

Marcin Fice, Rafał Setlak
Politechnika Śląska, Gliwice

ANALIZA ROZDZIAŁU SIŁ HAMOWANIA POJAZDU HYBRYDOWEGO Z NAPĘDEM NA KOŁA TYLNE W ASPEKCIE REKUPERACJI ENERGII

ANALYSIS OF THE BRAKE-FORCE DISTRIBUTION OF HYBRID ELECTRIC VEHICLE WITH REAR WHEEL DRIVE IN TERMS OF ENERGY RECUPERATION

Abstract: In this article the results of brake forces distribution modeling are presented and its impact on the efficiency of recuperative braking. Kinematic model of the vehicle and the simplifying assumptions adopted in the modeling equations of motion describing the braking process are presented. Results of modeling of the braking process with variable vehicle load are presented. Braking forces of front and rear wheels and braking efficiency ratio are determined. On the basis of the analysis method of braking torque distribution between front and rear axle was proposed. This method ensures to achieve the greatest efficiency of recuperation.

1. Wstęp

Dla pojazdów hybrydowych ilość energii elektrycznej odzyskanej podczas hamowania wpływa zasadniczo na całkowitą sprawność przetwarzania energii w napędzie. W badaniach ograniczono się do rozpatrzenia przypadku hamowania pojazdu jednoczłonowego, dwuosiowego z napędem na koła tylne (dane modelu przyjęto na podstawie autobusu Jelcz PR-110) [1].

Podczas hamowania wytwarzane zostaje ciśnienie w układzie hamulcowym mechanicznym/pneumatycznym osi przedniej nie napędzanej oraz pobierany z potencjometru hamowania sygnał steruje przekształtnikiem energoelektronicznym w obszarze pracy prądnicowej maszyny elektrycznej połączonej mechanicznie z tylną osią napędową. Algorytm obsługujący proces hamowania sterownika steruje rozdziałem siły hamowania na oś przednią i tylną. Skutkiem powstania sił hamowania jest zmiana obciążeń pionowych osi pojazdu zależnych od środka ciężkości pojazdu, stopnia załadowania, wysokości środka masy pojazdu oraz wskaźnika wyhamowania.

Wartości momentów hamujących rozwijanych przez silnik elektryczny są ograniczone warunkami współpracy koło-nawierzchnia. Konieczna stała się więc analiza międzyosiowego rozdziału sił hamowania pojazdu i została ona przeprowadzona przy założeniu ruchu na drodze prostoliniowej i dla kąta wzniesienia $\alpha_w=0\%$. Podczas analizy procesu hamowania przyjęto dwa warianty obciążenia:

- wariant 1 – pojazd załadowany w 10% (masa pojazdu $m_1 = 10830$ kg, oś przednia $m_{1p} = 3790$ kg, oś tylna $m_{1t} = 7040$ kg),
- wariant 2 - pojazd pełny (masa pojazdu $m_2 = 17000$ kg, oś przednia $m_{2p} = 6400$ kg, oś tylna $m_{2t} = 10600$ kg).

2. Model kinematyczny pojazdu

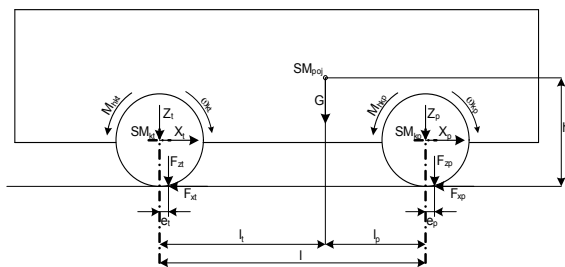
W rozpatrywanej klasie pojazdów podczas intensywnego hamowania istnieje niebezpieczeństwo zablokowania i poślizgu kół. W modelu pojazdu hybrydowego założono, że nie dopuszcza się do sytuacji utraty stateczności (zablokowania kół) podczas hamowania, gdyż uniemożliwia to odzysk energii rekuperacji. W modelu pojazdu założono, że dla osi przedniej hamowanie jest realizowane na drodze mechanicznej, a dla osi napędowej w sposób elektryczny i mechaniczny.

