

OCENA MOŻLIWOŚCI ODZYSKIWANIA ENERGII Z UKŁADU ZAWIESZENIA PRZY WYKORZYSTANIU AMORTYZATORA PNEUMATYCZNEGO

MACIEJ KUCHAR, KRZYSZTOF SICZEK
Politechnika Łódzka

Streszczenie

W artykule dokonano oceny możliwości odzyskiwania części energii drgań pojazdu. Jedną z potencjalnych możliwości, jest wykorzystanie ciśnienia płynu w amortyzatorze do napędu turbogeneratora zasilającego akumulator. Interesujące wydaje się zastosowanie amortyzatorów pneumatycznych, z uwagi na możliwość bezpośredniego wyprowadzenia rozprężanego powietrza do atmosfery – co może ułatwiać konstrukcję układu odzyskującego energię. Celem przedstawianych w artykule badań jest ocena możliwości odzyskania energii z amortyzatora pneumatycznego, bez pogarszania poziomu tłumienia drgań, jaki zapewniają amortyzatory hydrauliczne. W artykule zamieszczono schemat proponowanego amortyzatora pneumatycznego, jego model matematyczny, wyniki obliczeń narastania ciśnienia w amortyzatorze w funkcji przemieszczenia jego tłoka, dla różnych prędkości tłoka. Porównano charakterystyki amortyzatorów: hydraulicznego i pneumatycznego z odzyskiwaniem energii. Zaprezentowano też model koła i związanej z nim masy samochodu. Przy użyciu tego modelu wykonano symulacje ruchu koła i masy samochodu dla zadanej prędkości ruchu pojazdu. Opracowano także model nierówności drogi. Przy pomocy wspomnianych modeli obliczono energię odzyskiwaną na drodze 1 km podczas ruchu pojazdu osobowego.

Słowa kluczowe: amortyzator pneumatyczny, amortyzator pneumatyczny, odzysk energii, turbogenerator

Spis oznaczeń

a – maksymalne przesunięcie zaworu, A_k, φ_k – amplituda i kąt fazowy k -tej harmonicznej, c – współczynnik tłumienia amortyzatora, $c_{ogumienia}$ – współczynnik tłumienia opony, k – sztywność amortyzatora, $k_{ogumienia}$ – sztywność opony, m – masa koła, $\Delta\omega$ – krok dyskretyzacji gęstości widmowej, t_i – czas kolejnego kroku obliczeniowego, $G(\omega_k)$ – gęstość widmowa dla k -tej częstotliwości ω_k , M – masa pojazdu związana z kołem, R – stała gazowa, T – temperatura bezwzględna powietrza, V – objętość komory powietrznej amortyzatora, V_0 – początkowa objętość komory powietrznej amortyzatora, $g(p, p_j)$ – zmodyfikowana funkcja natężenia przepływu, h – przemieszczenie tłoka amortyzatora, p – ciśnienie powietrza w amortyzatorze, p_0 – ciśnienie otoczenia, x – przesunięcie zaworu, y_1 – przemieszczenie masy pojazdu, y_2 – przemieszczenie masy koła, A_{emax} – maksymalne pole przepływu, κ – wykładnik adiabaty, Z1, Z2, Z3, Z4 – zawory zwrotne, TG – turbogenerator.

1. Wstęp

Samochód poruszający się po nierównej powierzchni drogi w sposób losowy jest poddawany wymuszeniom pionowym oddziałującym na jego koła. Każde z tych wymuszeń jest praktycznie niezależne od siebie. Intensywność tych wymuszeń jest wprost proporcjonalna do prędkości liniowej samochodu. Wymuszenia te oddziałując na koła samochodu powodują drgania podczas jazdy, które są odczuwane przez kierowcę lub pasażerów jako pewien dyskomfort. Dlatego konstruktorzy pojazdów starają się te drgania izolować od nadwozia poprzez resory i tłumić je przy pomocy amortyzatorów, przy czym na każde koło samochodu przypada jeden amortyzator. W większości przypadków stosowane są amortyzatory hydrauliczne, w których energia drgań pojazdu jest wytracana na drodze przepływu cieczy hydraulicznej przez układ zaworów dławiących. Energia tej cieczy zamieniana jest na ciepło i pracę na pokonanie oporów przepływu i dlatego tracona jest bezpowrotnie. Celem przedstawianych w artykule badań jest ocena możliwości odzyskania przynajmniej części energii bez znacznego pogarszania poziomu tłumienia drgań, jaki zapewniają w większości pojazdów amortyzatory hydrauliczne. Interesujące wydaje się zastosowanie amortyzatorów pneumatycznych, z uwagi na możliwość wyprowadzenia rozprężanego powietrza do atmosfery – co może ułatwiać konstrukcje układu odzyskującego energię.

2. Charakter i parametry pracy amortyzatora

Parametry ruchu amortyzowanych kół pojazdu mają zasadniczo stochastyczny charakter, zarówno co do amplitudy, jak i częstotliwości wymuszeń pochodzących od nierówności drogi. W określonych przedziałach czasu można je jednak modelować jako powtarzalne odpowiedzi na powtarzające się wymuszenia. Częstotliwość wymuszeń jest proporcjonalna do prędkości jazdy samochodu. Amplituda wymuszeń może być przyjmowana jako stała, równa średniej wielkości nierówności na drodze, po której porusza się analizowany pojazd.

Do oszacowania wymuszeń działających na koło pojazdu od nierówności drogi konieczna jest znajomość t.zw. mikroprofilu drogi. Można to uzyskać na drodze pomiarów eksperymentalnych, które są czasochłonne i kosztowne. Niektóre dane można znaleźć w dostępnej literaturze, np. [1].

Dla drogi brukowanej, dla prędkości jazdy samochodu 10 m/s podano charakterystykę gęstości widmowej nierówności drogi w funkcji częstotliwości. Według [1] stacjonarny scentrowany proces wymuszenia od nierówności drogi, o rozkładzie normalnym można przedstawić w postaci nieskończonej sumy harmonik (1):

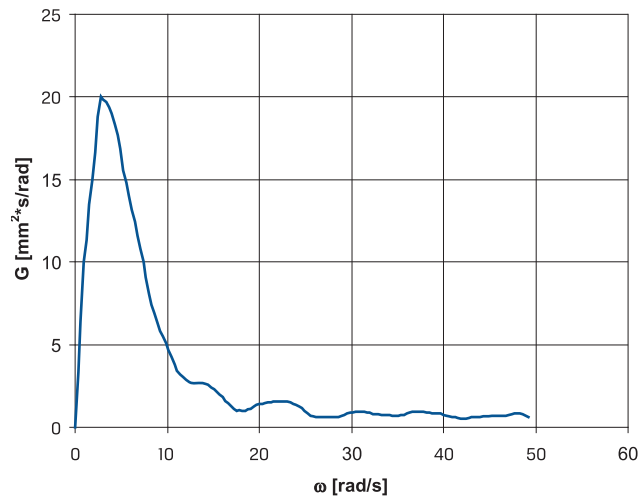
$$q(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k (\cos \omega_k t - \varphi_k), \quad (1)$$

gdzie: A_k , φ_k – amplituda i kąt fazowy k -tej harmonicznej.

