

Matematyczny model pojazdu szynowego i jego zastosowanie do symulacji działania układu przeciwpoślizgowego

W artykule przedstawiono model matematyczny hamowanego zestawu kołowego pojazdu szynowego. Zaprezentowano programową implementację modelu oraz jego zastosowanie do symulacji hamowania pojazdu szynowego z wykorzystaniem układu wykrywania i likwidacji poślizgu przy hamowaniu. Zaprezentowano wyniki symulacji działania układu. Przedstawiono wnioski oraz zaproponowano następne kroki prowadzące do ulepszenia działania układu.

1. WPROWADZENIE

Zestawy kołowe hamowanego pojazdu szynowego w niekorzystnych warunkach przyczepności mogą wpaść w poślizg, który jest bardzo negatywnym zjawiskiem, prowadzącym do uszkodzeń kół oraz wydłużenia drogi hamowania. Uszkodzenia kół powstają na skutek dużej ilości energii cieplnej wydzielającej się na styku koło-szlina podczas występowania poślizgu. Ze powyższych względów nowoczesne pojazdy szynowe wyposażane są w układy przeciwpoślizgowe, mające za zadanie zapobieganie rozwijaniu się poślizgu oraz wykorzystanie w jak najwyższym stopniu chwilowej wartości przyczepności zestawu, nie prowadząc jednocześnie do jego uszkodzenia.

Do zaprojektowania poprawnie działającego układu przeciwpoślizgowego niezbędny jest symulator pojazdu szynowego. Wynika to między innymi z faktu, że wstępne testowanie układu przeciwpoślizgowego na szlaku pociąga za sobą wysokie koszty i nie jest ekonomicznie uzasadnione. Symulator taki oczywiście będzie również wykorzystywany na etapie projektowania układu do bieżącej weryfikacji algorytmu działania układu przeciwpoślizgowego.

Podstawą symulatora do celów testowania układu przeciwpoślizgowego jest model pojazdu, uwzględniający podstawowe zjawiska zachodzące w pojeździe podczas poślizgu. Zasadniczym elementem takiego modelu będzie w związku z tym matematyczny model pojazdu i zestawu kołowego. Model ten oraz jego zastosowanie do budowy symulatora są tematem niniejszego artykułu.

2. Model matematyczny zestawu kołowego

2.1. Wstęp

Model matematyczny zestawu kołowego składa się z trzech głównych części:

- modelu układu hamulcowego pojazdu,
- modelu przyczepności koło-szlina,
- opisu dynamiki hamowanego zestawu kołowego

Parametry wejściowe do modelu są następujące:

- parametry określające właściwości pojazdu,
- parametry określające stan torów (w funkcji drogi),
- prędkość pojazdu w momencie rozpoczęcia hamowania,

- stopień hamowania określony maksymalną wartością ciśnienia w cylindrach hamulcowych (przyjmuje się stały podczas całego przebiegu hamowania),
- stan zaworów przeciwpoślizgowych.

W wersji podstawowej modelu, będącej przedmiotem artykułu, zakłada się, że tylko jedna z czterech osi pojazdu natrafia na pogorszone warunki przyczepności i wpada w poślizg. Pozostałe osie zachowują przyczepność i hamowane są z zadaną siłą.

Poniżej opisano poszczególne części modelu.

2.2. Model przyczepności

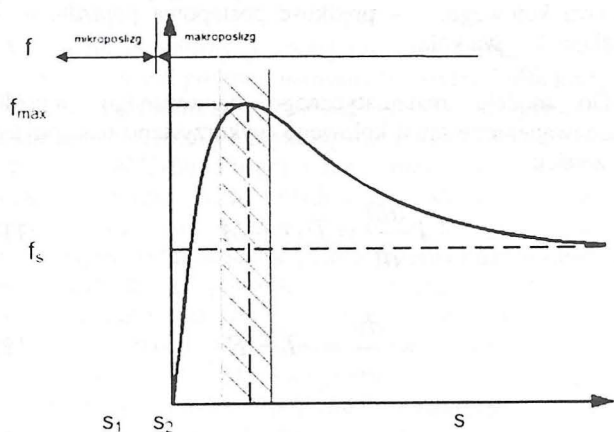
Stosunek siły obwodowej na kole zestawu kołowego, przy której następuje zerwanie przyczepności do siły nacisku na szynę przypadającej na oś, nazywa się współczynnikiem przyczepności f . Zatem poślizg wystąpi po spełnieniu warunku określonego poniższą zależnością, przy czym f jest wartością współczynnika przyczepności dla danych warunków i dla danej wartości poślizgu:

