

Sterowanie urządzeniem ABS przy pomocy logiki rozmytej

ANDRZEJ SZOSLAND

Instytut Pojazdów Politechnika Łódzka

Praca opisuje działanie urządzenia przeciwblokującego i jego wpływ na dynamikę pojazdu. Zaproponowano własny algorytm sterowania takiego urządzenia, zrealizowany przy pomocy logiki rozmytej. Celem przeprowadzenia analizy efektywności działania opisywanego urządzenia rozpatrzono wybrane przypadki ruchu pojazdu, obrazujące jazdę na drodze o nawierzchni jednorodnej oraz niejednorodnej. Badania wykonano na drodze symulacji numerycznej. Wybrane rezultaty obliczeń symulacyjnych porównano z wynikami przeprowadzonych badań eksperymentalnych.

1. Wstęp

Rozwój badań nad zachowaniem się pojazdu w ekstremalnych sytuacjach, jak i wyposażaniem go w urządzenia ułatwiające działanie kierowcy w takich sytuacjach, jest możliwy dzięki szerokiemu wykorzystaniu elektroniki. Zaczyna się to od procesu projektowania, przez produkcję, aż do zmian w samej budowie samochodu. Współczesne pojazdy wyposażane są już w wiele automatycznych urządzeń, które wpływają na pewne, wybrane układy tych pojazdów. Mogą one stanowić integralną część samochodu, jak np. EFI — elektroniczny wtrysk paliwa, ECS — elektroniczne sterowanie silnikiem, 4WS — cztery koła kierowane czy AS — aktywne zawieszenie, lub występować jako całościem niezależne, dodatkowe urządzenia działające np. na układ hamulcowy — ABS urządzenie przeciwblokujące, układ napędowy — ASR urządzenie przeciwsłizgowe, 4WD — napęd wszystkich kół.

Prace badawczo-rozwojowe prowadzone w Instytucie Pojazdów Politechniki Łódzkiej przy współudziale autora koncentrują się głównie nad urządzeniami ABS i ASR przeznaczonymi do współpracy z pneumatycznymi układami uruchamiania hamulców. W niniejszej pracy przedstawiona jest zasada działania urządzenia przeciwblokującego ABS, którego algorytm sterowania zrealizowano przy pomocy sterowania rozmytego (Fuzzy Logic). Cechą dotychczas stosowanego sterowania konwencjonalnego jest fakt, że algorytm sterowania jest wyrażony analitycznie poprzez równania algebraiczne, różnicowe, różniczkowe itp. W celu poprawienia działania różnorodnych urządzeń niezbędne jest jednak wykorzystanie posiadanej wiedzy na ich temat. Wprowadzenie tej wiedzy, przy wykorzystaniu regulacji konwencjonalnej, jest bardzo trudne. Możliwość

taką daje jednak sterowanie rozmyte. Określając postacie zbiorów rozmytych, opisujących sygnały wejściowe i wyjściowe, oraz przygotowując algorytm działania w postaci reguł wnioskowania możliwe jest określenie charakterystyki regulatora ABS. Poprawność jego struktury, jak i dobór parametrów, oceniono na podstawie badań symulacyjnych ruchu pojazdu wyposażonego w omawiane urządzenie sterujące. Badania te przeprowadzono dla wybranych warunków jazdy. Sprawdzeniu poddano przypadki istotne z punktu widzenia stabilności i bezpieczeństwa jazdy. Są to:

- ruch na jezdni jednorodnej o stałej wartości współczynnika przyczepności,
- ruch na jezdni niejednorodnej o skokowo zmiennej wartości współczynnika przyczepności lub o różnej wartości dla kół strony prawej i lewej (tzw. μ -split).

2. Urządzenie przeciwblokujące ABS

Celem stosowania urządzeń przeciwblokujących jest osiągnięcie dużej skuteczności hamowania, przy jednoczesnym zapewnieniu kierowalności pojazdu. Jest to możliwe poprzez niedopuszczenie do blokowania kół jezdnych.

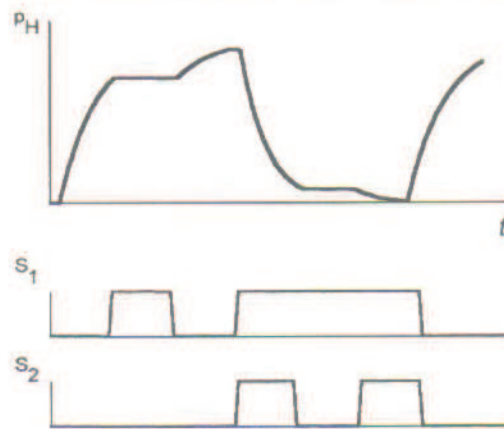
Zasada działania przedstawianej generacji ABS oparta jest na śledzeniu prędkości obrotowej każdego z kół pojazdu i porównywaniu jej z aktualną prędkością pojazdu. Utrzymanie różnicy między tymi prędkościami w określonym przedziale pozwala na maksymalne wykorzystanie siły przyczepności, a przez to maksymalnej efektywności hamowania, oraz niedopuszczenie do zablokowania koła. Każda różnica prędkości większa od założonej powoduje generowanie sygnałów sterujących modulatorami ciśnienia w układzie hamulcowym wywołując spadek ciśnienia czynnika roboczego, co w efekcie daje zmniejszenie momentu hamowania. Zmniejszenie różnicy porównywanych prędkości poniżej założonej to generowanie kolejnej sekwencji sygnałów sterujących modulatorami, powodujące tym razem wzrost ciśnienia i zwiększenie intensywności hamowania.

Aby powyższe działanie mogło być zrealizowane, śledzone są następujące wielkości:

- prędkość pojazdu,
- prędkość obrotowa kół.

Zastosowanie czujnika bezpośrednio mierzącego prędkość liniową samochodu jest w chwili obecnej rozwiązaniem nie stosowanym na szeroką skalę. Dlatego przyjmuje się symulowane w układzie sterującym tzw. prędkości referencyjne lub programowane, jako odpowiadające rzeczywistej prędkości liniowej samochodu. Istnieje szereg sposobów określenia prędkości referencyjnych. Jedną z nich może być oparcie się o prędkość obrotową koła obracającego się w danej chwili najwolniej. Inną metodą jest wstępne prognozowanie wartości prędkości referencyjnej i jej korekta po jednym lub kilku pulsacjach ABS. Taka właśnie korekta, oparta o śledzenie czasu trwania poszczególnych pulsacji, wykorzystana jest w algorytmie omawianego urządzenia.

