

Modelowanie sterowania mechanizmem różnicowym międzyosiowym

Andrzej Dębowski

Wojskowa Akademia Techniczna,
Instytut Pojazdów Mechanicznych i Transportu
Gen. Sylwestra Kaliskiego, 200-908 Warszawa, Polska
tel.: +48 22 6837732
e-mail: adebowski@wat.edu.pl

Streszczenie

W tym artykule przedstawiono model uproszczonego sterowania mechanizmem różnicowym międzyosiowym. Praca ta zawiera pełne opracowanie modelu, w którego skład wchodzi: równania opisujące pojazd, struktura modelu, wartości oraz parametry wykorzystane w trakcie symulacji. Wszystkie wspomniane wyżej części, pozwalają na rozbudowanie już istniejącego modelu, przez co nie jest konieczne tworzenie go od początku. Przedstawiono szczegółowe równania, wg których realizowano model symulacyjny wraz z uproszczonym schematem blokowym obrazującym strukturę modelu. Pełną strukturę modelu zamieszczono w załączniku. Następnie opisano koncepcję uproszczonego układu sterowania rozdziałem momentu, który stanowić będzie dalej podstawę modelu symulacyjnego. Działanie układu przedstawione jest poprzez jego model symulacyjny zrealizowany w programie Matlab Simulink. Model odnosi się do ruchu prostoliniowego, w różnych warunkach drogowych i przy zastosowaniu sterowania mechanizmem różnicowym międzyosiowym. W dalszej części podane są parametry oraz dane użyte w modelu, zaś rozdział piąty zawiera przykładowe przebiegi zmiennych modelu wraz z ich krótkim opisem. Ostatnie dwa punkty stanowią syntetyczne wnioski oraz literatura.

Słowa kluczowe: Modelowanie ruchu, 4WD, Matlab Simulink, dynamika ruchu, dystrybucja momentu napędowego

1. Wprowadzenie

Samochody osobowe z napędem czterech kół stanowią ważny segment rynku motoryzacyjnego. Ich specyfiką jest układ przeniesienia napędu umożliwiający rozdział momentu napędowego na wszystkie koła. Sterowanie przeniesieniem napędu 4WD, w tym zwłaszcza sterowanie rozdziałem momentu, ma bardzo istotny wpływ na zachowanie pojazdu, a przez to i na bezpieczeństwo użytkowników drogi [1, 7]. W obecnie produkowanych samochodach 4WD coraz szerzej stosowane jest automatyczne sterowanie rozdziałem momentu, w zależności od warunków ruchu pojazdu [6]. Ze względu na istotną rolę, jaką spełnia sterowanie rozdziałem momentu napędowego podjęto temat układów sterowanie podzespołami przeniesienia napędu w samochodach 4WD.

Rozdział momentu napędowego na poszczególne koła ma fundamentalne znaczenie dla współpracy kół napędowych z jezdnią, a tym samym dla własności trakcyjnych i dynamiki ruchu pojazdu. W samochodach 2WD rozdział momentu napędowego dokonuje się w mechanizmie różnicowym międzykołowym, natomiast w samochodach 4WD, także w mechanizmie międzyosiowym.