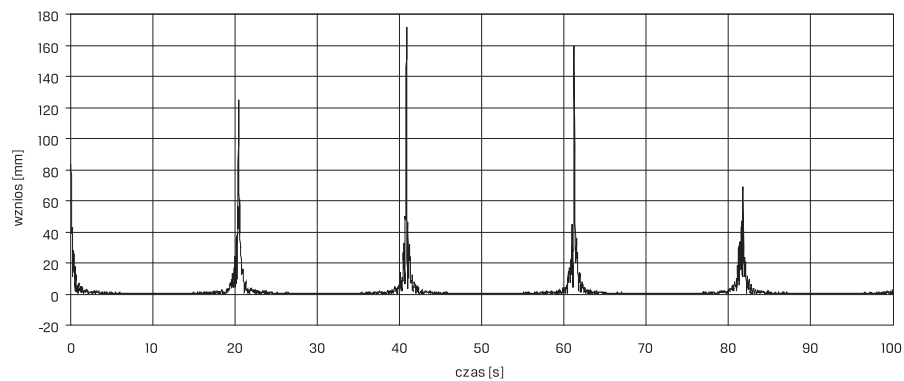
Estymowany przebieg wymuszenia od nierówności obliczono z zależności (2):

$$q_{\text{estymowany}}(t) = \sum_{k=1}^N [G(\omega_k) \Delta \omega]^{0.5} \cos(\Delta \omega k t_i - \varphi_k), \quad (2)$$

gdzie: $\Delta\omega = 0.3 \text{ rad/s}$ – krok dyskretyzacji gęstości widmowej, t_i – czas kolejnego kroku obliczeniowego, $G(\omega_k)$ – gęstość widmowa dla k-tej częstotliwości ω_k , φ_k – wartość zmiennej losowej o rozkładzie równomiernym, w przedziale $\langle 0, 2\pi \rangle$.



Rys. 1. Gęstość widmowa nierówności drogi w funkcji częstotliwości, droga brukowana, prędkość jazdy 10 m/s na podstawie [1].



Rys. 2. Wygenerowana losowa realizacja wymuszenia od nierówności drogi w funkcji czasu.

W wyniku obliczeń wygenerowano realizację losowego wymuszenia od nierówności drogi, przedstawioną na rysunku 2. Świadomie przyjęto próbkę odpowiadającą wymuszeniom drogi z bardzo dużymi nierównościami – w celu oszacowania maksymalnej ilości energii możliwej do odzyskania. Brano pod uwagę fakt, że na takiej drodze odzyskiwanie energii z amortyzatora powinno być najbardziej efektywne. W czasie rzeczywistej jazdy, na przykład, po drogach krajowych, wojewódzkich czy powiatowych nierówności są mniejsze, a te największe występują rzadziej – toteż i efektywność odzyskiwania energii musi być mniejsza.

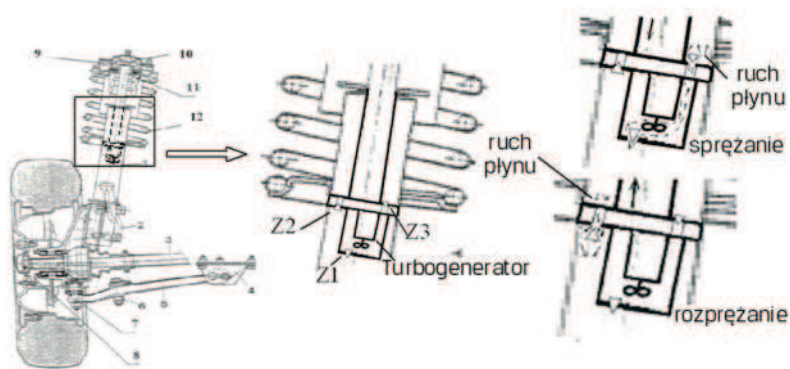
3. Zasada odzyskiwania energii drgań

Koncerny samochodowe oprócz badań poświęconych zredukowaniu zużycia paliwa w silnikach i odzyskowi energii z procesu hamowania w samochodach hybrydowych zwróciły uwagę także na amortyzatory. Każda najechanie samochodu na nierówność drogi wiąże się z nieodwracalną stratą cennej energii. Energię zużytkowaną na ruch amortyzatora można odzyskać, poprawiając przy tym sprawność poruszającego się pojazdu.

Jeden z pomysłów na odzyskiwanie energii polega na użyciu amortyzatorów hydraulicznych i podłączonych do odbiorników (na przykład baterii akumulatorów), turbogeneratorów zanurzonych w płynie. Za każdym razem, gdy amortyzator jest ściskany, powstałe ciśnienie powoduje skierowanie przepływu płynu hydraulicznego przez łopatki turbiny, generując energię elektryczną. Schemat zamontowania i działania takiego amortyzatora odzyskującego energię pokazano na rysunku 3. Pokazano na nim przepływ płynu podczas ruchu sprężania i rozprężania amortyzatora. Przepływ w czasie sprężania odbywa się przez zawór Z1 i Z3, o małym oporze przepływu oraz przez turbogenerator. W czasie rozprężania, z kolei, jest silnie tłumiony na zaworze Z2.

Pozyskiwana energia z jednej strony zasila układy elektroniczne amortyzatorów, dzięki czemu jazda staje się bardziej płynna, a z drugiej zasila sam pojazd i, jeśli mamy do czynienia z hybrydą lub pojazdem elektrycznym, jego zespół napędowy.

Dotychczasowe testy prototypu wykazały, że system jest bardzo wydajny. W przypadku samochodu ciężarowego o trzech osiach, każdy z 6 amortyzatorów może wygenerować średnio 1 kilowat mocy. Wystarczy to, by wyeliminować alternator, a tym samym zmniejszyć wagę samego pojazdu. Z jazdy po wyboistej drodze można uzyskać nawet 1kW energii [2, 3]. Usunięcie alternatora wydaje się operacją ryzykowną, choćby z powodu konieczności zapewnienia źródła prądu do zasilania np. oświetlenia stojącego pojazdu.



Rys. 3. Schemat zamontowania i działania amortyzatora hydraulicznego z turbogeneratorem; 1 – amortyzator, 2 – ramię zwrotnicy, 3 – półoś napędowa, 4 – wspornik dolnego wahacza, 5 – wahacz dolny, 6 – oś przegubu wahacza dolnego, 7 – przegub kulowy wahacza, 8 – zwrotnica, 9 – elastyczne zamocowanie kolumny do nadwozia, 10 – górna półka sprężyny, 11 – tłoczysko amortyzatora, 12 – sprężyna zawieszenia, Z1, Z2, Z3 – zawory.