Porównując prędkość obrotową kół z prędkością referencyjną i sprawdzając, czy różnica ich mieści się w dopuszczalnym przedziale, generowane są sygnały wymuszające pulsację ciśnienia w układzie hamulcowym. Przyjęty w pracy algorytm sterowania zmianą ciśnienia umożliwia jej regulację trójpołożeniowo. W takim przypadku, obok



Rys. 1. Zmiany ciśnienia czynnika roboczego p_H wywołane różnymi sekwencjami sygnałów sterujących cewkami modulatora (s_1, s_2).

Fig.1. The changes of braking pressure p_H caused by different sets of steering signals of modulator coils (s_1, s_2)

stanów wzrostu lub spadku ciśnienia, występuje jeszcze trzeci stan — utrzymania ciśnienia. Zmiany ciśnienia czynnika roboczego wywołane różnymi sekwencjami sygnałów sterujących cewkami modulatora pokazano na rys. 1.

Na podstawie metody przedstawionej w [3] przyjmuje się, że sygnałami wejściowymi do regulatora są: prędkość liniowa pojazdu V (odpowiada jej zbiór rozmyty LPI) oraz prędkość kątowa koła Ω (z odpowiadającym jej zbiorem rozmytym $LDFI$). Sygnałem wyjściowym jest wartość sygnału sterującego modulatorem ciśnienia hamowania danego koła SMH , której odpowiada zbiór rozmyty $LMHI$.

Przyjmuje się następujące podzbiory zbiorów rozmytych opisujących prędkość liniową pojazdu V oraz prędkość koła Ω : dodatnie extra duże (PV), dodatnie bardzo duże (PU), dodatnie duże (PB), dodatnie średnie (PM), dodatnie małe średnie (PE), dodatnie małe (PS), zerowe (ZE), ujemne małe (NS), ujemne małe średnie (NE), ujemne średnie (NM), ujemne duże (NB), oraz dla sygnałów sterujących modulatorem ciśnienia hamowania SMH : dodatnie (PO), zerowe (ZE), ujemne (NE).

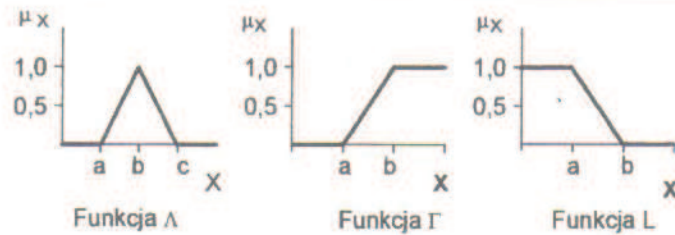
Poszczególne zbiory rozmyte obrazujące wymienione wyżej wielkości fizyczne przyjmuje się w postaci:

$$\begin{aligned} LPI &= \{ZE, PS, PE, PM, PB, PU, PV\} \\ LDFI &= \{NB, NM, NE, NS, ZE, PS, PE, PM, PB\} \\ LMHI &= \{PO, ZE, NE\} \end{aligned}$$

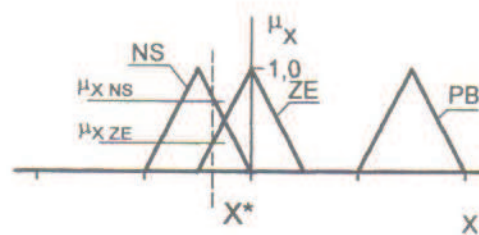
Poszczególne funkcje opisywane są postaciami, jak pokazano na rys. 2.

Stosowanie takich właśnie funkcji uzasadnione jest łatwością uzyskania ich parametrycznego opisu, minimalną ilością pamięci komputera, potrzebnej do przechowywania informacji, oraz łatwością przetwarzania w bloku wnioskującym.

Ze względu na różny stopień przynależności do określonych zbiorów rozmytych, rzeczywiste wielkości fizyczne są opisane za pomocą odpowiadających im zmiennych



Rys. 2. Postać graficzna funkcji przynależności typu Δ , Γ , L .
 Fig. 2. The graphical presentation of membership values Δ , Γ , L type



Rys. 3. Graficzne przedstawienie zmiennych lingwistycznych.
 Fig. 3. The graphical presentation of linguistic variables

tw. lingwistycznych. Są to zmienne lingwistyczne takie jak np. dodatnie duże (w skrócie PB — z ang. positive big), zerowe (w skrócie ZE — zero) czy ujemne małe (w skrócie NS — negative small). Przykładowa ilustracja graficzna funkcji przynależności PB, ZE oraz NS, przedstawiona jest na rys. 3.

Oznacza to, że wartość rzeczywistej wielkości fizycznej X^* , należącej do zbioru X może przynależeć do zmiennej lingwistycznej NS ze stopniem przynależności $\mu_{X NS}$, ale także do zmiennej lingwistycznej ZE ze stopniem przynależności $\mu_{X ZE}$. Może także przynależeć do zmiennej lingwistycznej PB ze stopniem przynależności równym zeru.

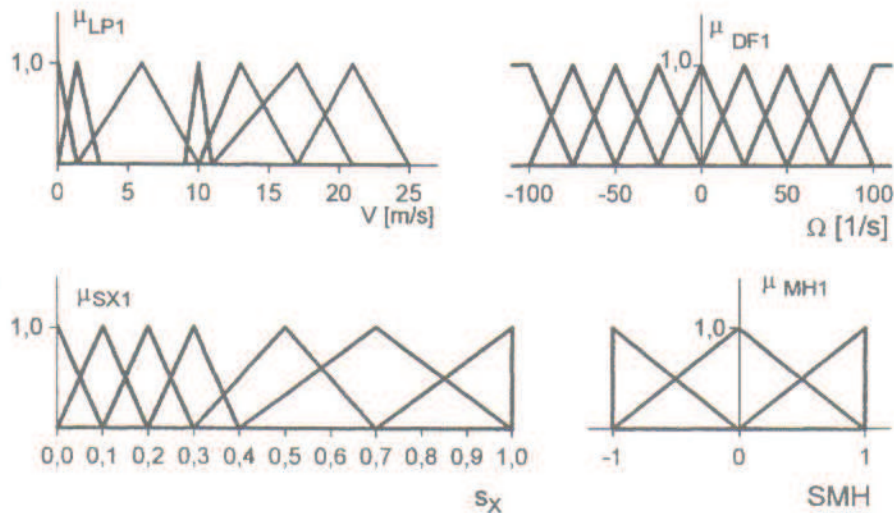
Realizując przyjętą strukturę regulatora dziedziną ciągła zmian rozpatrywanych wielkości fizycznych została skwantyzowana w skończonej liczbie segmentów odpowiadających ustalonym poziomom kwantyzacji.