$$M > f \cdot G \cdot r \quad (1)$$

gdzie: M – moment hamujący zestaw kołowy, r – promień koła, G – obciążenie zestawu kołowego masą m przypadająca na zestaw kołowy (obliczony jako iloraz całkowitego ciężaru pojazdu i liczby jego osi).

Wartość współczynnika przyczepności f zależy od wielu czynników losowych, ale podstawowo od stanu zabrudzenia stykających się powierzchni, tj. koła i szyny. Współczynnik przyczepności przy hamowaniu, podobnie jak współczynnik przyczepności przy rozruchu pojazdów trakcyjnych, zależy nieliniowo od prędkości pojazdu. Zależność współczynnika przyczepności od prędkości i stanu torów ma charakter stochastyczny, dlatego w publikowanych wynikach badań określa się przedziały, w których z określonym prawdopodobieństwem można spodziewać się określonych wartości współczynnika. Na podstawie wyników publikowanych badań [2, 3, 6, 8] można powiedzieć, że wartość tego współczynnika zmienia się od 0,26 dla szyn suchych do 0,049 dla szyn mokrych. Jednocześnie wartość współczynnika może w bardzo krótkim czasie ulec bardzo

dużej, nieprzewidywalnej zmianie, ponieważ zmienić się może radykalnie stan torów (np. lokalne zabrudzenia). Współczynnik przyczepności dla określonego stanu torów silnie zależy również od wartości poślizgu. Zależność ta przedstawiona jest na rys. 1.



Rys. 1. Przebieg współczynnika przyczepności f w funkcji poślizgu s

Podczas hamowania zawsze występuje mikropoślizg koła względem szyny. Najwyższa wartość tego współczynnika występuje dla wartości poślizgu rzędu kilku procent. W przypadku gdy moment hamujący przekroczy maksymalną w danych warunkach przyczepności wartość, następuje zrywanie przyczepności pomiędzy kołem i szyną i rozpoczyna się proces makropoślizgu koła. Od tej chwili współczynnik przyczepności szybko maleje, aż do osiągnięcia przy zablokowaniu koła najmniejszej wartości współczynnika tarcia ruchowego materiałów.

W opisywanym modelu zależność współczynnika f od prędkości podczas hamowania pojazdu bez poślizgu określono na podstawie badań [2, 3, 6, 8] zależnością:

$$f = a \cdot e^{-b \cdot v_{poj}} + c \quad (2)$$

Gdy zestaw kołowy zerwie przyczepność koło-szyna, wartość współczynnika f określana jest zależnością:

$$f = (a \cdot e^{-b \cdot v_{poj}} + c)(d \cdot e^{-g \cdot s} + h) \quad (3)$$

Zmienna s oznacza poślizg bezwzględny i określona jest zależnością (13), a zmienne a , b , c , d , g oraz h określają rodzinę krzywych przyczepności, które zawierają się w granicach publikowanych wyników pomiarów. Tak opisane warunki przyczepności posłużyły do modelowania stanu szyn.

2.3. Model układu hamulcowego

Model układu hamulcowego opisuje zależność pomiędzy ciśnieniem w cylindrze hamulcowym zestawu kołowego, a momentem hamującym zestaw.

Przebieg ciśnienia w cylindrze w funkcji czasu opisuje, w zależności od stanu zaworu przeciwpoślizgowego, jedna z poniższych czterech zależności.