Równania modelu pojazdu podczas hamowania na drodze płaskiej i ruchu prostoliniowym zostały sformułowane przy następujących założeniach:

- istnieje symetria sił hamowania na kołach przedniej i tylnej osi,
- bryła pojazdu jest nieodkształcalna, a ruchy układów wewnątrz kadłuba nie wywierają istotnego wpływu na jej położenie,
- nie rozpatruje się wpływu reakcji układu zawieszenia,
- pomija się sprężystość opon w kierunku działania sił normalnych,

- środek ciężkości jest symetryczny względem prawych i lewych kół,
- pomija się nierówności drogi,
- promienie dynamiczny i kinematyczny koła są jednakowe.

Na podstawie przyjętego schematu modelu pojazdu podczas hamowania (rys. 1) wyznaczono współczynniki obciążeń osi pojazdu ε podczas hamowania ze zmiennym wskaźnikiem wyhamowania z [2].



Rys. 1. Model kinematyczny hamowania pojazdu hybrydowego

$$z = -\frac{dv}{dt} \frac{1}{g} \quad (1)$$

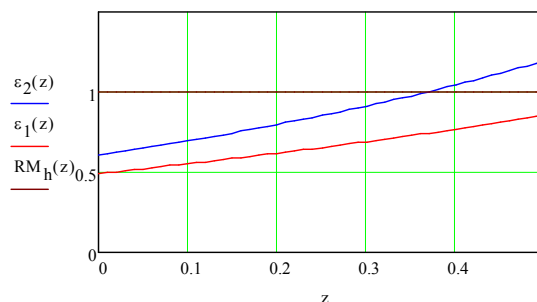
$$\varepsilon(z) = \frac{F_{xp}(z)}{F_{zrt}(z)} \quad (2)$$

$$F_{xp}(z) = F_{zptstat} + G \left[\frac{h}{l} + (\delta - 1) \frac{r_k}{l} \right] \cdot z \quad (3)$$

$$F_{zrt}(z) = F_{zrtstat} - G \left[\frac{h}{l} + (\delta - 1) \frac{r_k}{l} \right] \cdot z \quad (4)$$

gdzie: G – ciężar pojazdu, $F_{zptstat}$ – statyczna siła nacisku na oś przednią, $F_{zrtstat}$ – statyczna siła nacisku na oś tylną, δ – współczynnik bezwładności mas wirujących, r_k – promień koła, h – wysokość środka ciężkości pojazdu, l – rozstaw osi pojazdu.

Graficzne postacie zmian wartości współczynników obciążeń ε osi pojazdu pokazano na rysunku 2. Wartości współczynników obciążenia osi podczas hamowania pojazdu zależą od wskaźnika wyhamowania oraz rozmieszczenia środka masy pojazdu. Największy zakres zmian wartości współczynnika obciążeń osi pojazdu zaobserwowano w przypadku wariantu obciążenia nr 2.



Rys. 2. Współczynniki obciążeń osi pojazdu podczas hamowania dla dwóch wariantów obciążenia

W przypadku gdyby algorytm sterowania pracą układu napędowego pojazdu podczas hamowania realizował stały rozdział momentów hamujących na osiach przedniej i tylnej w proporcji 0,5/0,5 (brązowa linia na rysunku 2) to pełne wykorzystanie przyczepności kół obu osi do nawierzchni występowałoby jedynie w przypadku jednej wartości wskaźnika wyhamowania $z = 0,37$ dla drugiego przypadku obciążenia pojazdu.

