeń i układów napędowych pojazdów samochodowych*, WKŁ, Warszawa, 1983.
4. Kuchar M., Siczek K.: *Ocena możliwości odzyskiwania energii z układu zawieszenia przy wykorzystaniu amortyzatora pneumatycznego*, Archiwum Motoryzacji 2/2011, s. 21-37.
5. Rao M. D., Gruenberg S.: *Measurement of Equivalent Stiffness and Damping of Shock Absorbers*, Michigan Tech-nological University, Houghton, MI 49931, USA.
6. Sayers M. W., Karamihas S. M.: *The basic information and measurement road profiles*, University of Michigan, 1998.
7. Siczek K., Kuchar M.: *Koncepcja nowego amortyzatora samochodowego z odzyskiem energii*. Archiwum Motoryzacji Vol. 56, No. 2, 2012, s. 135-147.

8. Wong, J. Y., *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley and Sons, 1993.
9. INVENTOR Profesional v.12 help on-line documentation.

***Autorzy:***

**dr inż. Maciej KUCHAR**– Politechnika Łódzka

**dr inż. Krzysztof SICZEK**– Politechnika Łódzka