Pierwsze napełnienie

Przebieg ciśnienia w cylindrze w funkcji czasu podczas pierwszego napełnienia cylindra hamulcowego przez otwarty zawór przeciwpoślizgowy można opisać zależnością:

$$p_{cyl} = p_{max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}} \right) \quad (4)$$

Przebieg ciśnienia odbywa się według tej zależności do momentu pierwszego zadziałania zaworu przeciwpoślizgowego.

Odpowietrzanie

Odpowietrzanie cylindra, polegające na tym, że zawór przeciwpoślizgowy odcina zasilanie pneumatyczne cylindra i wypuszcza sprężone powietrze z cylindra do atmosfery, przebiega według zależności:

$$p_{cyl} = p_z \cdot e^{-\frac{t-t_z}{T_V}} \quad (5)$$

Popelnianie

Popelnianie cylindra hamulcowego (ponowne napełnianie cylindra przez zawór przeciwpoślizgowy) przebiega według zależności:

$$p_{cyl} = p_z + (p_{max} - p_z) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t-t_z}{T_F}} \right) \quad (6)$$

Utrzymywanie ciśnienia

Utrzymywanie ciśnienia w cylindrze hamulcowym na stałym poziomie, różnym od p_{max} , następuje, gdy zawór przeciwpoślizgowy odcina zasilanie cylindra i równocześnie odcina wylot z cylindra do atmosfery. Podczas utrzymywania ciśnienia w sposób oczywisty obowiązuje zależność:

$$p_{cyl} = p_z \quad (7)$$

W powyższych wzorach stosowane są następujące oznaczenia: t – czas od momentu rozpoczęcia hamowania, p_{cyl} – chwilowe ciśnienie w cylindrze hamulcowym, p_{max} – maksymalna wartość ciśnienia w cylindrze hamulcowym, p_z – ciśnienie w cylindrze hamulcowym w chwili wystąpienia ostatniej zmiany stanu zaworu przeciwpoślizgowego, T_F – stała czasowa napełniania cylindra hamulcowego poprzez zawór przeciwpoślizgowy, T_V – stała czasowa odpowietrzania cylindra hamulcowego poprzez zawór przeciwpoślizgowy, T_1 – stała czasowa pierwszego napełnienia cylindra hamulcowego poprzez zawór rozrządczy wagonu, t_z – czas wystąpienia ostatniej zmiany stanu zaworu przeciwpoślizgowego.

Zależność nacisku okładzin ciernych na tarcze hamulcowe, wywieranego przez cylinder hamulcowy w funkcji ciśnienia charakteryzuje się histerezą, spowodowaną tarciami w cylindrze i przegubach mechanizmu zaciskowego. Dwie półproste ograniczające pole histerezy określone są wzorami:

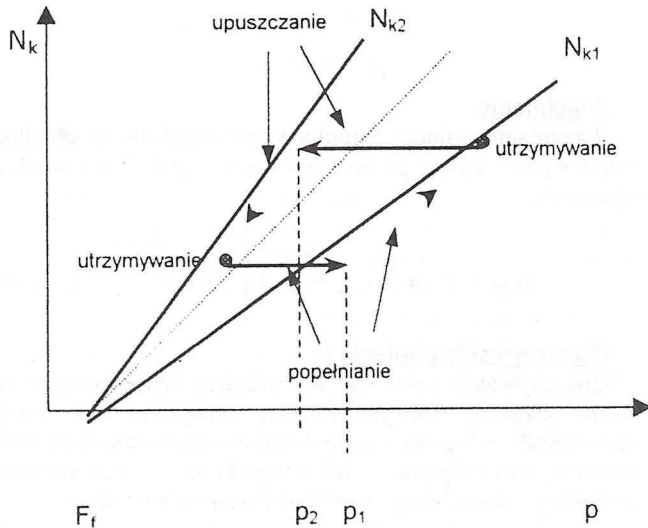
$$N_{k1} = (p_{cyl} \cdot A_k - F_f) \cdot i \cdot \eta \quad (8)$$

$$N_{k2} = (p_{cyl} \cdot A_k - F_f) \cdot i \cdot (2 - \eta) \quad (9)$$

gdzie: N_k – suma nacisków okładzin przypadających na oś zestawu kołowego przeliczona dla promienia koła, A_k –

powierzchnia czynna cylindra, F_f – siła sprężyny powrotnej cylindra, i – sumaryczne przełożenie mechanizmów zaciskowych zestawu kołowego, n – sprawność układu dźwigniowego mechanizmu zaciskowego hamulca tarczowego.