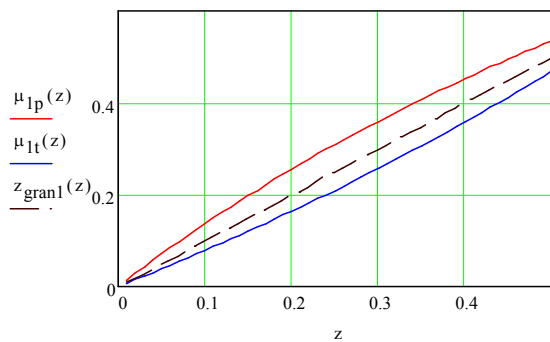
Dla wszystkich współczynników obciążeń osi pojazdu (rys. 2) spełniających nierówność $\xi_h > \varepsilon$ następuje najpierw blokowanie kół osi tylnej. W przypadku pojazdu nieobciążonego następuje blokowanie osi tylnej w pełnym zakresie zmienności wskaźnika wyhamowania z . Dla współczynników obciążeń spełniających nierówność $\xi_h < \varepsilon$ następuje najpierw blokowanie kół osi przedniej. Taki przypadek zachodzi tylko w przypadku pojazdu poruszającego się z pełnym obciążeniem.

3. Rozdział sił hamowania

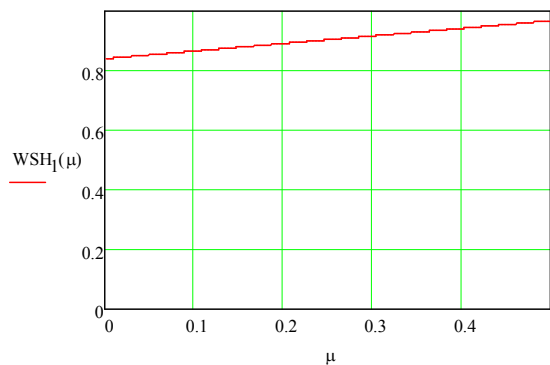
Pożądanym, ze względu na skuteczność hamowania oraz zapewnienia wysokiego stopnia wykorzystania energii hamowania jest takie hamowanie pojazdu, aby w pełnym zakresie zmienności współczynników przyczepności koło-nawierzchnia hamować z granicznym dla tego zakresu wskaźnikiem wyhamowania z .

$$WSH = \frac{z_{max}}{z_{gran}} \quad (5)$$

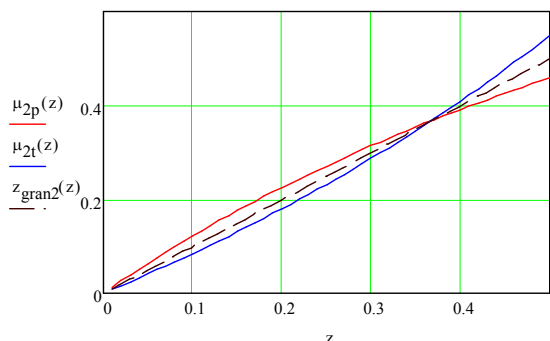
Stopień skuteczności hamowania WSH zdefiniowano jako stosunek maksymalnej wartości wskaźnika wyhamowania z_{max} w określonych warunkach współczynnika przyczepności podłoża μ do wartości granicznej wskaźnika wyhamowania z_{gran} .



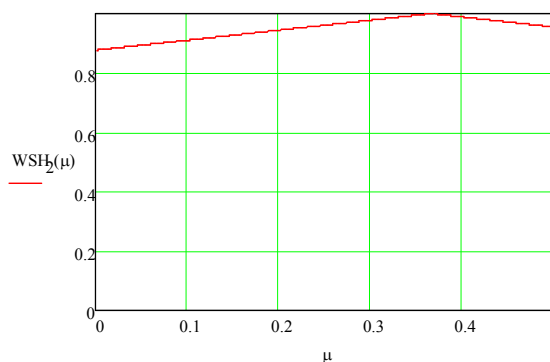
Rys. 3. Wykres współczynników przyczepności osi przedniej i tylnej pojazdu podczas hamowania w wariantcie obciążenia nr 1



Rys. 4. Wykres wskaźnika skuteczności hamowania pojazdu w wariantcie obciążenia nr 1



Rys. 5. Wykres współczynników przyczepności osi przedniej i tylnej pojazdu podczas hamowania w wariantcie obciążenia nr 2



Rys. 6. Wykres wskaźnika skuteczności hamowania pojazdu w wariantcie obciążenia nr 2