4. Założenia do konstrukcji, działanie i schemat nowego amortyzatora pneumatycznego

Innym sposobem odzyskiwania energii jest wykorzystanie amortyzatora pneumatycznego. W tym przypadku tłoczenie powietrza odbywa się dzięki posuwisto-zwrotnemu ruchowi tłoka w cylindrze amortyzatora pneumatycznego i zaworom zwrotnym. Taki zespół amortyzatorów podczas jazdy samochodu jest źródłem sprężonego powietrza. Już sam fakt, że działają cztery amortyzatory niezależnie powoduje pewną stabilizację strumienia tłoczonego powietrza. Zbiornik w układzie pełni rolę zasadniczego elementu stabilizującego ciśnienie. Celem zamiany strumienia sprężonego powietrza na energię elektryczną w układzie umieszczono turbogenerator. Prąd z turbogeneratorsa może być wykorzystany do ładowania akumulatora pojazdu lub napędu urządzeń pomocniczych, takich jak na przykład wycieraczki.

Opracowywana konstrukcja nowego amortyzatora musi spełniać kilka założeń:

Konstrukcja takiego amortyzatora powinna być zwarta, mieścić się wewnątrz sprężyny używanej w kolumnie M'Persona (rysunek 3) – średnica amortyzatora nie powinna zbytnio odbiegać od średnicy klasycznego amortyzatora hydraulicznego. Umieszczenie zaworów zwrotnych powinno być przewidywane na korpusie amortyzatora. Jeśli ich wielkość na to nie pozwala – powinny być zastosowane jak najkrótsze przewody między zbiornikiem i amortyzatorem. Zbiornik powinien być połączony bezpośrednio z turbiną.

Schemat układu pneumatycznych amortyzatorów odzyskujących energię drgań podwozia pokazano na rysunku 4.

Równanie zmiany ciśnienia w poszczególnych komorach opisano równaniem (3):

$$\frac{dp}{dt} V(t) = p(t) A v(t) + \sum \alpha g(p, p_i). \quad (3)$$

Objętość jest obliczana z następującej zależności (4):

$$V(t) = V_0 - \int_0^t v(t) A dt \quad (4)$$

W powyższym równaniu przyjęto następujące oznaczenia (5):

$$\alpha = 0.654 A_e \sqrt{RT \kappa^3}, \quad (5)$$

gdzie: $R = 287,14$ (N·m/kgK) – stała gazowa, $T = 293^\circ\text{K}$ – temperatura bezwzględna powietrza, $\kappa = 1.4$ – wykładnik adiabaty;

Efektywne pole przepływu obliczono z zależności (6):

$$A_e = \frac{x}{a} A_{e\max}, \quad (6)$$

gdzie: x – przesunięcie zaworu, a – maksymalne przesunięcie zaworu, $A_{e\max}$ – maksymalne pole przepływu.

W przedstawionych zależnościach $g(p, p_i)$ oznacza zmodyfikowaną funkcję natężenia przepływu, która dla funkcji Mietluka-Awtuszko ma postać (7) [5, 6]:

$$g(p, p_i) = \begin{cases} p \frac{p - p_i}{1.13p - p_i}, & \text{dla } p_i < p \\ p_i \frac{p_i - p}{1.13p_i - p}, & \text{dla } p_i > p \end{cases} \quad (7)$$

Równanie zmiany ciśnienia w poszczególnych komorach amortyzatora opisano równaniami: (8) i (9)

$$\frac{dp}{dt} \left(V(t) + A \frac{dh}{dt} \right) = \alpha p \frac{p - p_0}{1.13p - p_0} \approx \alpha p, \quad (8)$$

$$\frac{dp}{dt} \left(V(t) + A \frac{dh}{dt} \right) = \alpha p \frac{p - p_{\text{zbiornik}}}{1.13p - p_{\text{zbiornik}}} + \alpha p \frac{p - p_0}{1.13p - p_0}. \quad (9)$$

Sprawność poszczególnych elementów układu jest trudna do oceny i może być na tym etapie oszacowana jedynie w sposób bardzo uproszczony.

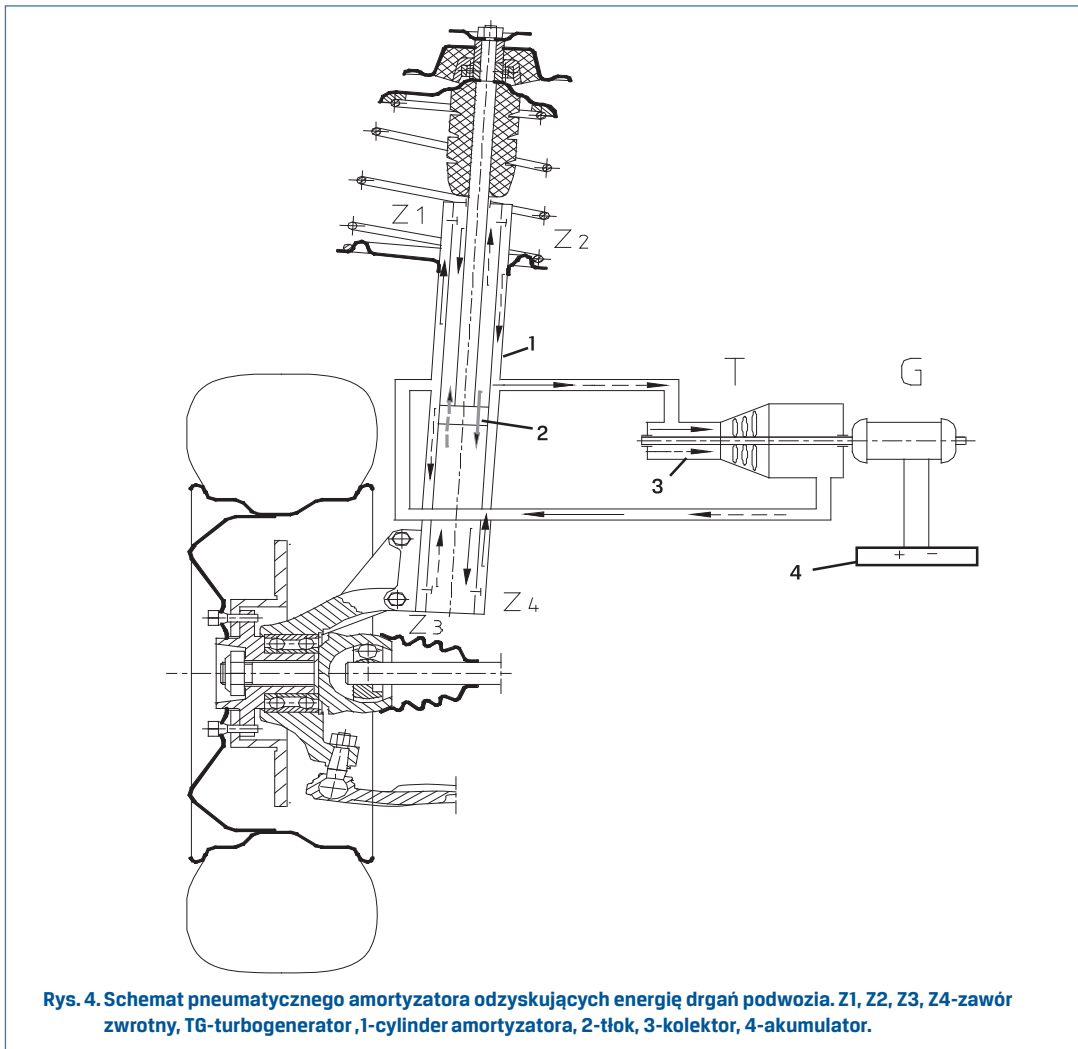
W czasie rzeczywistego sprężania i rozprężania powietrza w cylindrze 1 amortyzatora pneumatycznego zachodzi wymiana ciepła ze ściankami cylindra, jednak odbywa się ona relatywnie krótko. Dlatego można dla uproszczenia przyjąć, że proces ten przebiega w sposób adiabatyczny. W efekcie zamiana energii kinetycznej ruchu tłoka, połączonego z kołem pojazdu, na pracę sprężania czy rozprężania powietrza jest połączona jedynie ze stosunkowo małymi stratami. Straty te wynikają z oporów tarcia tłoka 2 o ścianki cylindra 1 i tłoczyska o powierzchnię otworu pokrywy amortyzatora.