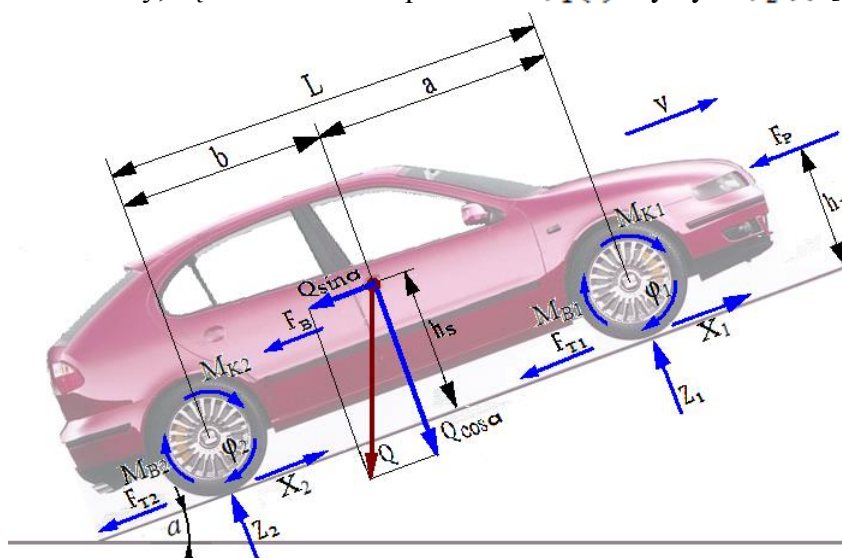
W nowoczesnych rozwiązaniach do sterowania tarcia mechanizmu różnicowego stosowane są układy aktywne, oparte na elektronice i mechatronice. Za regulację i uruchamianie blokady odpowiada zaprogramowany sterownik wykorzystujący odpowiednie sygnały pomiarowe. Sterowanie mechanizmu realizowane jest poprzez wywieranie nacisku na element wielopłytkowy przez układ elektrohydrauliczny lub silny elektromagnes. Ponieważ przy zastosowaniu blokady elektrohydraulicznej powstają znacznie większe siły docisku, stosuje się ją głównie w mechanizmie różnicowym osi tylnej. W międzyosiowych mechanizmach różnicowych, jako blokady stosowane są zarówno blokady elektrohydrauliczne, jak i elektromagnetyczne [2]. Zastosowanie jednego z tych rozwiązań zależy od przenoszonego maksymalnego momentu napędowego, sposobu rozdziału nacisków na osie oraz od sposobu rozdziału momentu pomiędzy przednią i tylną oś. W przeciwieństwie do mechanicznych ręcznych blokad, automatyczne sterowanie umożliwia precyzyjną i płynną regulację rozdziału momentu napędowego od 0 do 100% [3]. Automatyczne sterowanie poprawia własności trakcyjne oraz wpływa korzystnie na

stateczność i kierowność samochodu, gdyż dostosowuje rozdział momentu napędowego na koła napędowe do warunków obciążeń kół.

Zarówno modelowanie podzespołów, jak i całego pojazdu, jest obecnie kluczowym etapem projektowania. Stawiane coraz wyższe wymagania dotyczące jakości oraz poprawności wykonania podzespołów w dobie panującego downsizingu możliwe jest dzięki wykorzystaniu nowoczesnych oprogramowań wspomagających etap projektowania oraz tworzeniu modeli matematycznych odzwierciedlających ich prace w rzeczywistych warunkach. Badania, przeprowadzane za pomocą tak stworzonych modeli matematycznych, pozwalają na uzyskanie wyników nieodbiegających od otrzymanych w rzeczywistych badaniach, a są znacznie mniej kosztowne. Modelowanie zmian stanu obiektów umożliwia ocenę indywidualnego przebiegu zużycia w elementach, pozwala na opisanie zmiennych obciążeń i ich wpływu na przebieg eksploatacji, a także na określenie jej czasu trwania.

2. Model pojazdu

Ze względu na ograniczony dostęp do szczegółowych danych technicznych model samochodu został uproszczony. Na rysunku 1 przedstawiono płaski układ sił i momentów działających na samochód, poruszający się ruchem prostoliniowym, po drodze pod kątem α w celu rozważenia jego dynamiki ruchu. Jest to model o trzech stopniach swobody, a mianowicie przemieszczeniu wzdłużnym $x(t)$ środka masy, kątach obrotu kół przednich $\varphi_1(t)$ i tylnych $\varphi_2(t)$ [5].