Maksymalna wartość wskaźnika wyhamowania jest to taka wartość, przy której koła danej osi nie są jeszcze blokowane i mogą przenosić siły boczne znoszenia. Graniczna wartość wskaźnika wyhamowania jest to największa możliwa technicznie do uzyskania intensywność hamowania, przy której koła obu osi pracują na granicy przyczepności [3]. Maksymalna wartość wskaźnika wyhamowania nie może być większa od granicznej wartości wskaźnika wyhamowania

$$z_{\max} \leq z_{\text{gran}} \quad (6)$$

We wstępnych obliczeniach przyjęto liniowy przebieg momentów hamujących kół osi przedniej i tylnej. W obu wariantach obciążenia pojazdu przyjęto stały rozdział momentów hamowania na koła osi przedniej i tylnej w stosunku $\xi_h = \text{const} = 1$. Wyniki obliczeń współczynnika przyczepności μ osi przedniej i tylnej dla obu wariantów obciążenia pokazano na rysunkach 3 oraz 5. Dodatkowo obliczono i umieszczono na rysunkach graniczne wartości wskaźników wyhamowania z_{gran} .

Na rysunkach 4 oraz 6 pokazano wyniki obliczeń stopnia skuteczności hamowania pojazdu $WSH(\mu)$ odpowiednio dla wariantu obciążenia nr 1 oraz 2. Dla wariantu obciążenia nr 1 współczynnik przyczepności osi przedniej nienapędzanej μ_p jest większy od współczynnika przyczepności osi tylnej napędowej μ_t w całym zakresie wskaźnika wyhamowania. Oznacza to, że podczas hamowania na nawierzchni o jednolitym współczynniku przyczepności koła przednie zostaną zablokowane wcześniej niż tylne. W przypadku wariantu obciążenia nr 1 w zadanym zakresie wskaźnika wyhamowania nigdy nie zostanie osiągnięta wartość graniczna stopnia skuteczności hamowania.

Dla wariantu obciążenia nr 2 wskaźnik skuteczności hamowania $WSH(\mu)$ przyjmuje wartość równą granicznemu stopniu skuteczności hamowania tylko dla jednej wartości współczynnika przyczepności $\mu = 0,37$ (rys. 6). Dla tej wartości współczynnika przyczepności i odpowiadającej mu wartości wskaźnika wyhamowania może nastąpić jednoczesne zablokowanie kół obu osi.

4. Algorytm optymalnego rozdziału sił hamowania

Warunkiem zachowania stateczności pojazdu podczas hamowania jest

$$\mu_p(z) \geq \mu_t(z) \quad (7)$$

czyli niedopuszczenie do wcześniejszego zablokowania kół tylnych względem przednich. Optymalny rozdział momentów hamowania wystąpi wówczas, gdy współczynniki przyczepności dla wszystkich osi pojazdu są sobie równe i podczas hamowania osiągają wartość przyczepności przylgowej μ_1 . Przypadek ten jest stanem granicznym zachowania stateczności ruchu pojazdu i jest w pewnym stopniu obecnie realizowany w autobusach przez urządzenia zapobiegające blokowaniu kół pojazdu, tzw. ABS.

$$\mu_p(z) = \mu_t(z) = \mu_1(z) = z_{gran} \quad (8)$$

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń i symulacji dynamiki procesu hamowania opracowano algorytm największej efektywności procesu hamowania odzyskowego spełniającego kryterium najwyższej efektywności hamowania rekuperacyjnego.

$$\theta_h(z, t) = \max_{\mu_t(z) \leq \mu_p(z)} P_{ht}(t) \quad (9)$$

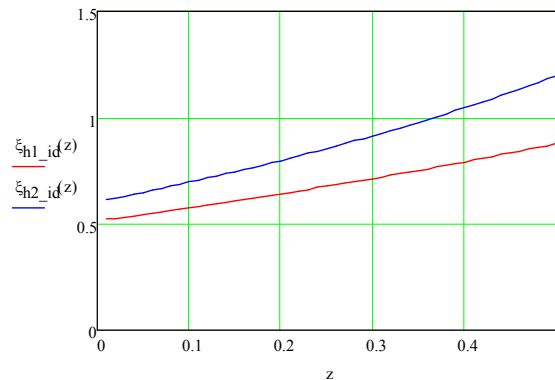
Wskaźnik rozdziału momentów hamowania pomiędzy osie pojazdu ξ_{h_id} , który umożliwi pełne wykorzystanie siły hamowania i rekuperacji energii przy zapewnieniu stateczności pojazdu:

$$\xi_{h_id}(z) = \frac{l}{l_p - h \cdot z - (\delta - 1) \cdot r_k \cdot z} - 1 \quad (10)$$