Przyjmuje się, że dla prędkości liniowej pojazdu dziedziną fizyczną będzie zawarta w przedziale $[0,0, +25,0]$ [m/s] (górna granica zmian prędkości tj. 25 m/s wynika z maksymalnej prędkości autobusu z jaką może się on poruszać). Przyjmuje się liczbę założonych segmentów jako równą 8. Liczbę tę, jak również rozmiary poszczególnych podprzedziałów, założono arbitralnie, opierając się na wiedzy i doświadczeniu zebranym w trakcie kilkunastu lat pracy nad rozpatrywanymi zjawiskami. Tablica przeglądowa prędkości liniowej pojazdu V jest przedstawiona w tabeli 1.

Interpretację geometryczną odwzorowania zbioru LPI na dziedzinę $[0,0, +25,0]$ [m/s] pokazano na rys. 4.

Tabela 1. Tablica przeglądowa prędkości liniowej pojazdu.
Table 1. The review table of linear velocity of a vehicle

seg.	wartość [m/s]	ZE	PS	PE	PM	PB	PU	PV
1	$0 < V < 1,5$	$f(V)$	$f(V)$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	$1,5 < V < 3$	0,0	$f(V)$	$f(V)$	0,0	0,0	0,0	0,0
3	$3 < V < 9$	0,0	0,0	$f(V)$	0,0	0,0	0,0	0,0
4	$9 < V < 10$	0,0	0,0	$f(V)$	$f(V)$	0,0	0,0	0,0
5	$10 < V < 11$	0,0	0,0	0,0	$f(V)$	$f(V)$	0,0	0,0
6	$11 < V < 17$	0,0	0,0	0,0	0,0	$f(V)$	$f(V)$	0,0
7	$17 < V < 21$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	$f(V)$	$f(V)$
8	$21 < V < 25$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	$f(V)$



Rys. 4. Graficzne przedstawienie zbiorów LPI , $LDFI$, $LSXI$ oraz $LMHI$.

Fig. 4. Fuzzy subsets and input membership values for LPI , $LDFI$, $LMHI$ and $LSXI$ sets

Postępując podobnie z pozostałymi analizowanymi wielkościami przyjęto, że liczba segmentów odnoszących się do prędkości kątowej koła jest zawarta w przedziale $\langle 1, 10 \rangle$. Granice zmienności tej prędkości tj. $\langle -100, +100 \rangle$ [1/s] wynikają z maksymalnej prędkości jazdy autobusu, promienia koła oraz możliwości wystąpienia dla prędkości maksymalnej pełnego poślizgu kół. Interpretację geometryczną tablicy przeglądowej odwzorowania zbioru $LDFI$ zmian prędkości obrotowej koła Ω na dziedzinę $[-100, +100]$ [1/s] pokazano na rys. 4.

Na podstawie wartości prędkości liniowej pojazdu odwzorowanej prędkością programowaną i odniesioną do prędkości obrotowej koła, można wyznaczyć poślizg wzdłużny koła s_x . Zbiór rozmyty odpowiadający poślizgowi przyjmuje się w postaci:

$$LSXI = \{ZE, PS, PE, PM, PB, PU, PV\}$$

Przyjmuje się także liczbę etykiet odnoszących się do poślizgu wzdłużnego koła jako zawartą w przedziale $\langle 1, 7 \rangle$. W ten sposób możliwe jest utworzenie tablicy przeglądowej, której interpretację graficzną zależności zbioru rozmytego LXI w dziedzinie $[0,0, +1,0]$ pokazano na rys. 4.

Tablica przeglądowa do określenia sygnałów sterujących modulatorem SMH , który może przyjmować trzy wartości — stan zasilenia silowników w czynnik roboczy (wartość przypisana 1), stan utrzymania ciśnienia (wartość przypisana 0) oraz stan upustu ciśnienia (wartość przypisana -1), będzie miała postać, której ilustrację graficzną na dziedzinę $[-1,0, +1,0]$ pokazano na rys. 4.

Zasady sterowania obiektem oparte są o opracowane tzw. reguły wnioskowania. Tworzone są one na bazie wiedzy, a więc doświadczenia i intuicji oraz na podstawie teoretycznego i praktycznego zrozumienia dynamiki obiektu sterowanego.

Każda reguła jest symbolicznie odwzorowana jako:

jeżeli x jest $LX^{(k)}$ to u jest $LU^{(k)}$ $k = 1, 2, \dots$

gdzie:

$LX^{(k)}$ — jest wartością lingwistyczną x w k -tej regule, $LX^{(k)} \in Lx$

$LU^{(k)}$ — jest wartością lingwistyczną U w k -tej regule, $LU^{(k)} \in LU$

Na podstawie posiadanej wiedzy i doświadczenia opracowano 35 reguł wnioskowania, zastosowanych w regulatorze oznaczonym jako FLC_ABS (Fuzzy Logic Controller — Anti-Locking Braking System). Reguły te tworzą algorytm sterowania urządzenia ABS.