Zaznaczone na wykresie punkty oznaczone „utrzymywanie” dotyczą sytuacji, w których utrzymywanie stałej wartości nacisku ma miejsce pomiędzy jego zmianami z przeciwnym gradientem ciśnienia. Wartość nacisku zmienia się więc w zależności od znaku gradientu zmiany ciśnienia powietrza w cylindrze hamulcowym oraz od aktualnej wartości ciśnienia w cylindrze według histerezy pokazanej strzałkami na rys. 2.



Rys. 2. Zależność nacisku okładzin od ciśnienia powietrza w cylindrze hamulcowym

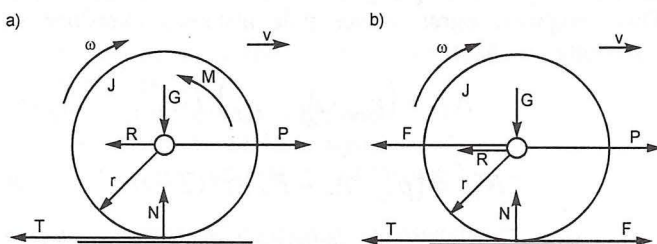
Moment hamujący wytwarzany przez sprężone powietrze w cylindrach hamulcowych obliczany jest według poniższego wzoru:

$$M = N_k \cdot r \cdot \mu \quad (10)$$

gdzie: μ – współczynnik tarcia okładziny hamulca tarczowego.

2.4. Dynamika hamowanego zestawu kołowego

Na rys. 3a przedstawiono uproszczony rozkład sił i momentów dla hamowanego zestawu kołowego [1, 5, 6]. Moment hamujący M można przedstawić jako parę sił F , działających na ramieniu r (rys. 3b).



Rys. 3. Uproszczony model hamowanego zestawu kołowego

gdzie: T – siła hamująca oddziałująca na tor, P – siła bezwładności części pojazdu przypadająca na zestaw kołowy, N – reakcja pionowa toru, R – opory ruchu pojazdu w przeliczeniu na zestaw kołowy, J – moment bezwładności zestawu kołowego, v – prędkość postępową pojazdu, w – prędkość kątowa koła.

Do modelu matematycznego hamowanego pojazdu i hamowanego zestawu kołowego wykorzystano następujące zależności:

$$J \frac{d\omega}{dt} = T \cdot r - M \quad (11)$$

$$m \frac{dv}{dt} = -T - R \quad (12)$$

$$s = \frac{v - \omega \cdot r}{v} \quad (13)$$

gdzie: s – poślizg względny koła po szynie.

Jeżeli spełniona jest nierówność (1), wówczas pojawia się makropoślizg i zestaw kołowy zmniejsza swoją prędkość obwodową względem pojazdu. Wartość momentu M_z zatrzymującego zestaw kołowy dana jest wzorem:

$$M_z = M - G \cdot r \cdot f \quad (14)$$

Opóźnienie obwodowe zestawu kołowego względem prędkości pociągu a_{wzgl} dane jest wzorem:

$$a_{wzgl} = \frac{M_z \cdot r}{J} \quad (15)$$

3. ZASTOSOWANIE

3.1. Programowy model dla komputera PC

W oparciu o przedstawiony matematyczny model hamowanego pociągu napisany został w języku C++ program dla komputera PC. Przy pomocy programu można modelować różne aspekty zachowania pojazdu w stanie poślizgu przy hamowaniu i służy on do przeprowadzania komputerowej symulacji off-line działania układu przeciwpoślizgowego.