Opracowany algorytm największej efektywności hamowania rekuperacyjnego opisuje największą możliwą moc hamowania odzyskowego taką, aby zapewnić stateczność pojazdu

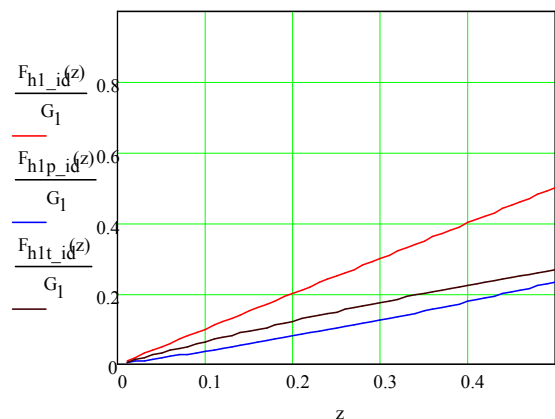
$$P_{ht_{max}}(t) = P_h \left[1 - \frac{l_t + h \cdot z + (\delta - 1) \cdot r_k \cdot z}{l} \right] \quad (11)$$

Obliczone zmiany wskaźnika ξ_{h_id} w zależności od stopnia wyhamowania pojazdu z dla obu rozpatrywanych wariantów przedstawiono na rysunku 7.

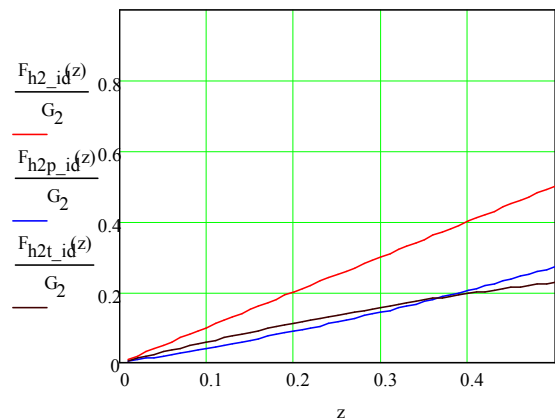


Rys. 7. Zmiany wskaźnika rozdziału momentów dla obu rozpatrywanych wariantów obciążenia osi pojazdu

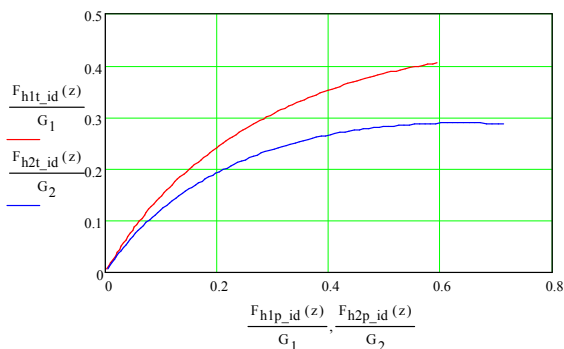
Na podstawie zaproponowanego wskaźnika rozdziału momentów hamowania wyznaczono siły hamowania osi przedniej i tylnej. Jednostkowe siły hamowania realizowane dla opracowanego algorytmu największej efektywności hamowania odzyskowego pokazano na rysunkach 8, 9 i 10.