Poniżej przedstawiono kilka przykładowych reguł:

reguła nr 6:

jeżeli (SX1) jest (ZE) i (DF1) jest (NB) i (V) jest (PO) to (MH1) jest (NE);

...

reguła nr 13:

jeżeli (SX1) jest (PE) i (DF1) jest (NS) i (V) jest (PO) to (MH1) jest (PO);

...

reguła nr 29:

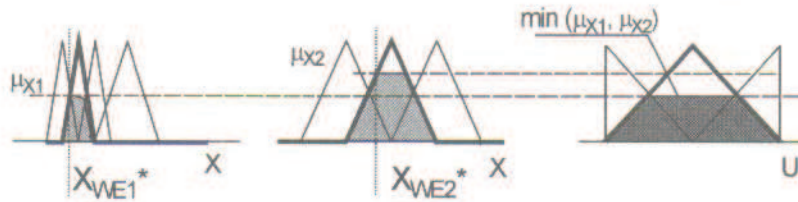
jeżeli (SX1) jest (PB) i (DF1) jest (PS) i (V) jest (PO) to (MH1) jest (ZE);

...

itd.

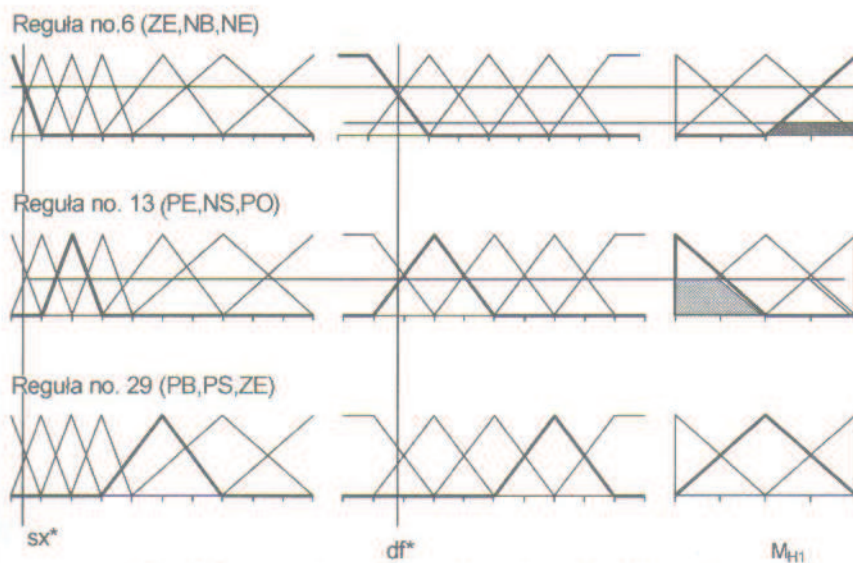
Wnioskowanie na podstawie poszczególnych reguł, zwane także odpalaniem reguły, prowadzi do utworzenia zbioru ograniczonego, oznaczanego jako μ_{CU} . Taka metoda wnioskowania oparta jest na sposobie podanym przez Mamdaniego i zwana implikacją Mamdaniego.

Wynikiem odpalania oddzielnie każdej z ustalonych reguł algorytmu sterowania jest n zbiorów rozmytych ściśniętych $CU^{(1)}, CU^{(2)}, \dots, CU^{(n)}$, każdy dla jednej reguły. W przypadku kilku reguł wnioskowania, odpalenie każdej z nich indywidualnie daje zbiór rozmyty ściśnięty, których suma daje jeden, wszystko obejmujący zbiór rozmyty. Jest on tworzony na bazie operacji iloczynu zbiorów. Ilustruje to rys. 5.



Rys. 5. Wynik odpalenia reguły złożonej.

Fig. 5. Fuzzy influence and the result of their implication



Rys. 6. Interpretacja graficzna wybranych reguł wnioskowania.

Fig. 6. The graphical presentation of chosen phrases rules

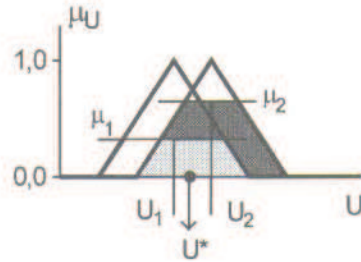
Interpretacja graficzna odpalenia wybranych reguł pokazana jest na rys. 6.

Ze względu na trudności techniczne zapisu tabelarycznego zależności wielowymiarowych oraz biorąc pod uwagę jedynie pomocniczy charakter innych zbiorów, powyższa prezentacja ujmuje związek pomiędzy zbiorami $SX1$, $DF1$ oraz $MH1$. Pamiętać przy tym należy, że realizacja praktyczna opracowanych reguł wnioskowania obejmuje oczywiście wszystkie ich składniki.

Na podstawie otrzymanych zbiorów ściśniętych dla wszystkich opracowanych reguł możliwe jest określenie ostrej zmiennej sterującej obiektu U . W celu jej wyznaczenia wykorzystano tzw. metodę wysokości. Graficzną interpretację metody wysokości pokazuje rys. 7.

W metodzie tej brana jest wartość szczytowa każdego $CU^{(k)}$ ze względu na daną funkcję przynależności i budowana suma ważona tych wartości szczytowych. Jest to metoda zarówno szybka jak i prosta w obliczeniu.

Utworzony na podstawie poszczególnych reguł fragment zbioru ściśniętego wartości wyjściowych $MH1$ przedstawiony jest w tabeli 2.

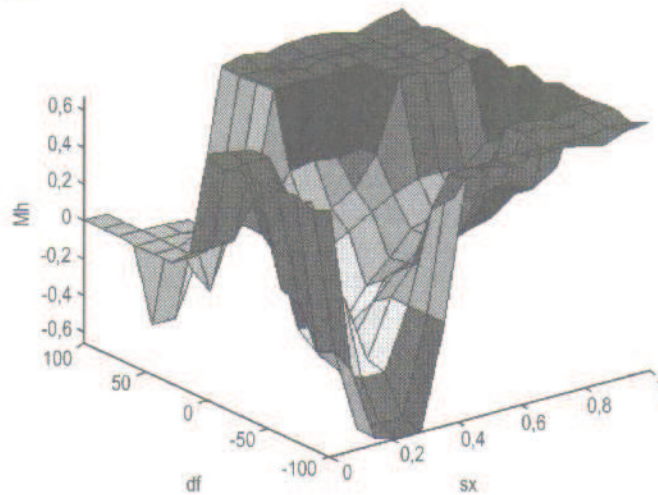


Rys. 7. Graficzna interpretacja metody wysokości.
Fig. 7. The graphical presentation of height method

Tabela 2. Zbiór ściśnięty wartości MHI.
Table 2. The clipped set of MHI values

MHI	SX1								
DF1	NB	ZE	PS	PE	PM	PB	PU	LO	
	NM	PO	PO	PO	PO	PO	PO	PO	PO
	NE	NE	PO	PO	PO	PO
	NS	PO	PO	PO	PO	PO
	ZE	ZE	ZE	ZE
	PS	ZE	ZE
	PE	ZE

Pełna charakterystyka regulatora, ujmująca wszystkie opracowane reguły wnioskowania i pokazująca zależność wielkości sterującej od wielkości wejściowych, pokazana jest na rys. 8.