W szczególności program umożliwia:

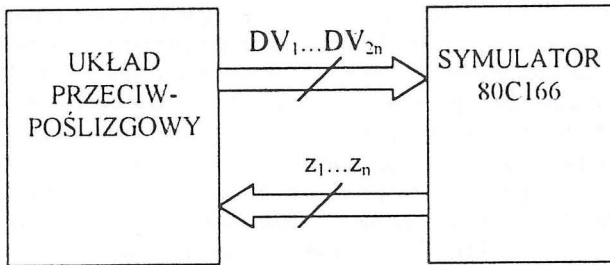
- zamodelowanie pojazdu razem ze środowiskiem (np. stan szyn, zmiany współczynnika przyczepności koło-szyna w funkcji drogi),
- zamodelowanie działania zaworów przeciwpoślizgowych z ich rzeczywistymi charakterystykami dynamicznymi,
- przeprowadzenie, w oparciu o powyższe modele, symulacji procesu hamowania oraz zapisanie wyników symulacji w celu dalszej analizy.

Poza celem podstawowym jakim jest dobór parametrów i rejestracja działania układu przeciwpoślizgowego, program umożliwia sprawdzenie zachowania pojazdu przy zadanej sekwencji sterowania zaworów przeciwpoślizgowych oraz przy przebiegu procesu hamowania przy określonym

ciśnieniu w cylindrach hamulcowych przy wyłączonych zaworach przeciwpoślizgowych.

3.2. Programowo-sprzętowy model dla mikrokomputera jednokładowego 80C166

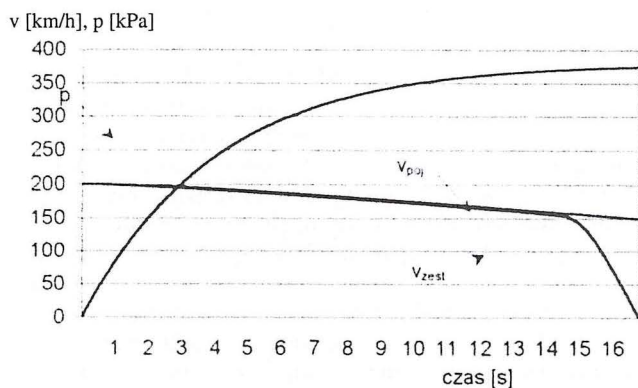
W oparciu o opisany powyżej program dla komputera PC stworzony został program napisany w języku C166, który jest językiem zgodnym ze standardem ANSI C, uzupełnionym o funkcje umożliwiające wykorzystanie zasobów sprzętowych procesora 80C166. Program ten, uruchomiony w układzie mikrokomputera jednokładowego 80C166, powoduje generowanie na wyjściach binarnych procesora fali prostokątnej symulującej sygnał z przetworników obrotowo-impulsowych osi pojazdu, na wejściach cyfrowych zaś mikrokomputer otrzymuje sygnały które wykorzystuje do sterowania swoich wirtualnych zaworów upustowych. Tak oprogramowany mikrokomputer stanowi sprzętowo-programowy model pojazdu działający w czasie rzeczywistym i może być wykorzystany do symulacji on-line (rys. 4). Do fizycznej realizacji symulatora wykorzystano płytke prototypową mikrokomputera 80C166.



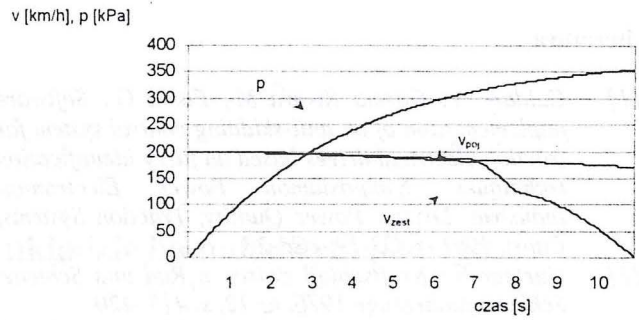
Rys. 4. Wykorzystanie symulatora pojazdu do symulacji on-line przebiegu hamowania z wykorzystaniem układu przeciwpoślizgowego (n – liczba osi pojazdu, DV – sygnały sterowania zaworami upustowymi, po dwa na zawór, z – sygnały z wirtualnych nadajników impulsów osi pojazdu)