Rys. 8. Jednostkowe siły hamowania kół osi przedniej i tylnej z obciążeniem w wariantcie nr 1



Rys. 9. Jednostkowe siły hamowania kół osi przedniej i tylnej z obciążeniem w wariantcie nr 2



Rys. 10. Porównanie jednostkowych sił hamowania wariantu pierwszego i drugiego

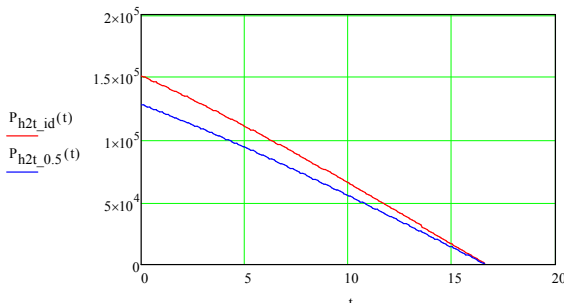
5. Moc i energia hamowania odzyskowego

W rozpatrywanym układzie napędowym oś napędzana połączona jest z maszyną elektryczną, która umożliwia pracę hamulcową z jednoczesnym odzyskiem energii elektrycznej. Założono, że podczas hamowania odzyskowego silnik spalinowy jest odłączony od układu napędowego i nie wprowadza dodatkowych oporów. Zatem moc hamowania:

$$P_h(t) = Gv(t) \left[f_t(1 + 0.00005 \cdot v^2) + \sigma \frac{dv(t)}{dt} \frac{1}{g} \right] + \frac{\rho}{2} \cdot S \cdot c_x \cdot v(t)^3 \quad (12)$$

gdzie: f_t – współczynnik oporów toczenia, v - prędkość pojazdu, S - powierzchnia czołowa pojazdu, c_x - współczynnik oporów powietrza.

Na rysunku 11 pokazano przebiegi zmian wartości mocy hamowania osi napędowej dla drugiego wariantu obciążenia osi rozpatrywanego pojazdu dla dwóch metod rozdziału sił hamowania: stały rozdział sił hamowania oraz rozdział według opracowanego kryterium największej energii hamowania odzyskowego.

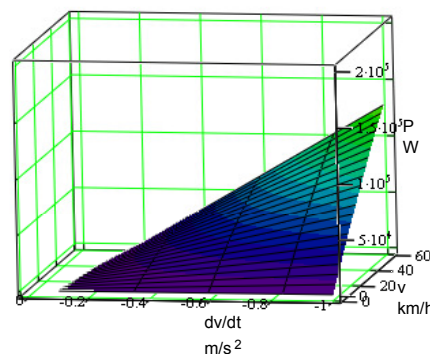


Rys. 11. Przebieg zmian wartości mocy hamowania osi tylnej dla drugiego wariantu obciążenia pojazdu: kryterium największej efektywności hamowania odzyskowego - $P_{h2t_id}(t)$, stały rozdział momentów hamowania $\xi_h = 1 - P_{h2t_0.5}(t)$

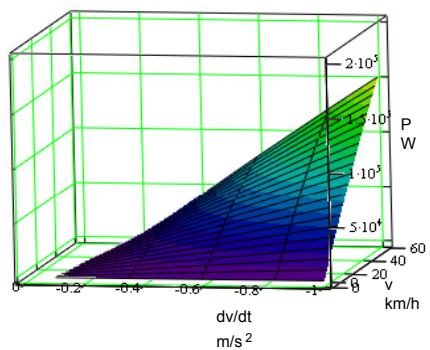
Obliczona wartość energii hamowania osi napędowej pojazdu podczas hamowania od prędkości 60 km/h do zatrzymania pojazdu ze stałym opóźnieniem $dv/dt = -1 \text{ m/s}^2$:

- dla stałego rozdział momentów hamowania $\xi_h = 1$ wynosi $E_{ht} = 1120 \text{ kJ}$,
- dla rozdziału momentów hamowania spełniającego kryterium największej efektywności hamowania odzyskowego ξ_{h_id} wynosi $E_{ht} = 1320 \text{ kJ}$.

Na rysunkach 12 i 13 pokazano wykresy mocy hamowania w zależności od początkowej wartości prędkości hamowania i wartości opóźnienia odpowiednio dla stałego rozdziału sił hamowania $\xi_h = 1$ i rozdziału według kryterium największej efektywności hamowania odzyskowego ξ_{h_id} .