Rys. 8. Charakterystyka zaprojektowanego FLC_ABS.
Fig. 8. The characteristic of FLC_ABS fuzzy controller

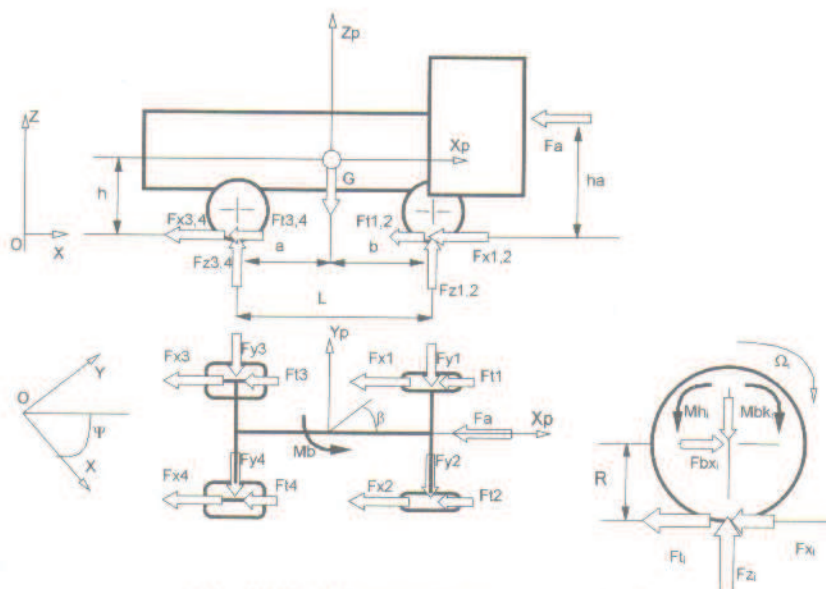
3. Przyjęte modele

Obiektem badań jest model pojazdu kategorii M3. Dane liczbowe tego pojazdu odpowiadają parametrom autobusu średniej wielkości. Właśnie taki pojazd badawczy jest na wyposażeniu Instytutu Pojazdów PŁ.

Przyjęty do rozważań układ opisuje dyskretny 5-masowy model samochodu, składający się z masy zawieszonyj m oraz mas czterech kół jezdnych, każde o masie m_{ki} ($i = 1, 2, 3, 4$).

Poszczególne masy traktowane są jako bryły sztywne. Nadwozie — masa zawieszona, powiązane jest z masami niezawieszonymi kół elementami sprężystymi i tłumiącymi. Model ten umożliwia obserwację przemieszczeń liniowych i ruchów kątowych mas, względem osi wybranych układów współrzędnych.

Przyjęte siły i momenty pokazuje rys. 9.



Rys. 9. Model fizyczny rozpatrywanego pojazdu.

Fig. 9. The physical model of vehicle

Równania ruchu dla przyjętego modelu pojazdu wyprowadzone zostały przy założeniu, że pojazd składa się z brył masowych symetrycznie rozmieszczonych. Przemieszczenia liniowe $x_i(t)$, $y_i(t)$, $z_i(t)$ i kątowne $\Phi_i(t)$, $\Theta_i(t)$ oraz $\Psi_i(t)$ są od siebie niezależne i przyjęto je jako współrzędne uogólnione. Przyjęto także, że układ zawieszenia nadwozia nie przemieszcza się w płaszczyźnie poziomej a jedynie w płaszczyźnie pionowej względem punktu zamocowania.

Równania ruchu dla poszczególnych mas przyjęto na podstawie równań Lagrange'a II-rodzaju w postaci:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial p_i} = Q_i, \quad \text{gdzie } i = 1, \dots, n$$

U — energia potencjalna rozpatrywanego układu,

R — dyssypatywna funkcja Rayleigh'a układu,

q_i — współrzędne uogólnione,

Q_i — siły uogólnione odpowiadające przyjętym współrzędnym uogólnionym,

n — liczba stopni swobody.

Wektor współrzędnych uogólnionych przyjęto w postaci:

$$\mathbf{q} = [x, y, z, \Phi, \Theta, \Psi, z_{K1}, z_{K2}, z_{K3}, z_{K4}]^T,$$

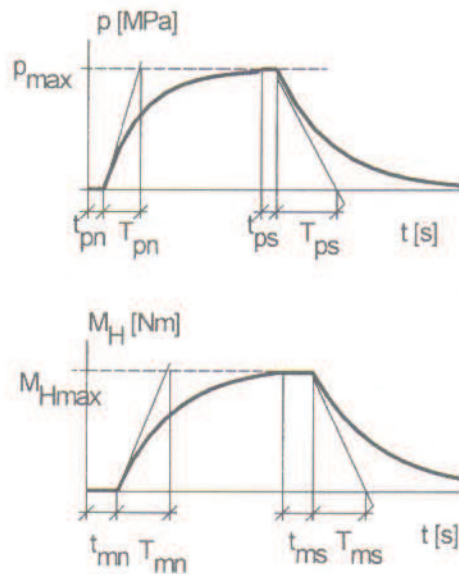
gdzie x, y, z są liniowymi przemieszczeniami środka masy m nadwozia względem osi nieruchomego względem podłoża układu współrzędnych $X_0 Y_0 Z_0$; Φ, Θ, Ψ są kątami obrotu masy m w układzie ruchomego względem $X_0 Y_0 Z_0$ układu osi współrzędnych XYZ związanych ze środkiem masy pojazdu; $z_{K1}, z_{K2}, z_{K3}, z_{K4}$ są przemieszczeniami liniowymi mas poszczególnych kół jezdnych w kierunku osi Z_0 układu współrzędnych $X_0 Y_0 Z_0$.