Po osiągnięciu pewnego ciśnienia w komorze cylindra 1, w której zachodzi sprężanie powietrza, zostaje otwarty zawór zwrotny Z4 (Z2) łączący poprzez przewód komorę z kolektorem 3. Podczas przepływu przez zawór powstają straty dławienia, uzależnione od konstrukcji zaworu. Są one szacowane na kilka procent energii sprężania powietrza. Straty te są tym wyższe, im wyższe jest ciśnienie otwarcia zaworu, ale ich udział procentowy w energii sprężanego gazu maleje.

Kolektor kieruje sprężone powietrze do bezpośrednio połączonego kanału, w którym umieszczona jest turbina T i w nim następuje zamiana części energii sprężystej powietrza na energię kinetyczną turbiny. Straty związane z przepływem sprężonego gazu w kolektorze i na łopatkach turbiny stanowią kilka procent energii sprężonego powietrza w cylindrze amortyzatora.

Energia turbiny zostaje w generatorze G zamieniona na energię elektryczną, która poprzez przewody kierowana jest na przykład do akumulatora 4. Straty związane z wytwarzaniem i przepływem prądu są stosunkowo małe, zwykle poniżej 3%.

Otwarcie zaworu Z4 zachodzi po wykonaniu ponad połowy drogi tłoka 2 w cylindrze 1. Jeśli w tym czasie nie zostanie osiągnięte ciśnienie otwarcia zaworu, przepływ powietrza



Rys. 4. Schemat pneumatycznego amortyzatora odzyskujących energię drgań podwozia. Z1, Z2, Z3, Z4-zawór zwrotny, TG-turbogenerator, 1-cylinder amortyzatora, 2-tłok, 3-kolektor, 4-akumulator.

do kolektora nie występuje. Nie ma wtedy możliwości zamiany jego energii sprężystej na energię.

Podczas ruchu tłoka 2, gdy w jednej komorze cylindra zachodzi sprężanie, w drugiej zachodzi rozprężanie, aż do osiągnięcia ciśnienia na wyjściu z generatora G. Po jego osiągnięciu zostaje otwarty zawór zwrotny Z1 (Z3) do kanału łączącego komorę cylindra z wylotem powietrza za turbogeneratorem i zaczyna być zasysane to powietrze do komory cylindra. Występujące straty przepływu powietrza przez ten zawór są stosunkowo niewielkie. Podczas rozprężania nie ma możliwości zamiany energii sprężystej powietrza, zgromadzonego w komorze cylindra, na energię elektryczną.

Wynika stąd, że odzyskiwanie energii odbywa się tylko podczas sprężania powietrza w poszczególnych komorach cylindra, a i to dopiero po osiągnięciu wartości ciśnienia otwarcia

zaworu zwrotnego. Nawet i wtedy występują straty. Szacowana sprawność odzyskania energii kinetycznej koła w postaci energii elektrycznej, gromadzonej na przykład w akumulatorze wynosi poniżej 50%. Jednak i tak stanowi to pewien zysk w porównaniu z energią traconą bezpowrotnie w przypadku klasycznych amortyzatorów hydraulicznych.

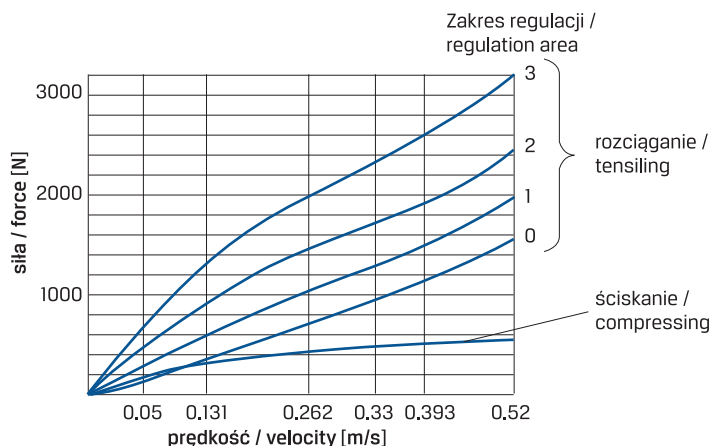
5. Porównanie charakterystyk klasycznego amortyzatora hydraulicznego i pneumatycznego z odzyskiwaniem energii

Zdolność tłumienia drgań przez amortyzator hydrauliczny jest miarą rozpraszania energii. Charakteryzuje go współczynnik tłumienia (dekrement).

Przykładową charakterystykę dynamiczną klasycznego amortyzatora hydraulicznego [6] pokazano na rysunku 5.

Siła tłumienia zmienia się w całym zakresie prędkości tłoka. Pozwala to zachować odpowiednie proporcje tłumienia przy małych i dużych prędkościach tłoka. Widać też znaczną różnicę sił tłumienia pomiędzy nastawieniami „zero” i „3 - max”.

Prędkości tłoka poniżej 0.13 m/s są typowe dla wymuszeń spowodowanych hamowaniem, przyspieszaniem lub innymi manewrami samochodu. Prędkości z zakresu powyżej 0.13 m/s są raczej charakterystyczne dla wymuszeń od nierówności nawierzchni.

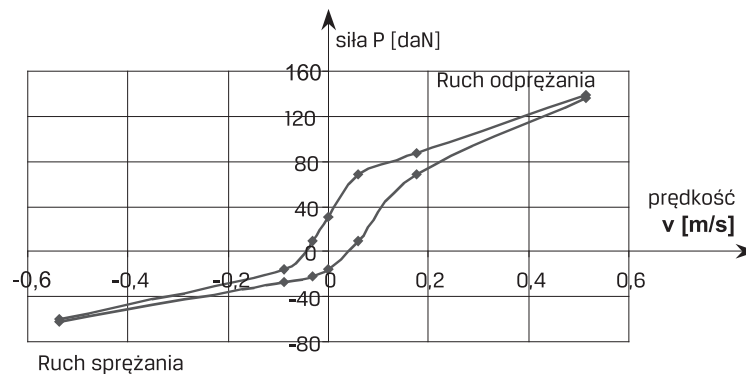


Rys. 5. Zależność siły tłumienia od prędkości ruchu tłoka dla amortyzatora hydraulicznego [6].