4. Wyniki symulacji

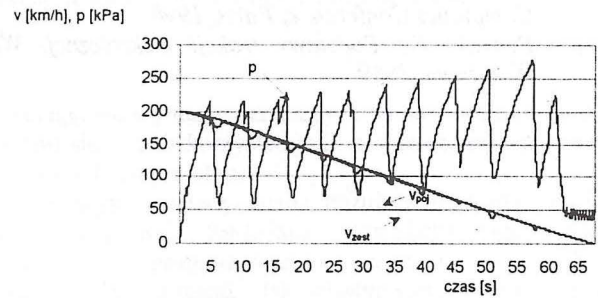
Poniżej przedstawiono przykładowe wyniki symulacji przeprowadzone przy pomocy programu dla komputera PC.



Rys. 5. Wyniki symulacji przebiegu hamowania pojazdu w niekorzystnych warunkach przyczepności



Rys. 6. Wyniki symulacji przebiegu hamowania pojazdu przy silnym miejscowym obniżeniu przyczepności



Rys. 7. Wyniki symulacji przebiegu hamowania pojazdu w niekorzystnych warunkach przyczepności z zastosowaniem układu przeciwpoślizgowego

5. Podsumowanie i wnioski

W artykule przedstawiono model matematyczny hamowanego pojazdu oraz jego wykorzystanie do realizacji dwóch symulatorów: programowego, stanowiącego program w języku C++ dla komputera PC oraz programowo-sprzętowego, zrealizowanego na płytce prototypowej mikrokomputera jednokładowego 80C166. Wyniki badań symulacyjnych potwierdzają przydatność modelu do wstępnych prac nad układem przeciwpoślizgowym pojazdów szynowych.

Na następnym etapie pracy przewiduje się następujące rozszerzenia programu symulacyjnego o:

- dopuszczenie możliwości wpadnięcia w poślizg wszystkich osi pojazdu, co zrealizowane zostanie przez przyjęcie dla nich różnych współczynników przyczepności,
- wykorzystanie generatora liczb pseudolosowych do obliczania bieżącej wartości współczynnika przyczepności, co wprowadzi element przypadkowości i umożliwi przetestowanie układu przeciwpoślizgowego w warunkach bardziej zbliżonych do rzeczywistych, występujących w eksploatacji,
- uzupełnienie modelu o zmienne opory ruchu pojazdu, zamodelowanie mikroślizgu.

Literatura

- [1] Caldara S., Garcia Rivera M., Poma G.: *Software implementation of an anti-skidding control system for traction electrical drives based on fuzzy-identification techniques. Symposium Power Electronics, Industrial Drives, Power Quality, Traction Systems, Capri, 1996, s. C3-19 – C3-25*
- [2] Gärtner E.: *Kraftschluß zwischen Rad und Schiene. Schienenfahrzeuge 1976, nr 12, s. 417–420*
- [3] Gruszczyński J.: *Eksploatacja pojazdów trakcyjnych. WKŁ, Warszawa, 1977*
- [4] Klein R.: *Antilock-braking system and vehicle speed estimation using fuzzy logic. 1st Embedded Computing Conference, Paris, 1996*
- [5] Plewako S.: *Podstawy trakcji elektrycznej. WKŁ, Warszawa, 1969*
- [6] Podolski J., Kacprzak J., Mysłek J.: *Zasady trakcji elektrycznej. WKŁ, Warszawa, 1980*
- [7] Sachs K.: *Elektrische Triebfahrzeuge – Erster Band: Allgemeine Grundlagen und Mechanischer Teil, Springer-Verlag, Wiedeń, 1973*
- [8] Saunweber E.: *Leistungsgrenzen kombinierter Bremssysteme, ZEV-Glas., 1963, Ann. 98, 1974, nr 7/8, s. 259–265*
- [9] *Microcomputer Components SAB 80C166/83C166 16-bit CMOS Single-Chip Microcontrollers for Embedded Control Applications – User's Manual, Siemens AG, München 1990*
- [10] *C166 Professional Developers Kit, Keil Elektronik GmbH, München 1992*