Szczegółowy opis przyjętego modelu zamieszczony jest w [1].

Model układu hamulcowego

Założono, że działanie układu inicjuje kierowca, naciskając pedał hamulca. Powoduje to wzrost ciśnienia czynnika roboczego doprowadzonego do siłowników od wartości 0 do p_{max} . Puszczanie pedału hamulca zmniejsza ciśnienie od p_{max} do 0. Zmiany ciśnienia charakteryzowane są stałą czasową wzrostu T_{pn} , opóźnieniem czasowym wzrostu t_{pn} oraz stałą czasową spadku T_{ps} i opóźnieniem czasowym spadku t_{ps} . Działanie siłownika wyzwala działanie mechanizmu hamulcowego danego koła, pozwalającego na powstanie momentu tarcia pomiędzy elementami trącymi o wartości mogącej wzrosnąć od 0 do M_{Hmax} . Zmiany momentu charakteryzowane są czasem opóźnienia t_{mn} pomiędzy początkiem napełniania układu powietrzem a wzrostem wartości momentu, stałą czasową wzrostu T_{mn} , czasem zwłoki spadku momentu t_{ms} oraz stałą czasową spadku momentu T_{ms} . Rzeczywisty charakter wzrostu i spadku ciśnienia jak i momentu hamującego (inercyjny wyższego rzędu) został zastąpiony krzywą pierwszego rzędu oraz wymienionymi czasami opóźnień. Przebiegi czasowe obydwu funkcji ilustruje rys. 10.

Dla modelu drogi założono, że ruch odbywa się po płaskiej, równej nawierzchni, charakteryzującej się współczynnikiem przyczepności μ , którego wartość może się zmieniać zarówno w funkcji długości drogi (przejazd na inną nawierzchnię, plama) jak i jej szerokości (przypadek „ μ -split”). Równania opisujące wartości sił stycznych oparto na hipotezie [2] opisanej szczegółowo w [3]. Przyjęte równania określają wartość sił obwodowych F_x i bocznych F_y w funkcji prędkości liniowej środka koła V , jego kąta znoszenia α , poślizgu wzdłużnego s_x , nacisku pionowego F_z oraz parametrów charakteryzujących rodzaj nawierzchni i zastosowane ogumienie.



Rys. 10. Przebieg zmian ciśnienia p_H i momentu hamowania M_H .
 Fig. 10. The course of pressure p_H and braking torque M_H changes

Model kierowcy opisuje przypadek tzw. człowieka idealnego, inicjującego jedynie określone zmiany ruchu pojazdu. Używany jest on do przeprowadzenia badań zachowania się pojazdu poruszającego się po zadanym torze jazdy. Zatem jego działanie ograniczone będzie do:

- inicjowania hamowania pojazdu poprzez uruchamianie (naciskanie) pedału hamulca z intensywnością powodującą działanie ABS,
- inicjowania zmiany toru ruchu poprzez uruchamianie układu kierowniczego.

W przeprowadzonych testach kierowca nie zmienia rozpoczętego działania i nie koryguje zachowania się samochodu, nawet jeśli odbiega ono od zaplanowanego sposobu jazdy.

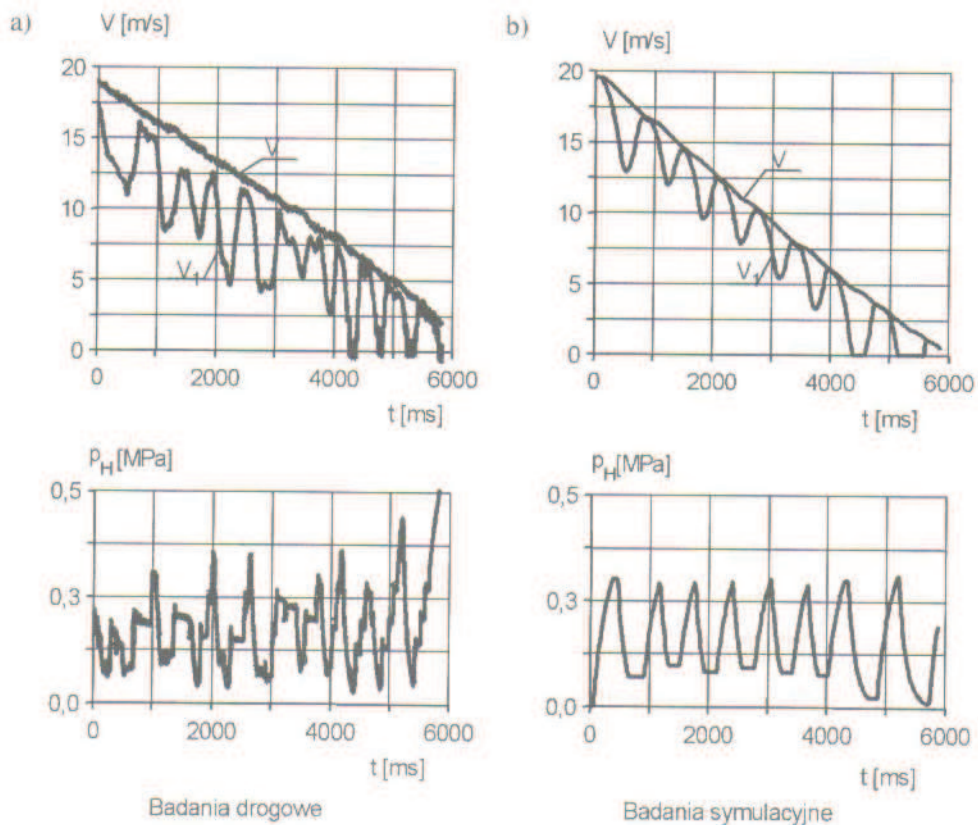
4. Badania urządzenia ABS

Sprawdzenie poprawności zaprojektowanego sterowania urządzeniem ABS wykonano poprzez szereg testów numerycznych wykorzystujących modele opisane powyżej. Zaplanowane badania przeprowadzone zostały dla modelu samochodu poruszającego się z zadaną prędkością początkową V_0 , który poddawany był gwałtownemu hamowaniu, wywołującemu działanie ABS. Próby przeprowadzono dla różnych stanów nawierzchni — jednorodnej dla $\mu = 0,1$ do $\mu = 0,8$, niejednorodnej typu μ -split $\mu = 0,2/0,6$ oraz jednorodnej skokowo zmieniającej się z $\mu = 0,6$ na $\mu = 0,2$, a także z $\mu = 0,2$ na $\mu = 0,6$. Zapisywano przebieg zmian prędkości liniowej pojazdu, prędkości obrotowych kół jezdnych, kąt obrotu pojazdu wokół osi pionowej, kąt obrotu koła kierownicy, przyspieszenia bryły nadwozia w trzech kierunkach oraz sygnały sterujące modulatorami hamulcowymi poszczególnych kół samochodu.