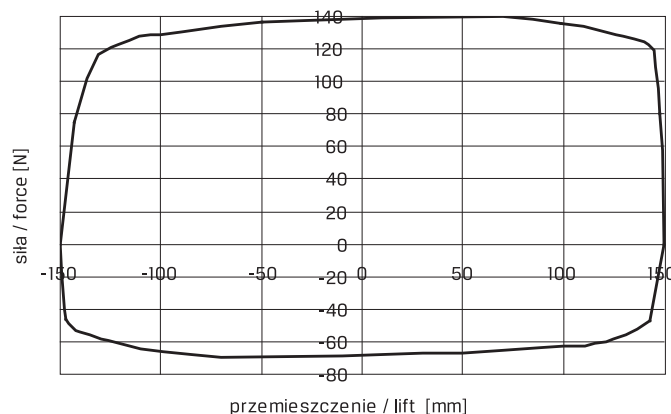
W amortyzatorach hydraulicznych, w wyniku tworzenia się emulsji cieczy roboczej, powstaje histereza charakterystyki. Zjawisko to stwarza jakby pewną bezwładność w działaniu amortyzatora. W punkcie charakteryzującym krańcowe położenie tłoka amortyzatora przy ruchu odprężenia ($v = 0$), amortyzator jednak stwarza jeszcze opór ruchu odprężenia, który stopniowo zmniejsza się już przy ruchu odprężenia, by dojść do zera przy prędkości tłoka ruchu sprężenia ok. 0,05 m/s. Analogiczny jest przebieg w końcowej fazie ruchu sprężenia. W punkcie charakteryzującym krańcowe położenie tłoka ($v = 0$), siła oporu amortyzatora

wynosi około 160 N. Dopiero w punkcie, w którym tłok osiągnął już prędkość w ruchu odprężenia około 0,05 m/s, opór amortyzatora jest równy zero. Bardziej płaskie części charakterystyki przy ruchu odprężenia oraz przy ruchu sprężenia odpowiadają pracy amortyzatora przy otwartych zaworach ciśnieniowych. Widoczne są wyraźnie załamania charakterystyki w kierunku osi prędkości tłoka.

Charakterystyki nowoczesnych amortyzatorów są na ogół wykresami w postaci wąskiej pętli histerezy (rys. 6). Przedstawiona na rysunku charakterystyka uzyskana była przy małych częstotliwościach drgań. W rzeczywistych warunkach częstotliwości drgań własnych osi samochodu są znacznie większe od częstotliwości drgań nadwozia i występują przy niewielkich amplitudach. W takich warunkach, przy częstej zmianie kierunku ruchu, przez zawory amortyzatorów przepływają małe ilości cieczy. Może to spowodować nieprawidłową pracę amortyzatora. Dlatego nie można przyjmować współczynników oporu k określonych dla dużych częstotliwości i małych amplitud do warunków, w których występują małe częstotliwości i duże amplitudy. Pole pracy amortyzatora z wąską pętlą histerezy przedstawia rysunek 7.



Rys. 6. Zależność siły tłumienia od prędkości ruchu tłoka, uzyskana dla amortyzatora hydraulicznego przy małych częstotliwościach drgań [7].

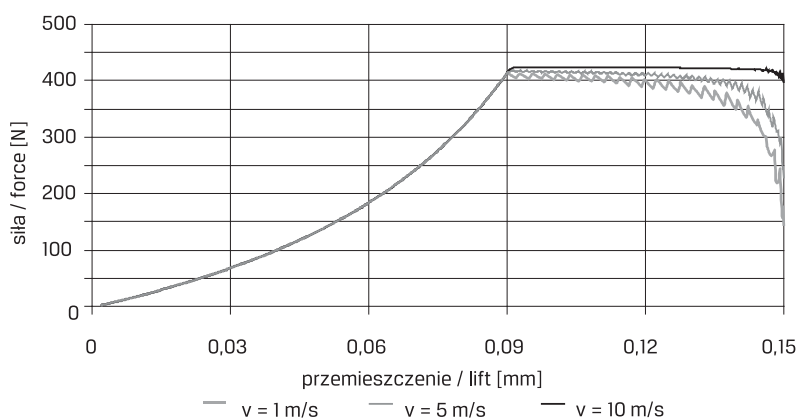


Rys. 7. Pole pracy amortyzatora hydraulicznego.

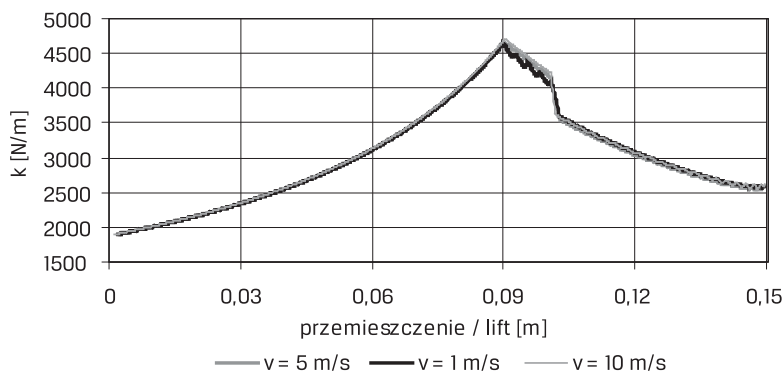
Dla wyznaczenia charakterystyk amortyzatora pneumatycznego przeprowadzono szereg obliczeń numerycznych zmian ciśnienia w cylindrze w funkcji przemieszczenia i prędkości, w oparciu o równania (3) - (9).

Wyniki tych obliczeń, dla trzech prędkości samochodu zamieszczono na rysunkach (8) - (11).

Na rysunku 8 zamieszczono wykresy siły w amortyzatorze w funkcji przemieszczenia tłoka, dla trzech różnych prędkości v koła względem podwozia. Do wartości przemieszczenia rzędu 0.09 m uzyskano prawie eksponencjalny wzrost siły w amortyzatorze, związany ze sprężaniem powietrza w cylindrze. Następnie, po otwarciu zaworu zwrotnego i skierowaniu sprężonego powietrza do kolektora, występuje stabilizacja siły i końcowej fazie skoku tłoka opadanie jej wartości. Szybkość tego opadania rośnie wraz z prędkością v koła względem podwozia. Na rysunku 9 przedstawiono zmiany sztywności amortyzatora pneumatycznego w funkcji przemieszczenia tłoka. Sztywność amortyzatora do wartości przemieszczenia 0.09 m zwiększa się niemal eksponencjalnie, a następnie maleje w sposób nieliniowy. Prędkość v koła względem podwozia praktycznie nie wpływa na przebieg tej zależności.