Rys. 1. Układ sił i momentów działających na samochód

Q – ciężar pojazdu, X_1, X_2 – reakcje styczne do drogi, F_T – siła oporu toczenia, F_B – siła bezwładności, F_P – siła oporu powietrza, Z_1, Z_2 – reakcje pionowe od nawierzchni, M_{K1}, M_{K2} – moment zewnętrzny koła (moment napędowy lub hamowania), M_{B1}, M_{B2} – moment bezwładności koła i elementów z nim związanych, L – rozstaw osi kół jezdnych, a, b – odległość osi od środka masy, v – prędkość pojazdu, h_{op} – wysokość wypadkowej siły oporu powietrza, h_s – wysokość położenia środka masy, α – kąt nachylenia wzniesienia, φ_1, φ_2 – kąty obrotu kół

Model symulacyjny

W celu przeprowadzenia obliczeń symulacyjnych, na podstawie równań opisujących ruch prostoliniowy samochodu, zawartych w [4] sformułowano równania stanu. W równaniach tych wprowadzono oznaczenia $v = \dot{x}$, $\omega_1 = \dot{\varphi}_1$, $\omega_2 = \dot{\varphi}_2$, $J = 2J_K$.

Za pomocą równania pierwszego opisane jest przyspieszenie liniowe samochodu, gdzie dwa pierwsze jego człony stanowią zależności siły reakcji stycznej od poślizgu (β jest współczynnikiem rozdziału nacisków na osie), a trzeci siły oporów toczenia i powietrza.

Równania 2 i 3 opisują przyspieszenia kątowe odpowiednio przedniego i tylnego koła. Pierwszy człon w obu równaniach opisuje moment napędowy na kole, przy czym γ jest współczynnikiem rozdziału momentu. Drugą część równania stanowi zależności siły reakcji stycznej od poślizgu. Równania 4 i 5 opisują powstawanie momentu obrotowego silnika oraz prędkości obrotowej wału korbowego.

$$\dot{v}(t) = \frac{1}{m} \left(mg\beta\mu_1(s_1(v(t), \omega_1(t)), t) + mg(1 - \beta)\mu_2(s_2(v(t), \omega_2(t)), t) - mgf(t)0,5A\rho c_x v^2(t) \right) \quad (1)$$

$$\dot{\omega}_1(t) = \frac{r_D}{J_{K1}} \left(\gamma(s_1(v(t), \omega_1(t))) \frac{M_S(\omega_1(t), \omega_2(t)) i_{UN} \eta_{UN}}{r_D} - mg\beta\mu_1(s_1(v(t), \omega_1(t)), t) \right), \quad (2)$$

$$\dot{\omega}_2(t) = \frac{r_D}{J_{K2}} \left((1 - \gamma(s_2(v(t), \omega_2(t)))) \frac{M_S(\omega_1(t), \omega_2(t)) i_{UN} \eta_{UN}}{r_D} - mg(1 - \beta)\mu_2(s_2(v(t), \omega_2(t)), t) \right) \quad (3)$$

gdzie:

$$M_s(\omega_1(t), \omega_2(t)) = M_s(\omega_s(\omega_1(t), \omega_2(t))) \quad (4)$$

gdzie:

$$\omega_s(t) = 0,5(\omega_1(t) + \omega_2(t)) \quad (5)$$

Zmiany f oraz μ_1 , μ_2 (wynikające ze zmiany nawierzchni jezdni) modelowane są z wykorzystaniem jawnych funkcji czasu typu skokowego (wykorzystana jest pseudo funkcja 1(t)). Zmiany te opisują równania:

$$f(t) = f_0 + \Delta f(t), \quad (6)$$

gdzie:

$$\Delta f(t) = \Delta f * 1(t - t_0), \quad (7)$$

$$\mu_1(s_1(v(t), \omega_1(t)), t) = \mu_{10}(s_1(v(t), \omega_1(t)), t) * w(t), \quad (8)$$

$$\mu_2(s_2(v(t), \omega_2(t)), t) = \mu_{20}(s_2(v(t), \omega_2(t)), t) * w(t), \quad (9)$$

gdzie:

$$w(t) = w_0 * 1(t - t_0). \quad (10)$$

Działanie sterownika opisują równania:

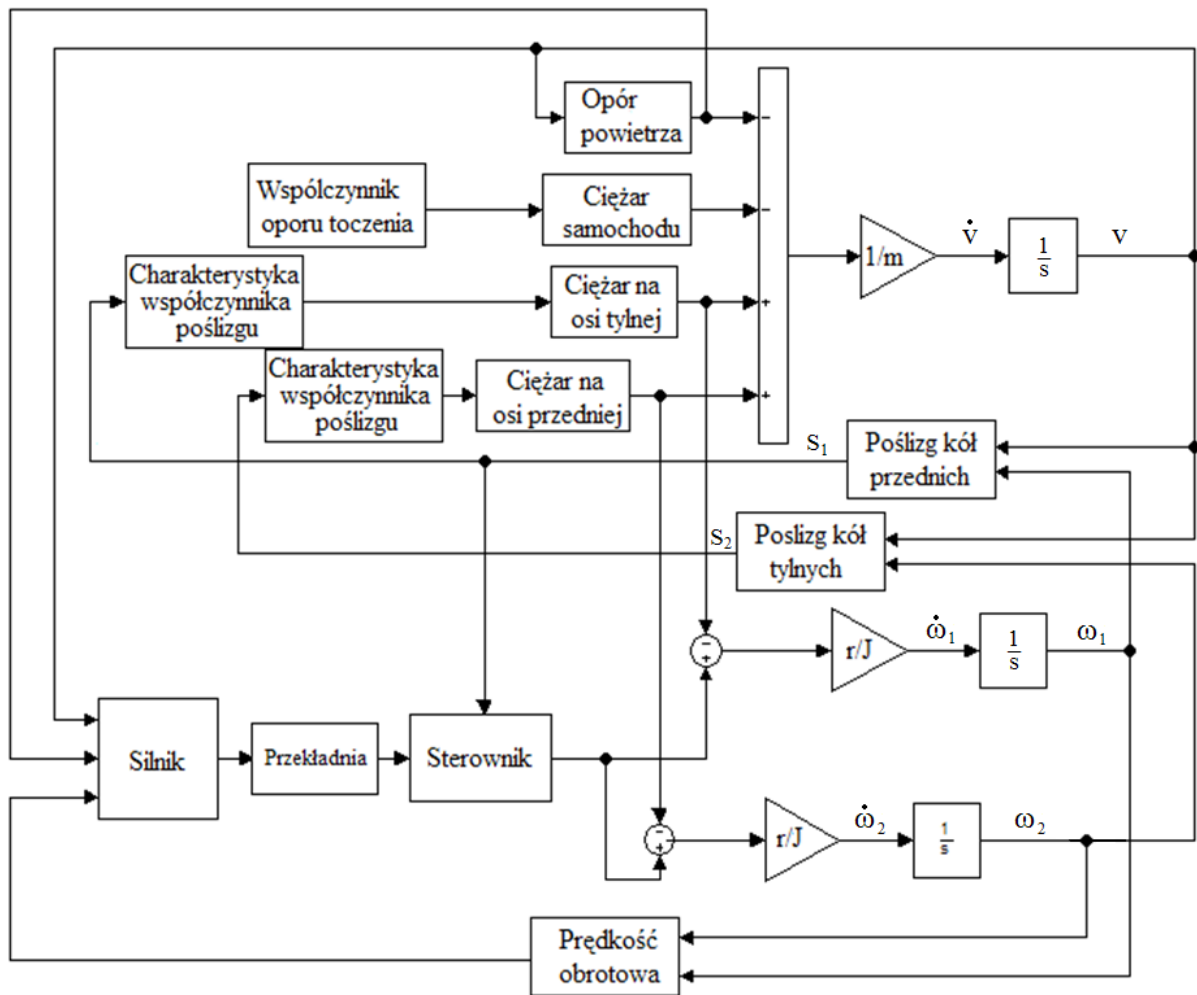
$$\gamma(s_1(v(t), \omega_1(t))) = 1 - \Delta\gamma(s_1(v(t), \omega_1(t))), \quad (11)$$