Równoległe przeprowadzono badania drogowe autobusu w podobnych warunkach drogowych jak rozpatrzono w obliczeniach numerycznych. Autobus wyposażony był w urządzenie przeciwblokujące, a rejestracji podczas poszczególnych testów poddawano analogiczne wielkości jak w badaniach symulacyjnych.

Poniżej prezentowane są przykładowe wyniki dla tych przypadków hamowania, podczas których rezultaty obliczeń numerycznych zostały zweryfikowane badaniami drogowymi. Pierwszy z nich obrazuje przebieg hamowania na torze prostoliniowym na nawierzchni o wartości współczynnika przyczepności $\mu = 0,3$. Otrzymane wyniki ilustruje rys. 11, pokazujący zarejestrowane przebiegi zmian prędkości liniowej pojazdu V , prędkości koła lewego przedniego V_1 oraz ciśnienia hamowania p_H tak dla badań drogowych jak i symulacyjnych.

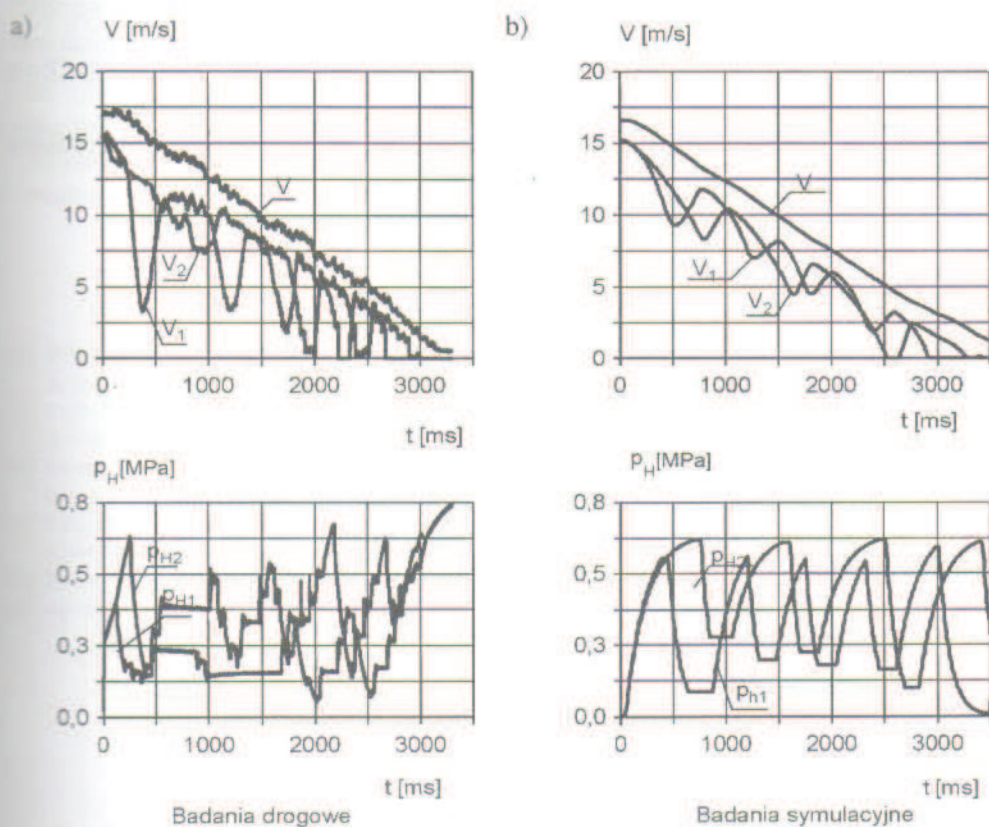
W drugim przedstawianym przypadku analizowano przebieg hamowania z działającym urządzeniem ABS na nawierzchni niejednorodnej (typu μ -split — inna wartość współczynnika przyczepności dla kół strony lewej i inna dla prawej). Zarejestrowane



Rys. 11. Hamowanie z ABS na nawierzchni jednorodnej $\mu = 0,3$ w warunkach rzeczywistych — a) oraz jego modelu podczas badań symulacyjnych — b).

Fig. 11. Braking with ABS on homogeneous surface $\mu = 0,3$ in real road conditions — a) and in numerical tests — b)

wyniki przeprowadzonych testów eksperymentalnych i badań symulacyjnych przedstawia rys. 12. Początkowa prędkość jazdy wynosiła w tym przypadku $V_0 = 16,9$ m/s, pojazd poruszał się po zakładanym torze prostoliniowym. Przedstawiono przebieg zmian prędkości liniowej V , prędkości V_1 koła poruszającego się po nawierzchni o wartości $\mu = 0,2$, prędkości V_2 koła poruszającego się po nawierzchni o wartości $\mu = 0,6$, a także ciśnienia hamowania dla obydwu kół $p_{H1,2}$.



Rys. 12. Hamowanie z ABS na nawierzchni typu μ -split w warunkach rzeczywistych – a) oraz jego modelu podczas badań symulacyjnych – b).