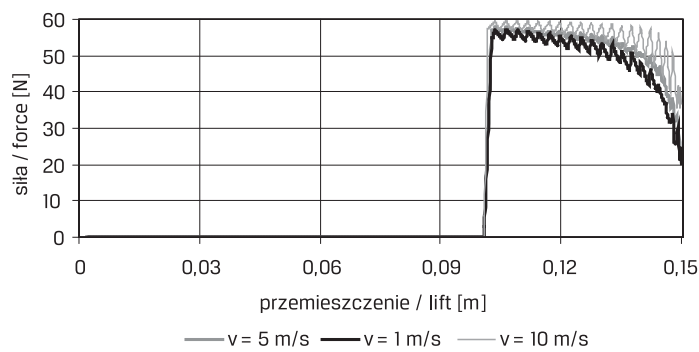
Rys. 8 Wykres siły w amortyzatorze pneumatycznym w funkcji przemieszczenia tłoka, dla różnych prędkości v koła względem podwozia.



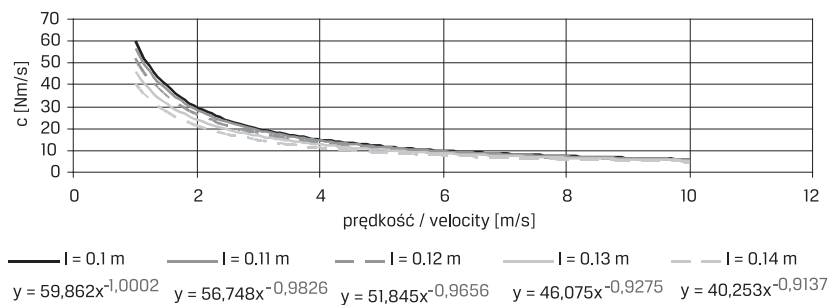
Rys. 9. Sztywność amortyzatora pneumatycznego w funkcji przemieszczenia tłoka, dla różnych prędkości v koła względem podwozia.

Na rysunku 10 przedstawiono siłę tłumienia amortyzatora pneumatycznego w funkcji przemieszczenia tłoka, a na rysunku 11 współczynnik tłumienia amortyzatora w funkcji prędkości koła względem podwozia, dla różnych przemieszczeń tłoka amortyzatora. W czasie przemieszczenia się tłoka do 0.09 m tłumienie w amortyzatorze pneumatycznym jest małe i wynika praktycznie z oporów tarcia między tłokiem i ściankami cylindra. Wyraźne tłumienie w amortyzatorze odbywa się praktycznie podczas przemieszczenia tłoka, od 0.09 – 0.15 m (rys. 10). Ze wzrostem tego przemieszczenia siła tłumienia maleje. Wzrost prędkości v koła względem podwozia powoduje zmniejszenie prędkości spadku wspomnianej siły tłumienia.

Współczynnik tłumienia amortyzatora maleje ze wzrostem prędkości v koła względem podwozia (rys. 11). Ze wzrostem przemieszczenia tłoka wartości tego współczynnika powoli maleją, niemal liniowo.



Rys. 10. Siła tłumienia amortyzatora pneumatycznego w funkcji przemieszczenia tłoka, dla różnych prędkości v koła względem podwozia.

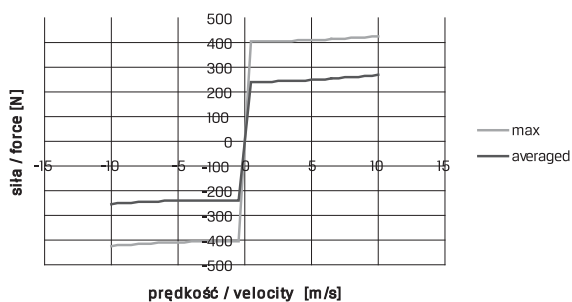


Rys. 11. Współczynnik tłumienia amortyzatora pneumatycznego w funkcji prędkości v koła względem podwozia, dla różnych przemieszczeń tłoka.

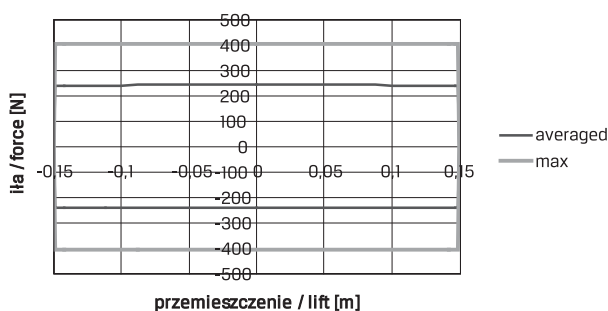
Na podstawie powyższych przebiegów sił w amortyzatorze wyznaczono oszacowaną charakterystykę amortyzatora oraz wykres pola jego pracy. Charakterystykę amortyzatora i wykres jego pracy przedstawiają rysunki (12) i (13).

Przewidywana charakterystyka amortyzatora pneumatycznego znacznie odbiega od charakterystyki amortyzatora hydraulicznego. Pole pracy amortyzatora mieści się w rzeczywistości pomiędzy liniami odpowiadającymi maksymalnej (oznaczenie max na rysunku 13) i średniej (oznaczenie averaged na rysunku 13) sile w amortyzatorze.

Charakterystyka amortyzatora powietrznego jest bardziej stroma niż amortyzatora hydraulicznego (rysunek 14). Podczas obliczeń uzyskiwano niemal symetryczną charakterystykę, dla sprężania i rozprężania. Potencjalnie istnieją możliwości sterowania charakterystyką amortyzatora poprzez dodatkowe obciążenie elektryczne, np. opornikiem generatora lub poprzez zmianę ciśnienia w zbiorniku. Wpływ takiego sterowania na charakterystykę amortyzatora jest silnie uzależniony od konstrukcji takiego amortyzatora i można go ocenić dopiero na podstawie dodatkowych badań, zwłaszcza eksperymentalnych.



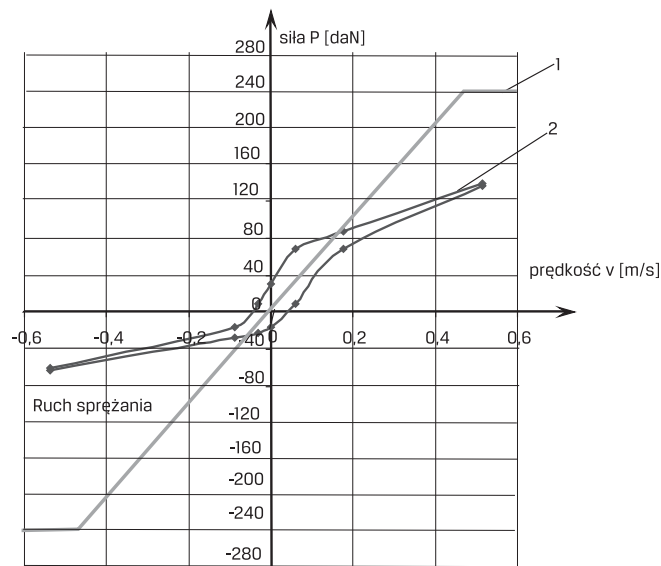
Rys. 12. Oszacowana charakterystyka amortyzatora pneumatycznego.