Rys. 12. Zmiany mocy hamowania osi tylnej P_{ht} w zależności od wartości prędkości pojazdu i opóźnienia dla $\xi_h = 1$



Rys. 13. Zmiany mocy hamowania osi tylnej P_{ht} w zależności od wartości prędkości pojazdu i opóźnienia dla ξ_{h_id}

Do celów porównawczych wprowadzono pojęcie wskaźnika rekuperacji energii:

$$\lambda_E = \frac{E_{ht}}{E_k} \quad (13)$$

gdzie: E_{ht} – energia hamowania odzyskowego osi napędowej, E_k – energia kinetyczna pojazdu.

W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry energetyczne charakteryzujące proces hamowania modelowanego autobusu. Porównano średnie moce hamowania obu osi pojazdu do średnich mocy hamowania osi napędowych dla dwóch modeli rozdziału momentów hamowania oraz całkowite moce hamowania obu osi i energii rekuperacji.

Tab. 1. Wartości podstawowych wielkości podczas procesu hamowania dla przyjętych modeli rozdziału momentów hamowania

Wielkość / jednostka Wariant obciążenia nr 2, prędkość początkowa hamowania $v_p = 60$ km/h, prędkość końcowa hamowania $v_k = 0$ km/h, opóźnienie stałe $a_h = -1$ m/s ²		Model rozdziału momentów hamowania	
		Rozdział momentów stały	Rozdział momentów wg opracowanego algorytmu
Średnia moc hamowania P_h	kW	134	134
Średnia moc rekuperacji P_{ht}	kW	67	79
Energia wydatkowana na wyhamowanie pojazdu E_h	kJ	2233	2233
Energia rekuperacji E_{ht}	kJ	1117	1317
Wskaźnik rekuperacji energii λ_E		0,426	0,503

6. Podsumowanie

Zdaniem autorów brak jest w literaturze informacji dotyczących analizy procesu hamowania z uwzględnieniem wpływu rozdziału siły hamowania na efektywność rekuperacji energii dla pojazdów z napędem hybrydowym [4][5][6].

Przeprowadzona analiza energetyczna procesu hamowania potwierdziła, że na ilość energii rekuperacji wpływ ma rozdział momentów hamowania pomiędzy osie. Opracowany model kinematyczny autobusu dla dwóch wariantów obciążenia osi pojazdu pozwolił na wprowadzenie współczynnika rozdziału momentów hamujących spełniającego kryterium największej efektywności hamowania rekuperacyjnego z uwzględnieniem warunku stateczności pojazdu. Przeprowadzone obliczenia dla dwóch współczynników rozdziału momentów hamujących, dla stałego rozdziału oraz spełniającego kryterium największej efektywności hamowania, wykazały, że więcej energii można odzyskać hamując wykorzystując opracowane kryterium.

Literatura

- [1]. Piegot J., Sikorska G. H., Sobatowski J. G.: *Katalog wyrobów przemysłu motoryzacyjnego POLMO – środki transportu samochodowego*. Katalog SWW 1023, Wydawnictwo Przemysłu Maszynowego „Wema”, Warszawa 1981.
- [2]. Mithske M.: *Dynamika Samochodu. Napęd i hamowanie*. Tom 1. WKŁ, Warszawa 1987.
- [3]. Lanzendoerfer J., Szczepaniak C.: *Teoria ruchu samochodu*. WKiŁ, Warszawa 1980.
- [4]. Szumanowski A.: *Hybrid electric vehicle drives design. Edition based on urban buses*. Wydawnictwo ITE, Warszawa-Radom 2006.
- [5]. Dixon J. W., Ortúzar M., Wiechmann E.: *Regenerative braking for an electric vehicle using ultracapacitors and a Buck-Boost converter*. The 17th Electric Vehicle Symposium, Montreal 2000.
- [6]. Hofman T.: *Framework for combined control and design optimization of hybrid vehicle propulsion systems*. Ph.D. dissertation, Eindhoven University of Technology, Eindhoven 2007.