Fig. 12. Braking with ABS in μ -split conditions in real road conditions – a) and in numerical tests – b)

5. Uwagi i wnioski

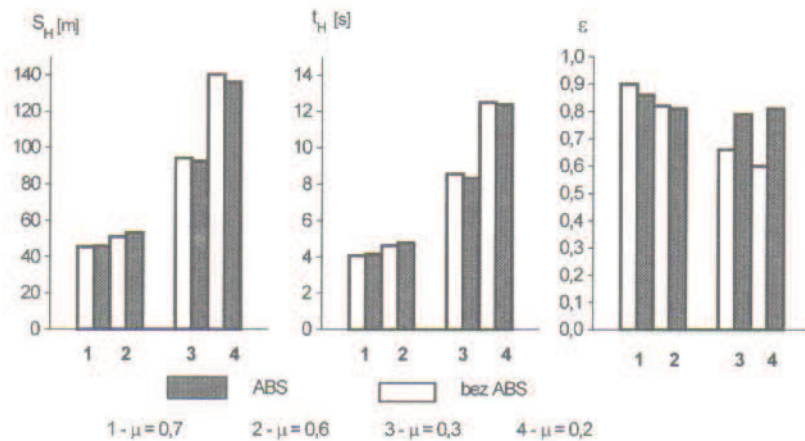
Typowymi wskaźnikami oceny procesu hamowania są przyjmowane zazwyczaj następujące wielkości: długość drogi hamowania S_H , czas hamowania t_H oraz kąt obrotu pojazdu Ψ wokół jego osi pionowej. W przypadku samochodu wyposażonego w urządzenie przeciwblokujące oceniana jest także efektywność hamowania poprzez określenie wartości współczynnika wykorzystania przyczepności ε . Pozwala on na porównanie

opóźnienia pojazdu z ABS z maksymalnym opóźnieniem pojazdu bez tego urządzenia. Układ ABS musi zapewnić co najmniej 75% maksymalnych osiągnięć pojazdu klasycznego. Dla samochodów z urządzeniem przeciwblokującym działającym na wszystkie koła wyraża się go zależnością:

$$\varepsilon = Z_{\max}/\mu,$$

gdzie Z_{\max} to maksymalny wskaźnik wyhamowania $Z_{\max} = a_{\text{MAX}}/g$, a_{MAX} jest maksymalnym opóźnieniem hamowania, g jest przyspieszeniem ziemskim. Pomiar wartości współczynnika przyczepności μ odbywa się według procedury podanej w Regulaminie 13 ECE poprzez określenie maksymalnego opóźnienia pojazdu z odłączonym ABS i hamowanego jedynie hamulcami jednej z osi.

Wyznaczone w trakcie przeprowadzonych badań wartości wybranych wskaźników oceny hamowania przedstawiono graficznie na rys. 13.



Rys. 13. Wskaźniki oceny procesu hamowania dla różnych rodzajów nawierzchni.

Fig. 13. Estimation indexes of braking process for different kinds of surface

Widoczne jest skrócenie długości drogi hamowania jak i czasu hamowania, szczególnie dla nawierzchni o mniejszym współczynniku przyczepności. W każdym z przypadków działania urządzenia ABS wartość współczynnika wykorzystania przyczepności ε jest większa od wymaganego poziomu 0,75.

Istotnym z punktu widzenia efektywności procesu hamowania z ABS jest także fakt zapewnienia pełnej kierowności pojazdu, poprzez niedopuszczenie do zablokowania kół jezdnych. Prowadzący ma bowiem możliwość wykonania manewru skrętu i tym samym np. ominięcia przeszkody czy przejazdu na fragment jezdni o większej przyczepności. Uzyskane wyniki pozwoliły zaobserwować dla przypadku ruchu prostoliniowego na jezdni jednorodnej zachowanie kierunkowości przemieszczania się pojazdu. Dla jezdni niejednorodnej typu „ μ -split” konieczna była korekta toru poprzez zmianę kąta skrętu koła kierownicy, jednak o wartość mniejszą od dopuszczanej przez odpowiednie przepisy. Fakt niedopuszczenia do zablokowania kół przez działające urządzenie prze-

ciwblokujące umożliwia wykorzystanie większych sił bocznych, które w tym czasie powstają w śladzie współpracy opona-nawierzchnia. Jest to szczególnie ważne podczas ruchu po torach krzywoliniowych, jak również w przypadku działania zakłóceń bocznych na hamujący samochód.

Sposoby sterowania oparte o sterowanie rozmyte są w coraz większym stopniu stosowane w praktyce. Umożliwiają to odpowiednie, wysoko specjalizowane układy mikroprocesorowe, a także większa świadomość o stopniu ich wykorzystania przez projektantów układów elektronicznych. Pierwsze układy oparte o logikę rozmytą już w pojazdach się pojawiły. Są to rozwiązania stosowane przez takie firmy jak Nissan, Fiat czy Mitsubishi. W ślad za tym idzie opracowanie prawem chronionych patentów konkretnych urządzeń, czego dowodem są opisy przedstawione przez Takashi [4], Takahashi [5] czy Abate [6]. W najbliższym czasie spodziewać się można opatentowania urządzenia ABS o sterowaniu przedstawionym w niniejszej pracy.

Literatura

- [1] SZOSLAND A. *Dynamika pojazdu samochodowego wyposażonego w urządzenia sterujące układami ruchu*. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej nr 825, 1999.
- [2] DUGOFF H., FANCHER P.S., SEGEL, *An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance*. SAE 700877.
- [3] DRIANKOV D., HELLENDORRN H., REINFRANK M., *Wprowadzenie do sterowania rozmytego WNT*, Warszawa 1996.
- [4] TAKASHI H., ISHIKAWA Y., *Anti-skid Brake Control System Based on Fuzzy Inference*, US Patent 4.842.342.
- [5] TAKAHASHI H., *Fuzzy Control System Automatic Transmission*, US Patent 4.841.815.
- [6] ABATE M., DOSIO N., *Fuzzy Logic Control for Engine Idle Speed Control*, Patent no. 900594.

Fuzzy logic controll for antilocking device

Summary

The paper presents the operation of antilocking device and its influence on the dynamics of a vehicle. The new, original concept of the steering is proposed, realised by means of fuzzy logic. Due to the performed analysis of its correctness chosen principles of vehicle motion are discussed, which describe the typical driving conditions — straightline on homogeneous and non-homogeneous surface. The investigations were carried out on the basis of numerical tests. The chosen principles of computer simulations are compared with the results of road tests of the real car.