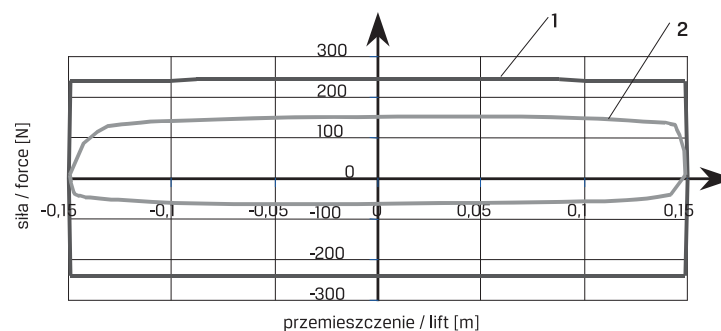
Rys. 13. Oszacowane pole pracy amortyzatora pneumatycznego.

Oszacowane pole pracy amortyzatora pneumatycznego jest ponad dwa razy większe niż amortyzatora hydraulicznego.

Oszacowanie uzyskanej energii z amortyzatora wymaga znajomości parametrów ruchu układu koła i związanego z nim masy pojazdu. Dlatego przeprowadzono symulację ruchu takiego układu, przy użyciu opracowanego w tym celu modelu (rysunek 16). Dla uproszczenia analizy przyjęto, że na każde koło pojazdu działa taka sama siła spowodowana inercją pojazdu w kierunku pionowym.



Rys. 14. Porównanie charakterystyk amortyzatora pneumatycznego 1 (wartość średnia) i hydraulicznego 2.



Rys. 15. Porównanie pola pracy amortyzatora pneumatycznego 1 (wartość śr.) i hydraulicznego 2.

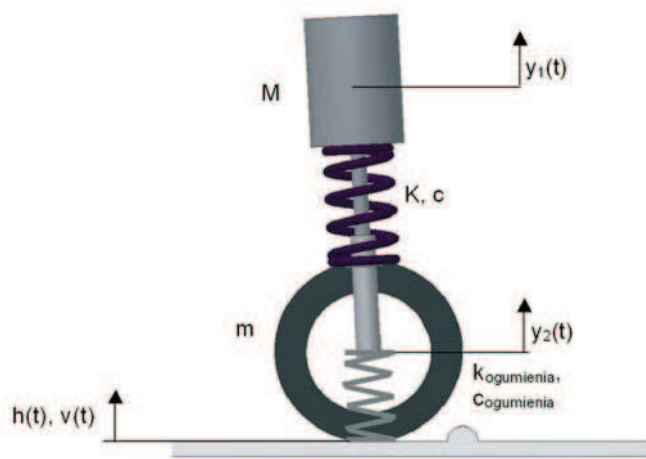
Równanie ruchu części masy pojazdu $M=250$ kg i masy koła $m=15$ kg sprowadza się do postaci (10) i (11):

$$M\ddot{y}_1 + c(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k(y_2 - y_1) = 0 \quad (10)$$

$$m\ddot{y}_2 + c(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_{ogumienia}\dot{y}_2 + k(y_1 - y_2) + k_{ogumienia}y_2 = k_{ogumienia}h(t) + c_{ogumienia}v(t) \quad (11)$$

Warunki początkowe są następujące:

$$y_2 = y_{20}, y_1 = y_{10}, \dot{y}_2 = 0, \dot{y}_1 = 0, p = p_0,$$



Rys. 16. Model układu koła i związanego z nim masy samochodu.

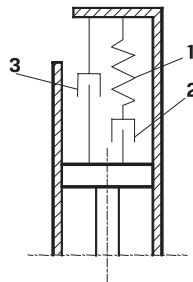
Model dynamiczny amortyzatora pneumatycznego z odzyskiwaniem energii zamieszczono na rysunku 17. Przyjęto, że amortyzator działa symetrycznie w obie strony, kierując się możliwością odzyskania jak największej części potencjalnie dyssypowanej energii w amortyzatorze. Jak już wcześniej wspomniano amortyzator pneumatyczny wykorzystuje siłę sprężystości gazu 1, tłumienie z tytułu działania układu odzyskiwania energii 2 oraz opory tarciaowe ruchu tłoka amortyzatora 3.

Obliczone, z wykorzystaniem modelu amortyzatora pneumatycznego oraz modelu układu koła i związanego z nim masy samochodu, parametry ruchu koła zamieszczono na rysunkach (18) – (19). Dla porównania zamieszczono na rysunkach również poszczególne parametry ruchu koła amortyzowanego klasycznie-hydraulicznie.

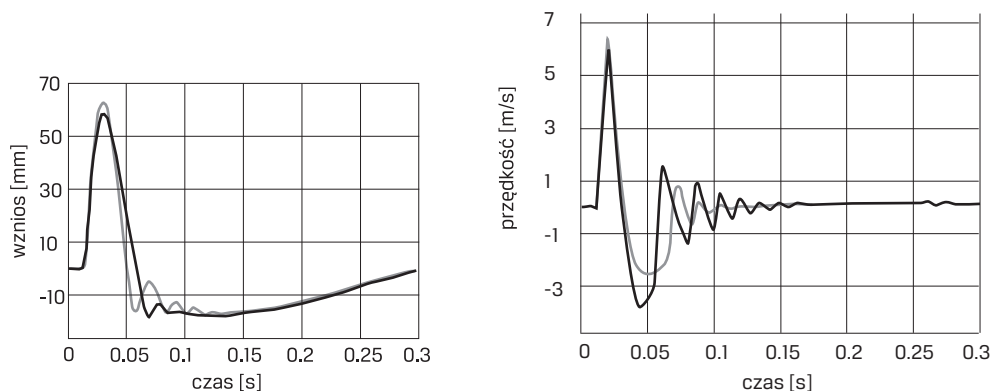
Przemieszczenie masy samochodu wywołanego najechaniem koła na opisaną wyżej nierówności drogi przedstawiono na rysunku 18. Dla porównania zamieszczono przemieszczenia dla obu przypadków amortyzatorów: hydraulicznego i pneumatycznego z odzyskiwaniem energii. Widać niewielką różnicę w przemieszczeniach masy samochodu wywołaną

zastosowaniem amortyzatora pneumatycznego odzyskującego energię. Różnica ta nie wpływa w sposób istotny na komfort pasażerów pojazdu.

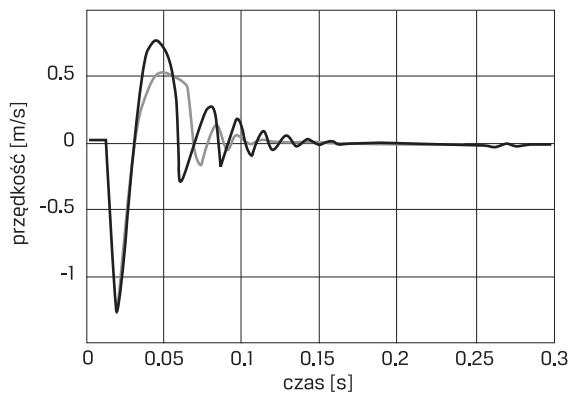
Ważną sprawą przy ocenie omawianego amortyzatora pneumatycznego jest ilość odzyskiwanej energii. W oparciu o uzyskane charakterystyki amortyzatora i przebiegi parametrów koła i zawieszenia oszacowano odzyskiwaną energię – która normalnie podlegałaby dyssypacji – w pojedynczym amortyzatorze, podczas najechania na pojedynczy wybój o wysokości 5 cm oraz w czasie przejazdu pojazdu po drodze brukowanej na długości 1000 m, przy prędkości jazdy $v = 10$ m/s. Wykresy odzyskiwanej energii w funkcji czasu zamieszczono na rysunkach (19) i (20). Jak się było można spodziewać największą ilość energii można odzyskać najjeżdżąc na duże nierówności drogi. Podczas jazdy odzyskiwanie energii odbywa się w sposób zbliżony do skokowego, z niejednakową amplitudą.



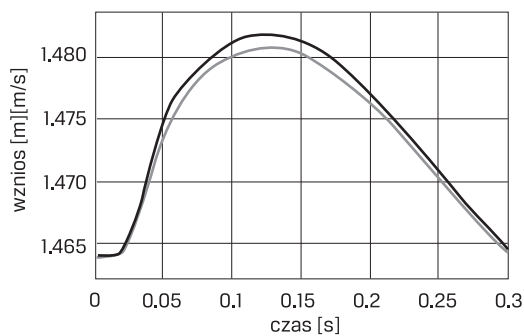
Rys. 17. Model dynamiczny amortyzatora odzyskującego energię. 1-sztywność związana z działaniem układu odzyskującego energię, 2 -tłumienie z tytułu działania układu odzyskiwania energii, 3 - opory tarciove ruchu tłoka amortyzatora – energia dyssypowana.



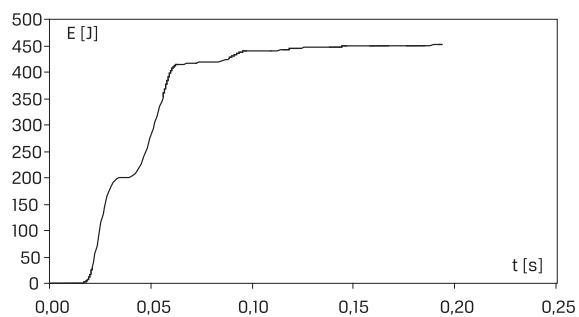
Rys. 18. Przemieszczenie a) i prędkość b) tłoka amortyzatora w funkcji czasu; szary – hydrauliczny, czarny – pneumatyczny z odzyskaniem energii.



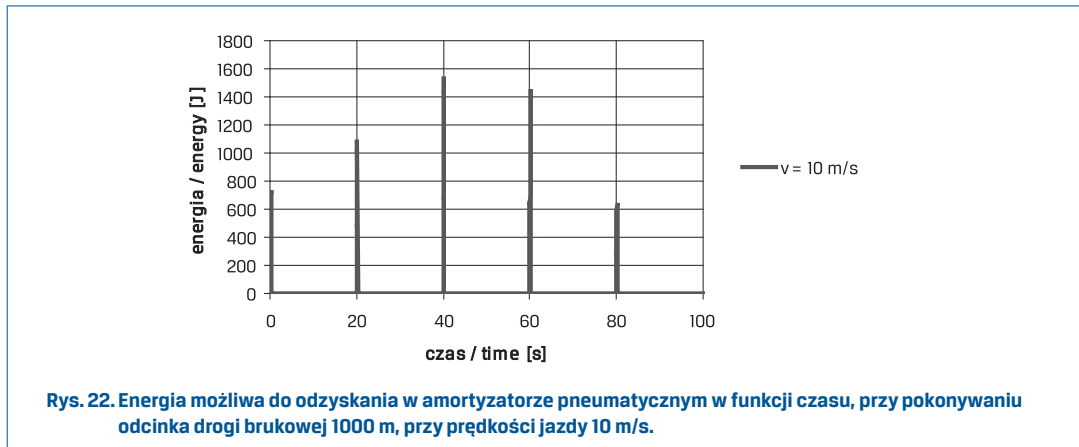
Rys. 19. Siły generowane w amortyzatorze w funkcji czasu; szary – hydrauliczny, czarny – pneumatyczny z odzyskaniem energii.



Rys. 20. Przemieszczenie masy pojazdu w funkcji czasu; szary – hydrauliczny, czarny – pneumatyczny z odzyskaniem energii.



Rys. 21. Energia możliwa do odzyskania w amortyzatorze pneumatycznym w funkcji czasu, przy najechaniu na wybój wysokości 5 cm, przy prędkości samochodu $v = 10$ m/s.



6. Wnioski

6.1. Istnieje możliwość zastosowania układu powietrznego odzyskującego energię w zamian klasycznych amortyzatorów hydraulicznych. Jednak niezbyt korzystna charakterystyka takiego amortyzatora predestynuje go raczej do pojazdów wolnobieżnych, poruszających się po stosunkowo równych drogach.

6.2. Podczas przejazdu odcinka 1 km drogi przez samochód osobowy z prędkością 10 m/s spodziewana odzyskana moc chwilowa z jednego amortyzatora szacuje się na poziomie 7.2 kW, jednak wartość średnia odzyskiwanej mocy jest na poziomie 60W. Duże różnice między wartościami chwilową i średnią mocy odzyskiwanej wskazują na konieczność używania zbiornika akumulującego nadwyżki ciśnienia powietrza z amortyzatorów, dla uzyskania bardziej jednorodnych wartości prądu zasilania.

6.3. Charakterystyki amortyzatora pneumatycznego z odzyskiwaniem energii są nieliniowe, ich współczynnik tłumienia maleje ze wzrostem prędkości tłoka, co nie jest zbyt korzystne. Amortyzator taki posiada stosunkowo dużą sztywność już przy małych prędkościach ruchu jego tłoka – to może obniżać komfort jazdy.

Literatura

- [1] KASPRZYK, T., PROCHOWSKI, L.: *Obciążenia dynamiczne zawieszzeń*, WKŁ, Warszawa 1990.
- [2] http://www.portfel.pl/pl/ekologia/art5601-Odzysk_energii_z_amortyzatorow.html.
- [3] <http://kopalniawiedzy.pl/amortyzator-generator-oszczednosc-energii-6778.html>.
- [4] KULESZA, Z.: *Modelowanie pneumatycznego głównego zaworu hamulcowego*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 2 / 2007, ss. 9-12.
- [5] METLIUK, N.F., AVTUŠENKO, V.P.: *Dynamika pnevmatičeskich i gidravličeskich privodov avtomobilej*, „Mašinostrojenie”, Moskva 1980.
- [6] <http://www.koni.com.pl/uzytkowe.php>.
- [7] http://www.zkue.ime.pw.edu.pl/public_html/jarek/Diagnostyka/AMORTYZ/Amortyz_instr.pdf.