gdzie:

$$\Delta\gamma(s_1(v(t), \omega_1(t))) = 0,5 \left(1 + \text{sign}(s_1(t) - s_{dop}) \right) \quad (12)$$

gdzie: s_{dop} – wartość graniczna po przekroczeniu, której następuje włączenie napędu drugiej osi.

Uproszczoną strukturę modelu przedstawia rysunek 2, szczegółowa struktura jest na rysunku 9.



Rys 2. Schemat blokowy obrazujący strukturę modelu

3. Koncepcja układu sterowania

Przedstawiona koncepcja sterownika wyjaśnia ideę sterowania rozdziału momentu w mechanizmie różnicowym międzyosiowym, na przykładnie samochodu Seat Leon Cupra. W warunkach jazdy po drodze o dobrym współczynniku przyczepności (np. asfalt), napęd jest przenoszony na przednią oś (napęd 2WD). Gdy samochód wjeżdża na nawierzchnię o obniżonej przyczepności (np. piach), sterownik załącza napęd także na oś tylną (napęd 4WD) (rys. 3). Sterowanie załączaniem napędu drugiej osi będzie także realizowane w przypadku ruszania z miejsca i rozpędzania, a także hamowania (rys 4).



Rys. 3. Działanie sterownika przy zmiennych warunkach przyczepności
 strzałka zielona – kierunek obrotu koła, strzałka czerwona – koło napędowe, zła nawierzchnia – nawierzchnia o pogorszonych właściwościach, dobra nawierzchnia – nawierzchnia o dobrych właściwościach



Rys. 4. Fazy ruchu samochodu

a) ruszanie z miejsca i rozpędzanie fazy, b) jazda ze stałą prędkością, c) hamowanie

Podczas ruszania i przyspieszania ze względu na dociążenie tylnej osi załączany jest napęd 4WD. Gdy samochód porusza się z ustaloną prędkością napęd 4WD zostaje rozłączony, a cały moment napędowy kierowany jest na oś przednią (FWD). W trakcie hamowania tylna oś jest odciążana, przez co moment napędowy jest przekazywany tylko na przednią oś (FWD).

Proponowany sterownik współpracując z układem ASR i na jego podstawie określa poślizgi dla kół. W przypadku, gdy poślizg kół przednich będzie większy od poślizgu granicznego 0,2 (przyjęto na podstawie danych literaturowych [5]), to sterownik wysyła sygnał do sprzęgła międzyosiowego mechanizmu różnicowego i następuje załączenie napędu drugiej osi. Dla zapobiegnięcia pulsacyjnego działania sprzęgła, np. w trakcie przejeżdżania przez niewielkie kałuże, zmienione warunki przyczepności poślizgowej muszą utrzymywać się minimum 1 sekundę.

Wyłączanie napędu 4WD będzie realizowane poprzez wzrost przyczepności poślizgowej. Informację o tym sterownik odczyta na podstawie spadku chwilowego poślizgu poniżej wartości poślizgu granicznego. Wartość przyczepności poślizgowej jest w tym przypadku wartością średnią poślizgów kół przedniej i tylnej osi.

Moment napędowy w przypadku napędu 4WD rozdzielany jest między osie w stałej proporcji 63,7/36,3 (przyjęto na podstawie danych technicznych samochodu Seat Leon Cupra).

4. Dane do modelu symulacyjnego

Model samochodu ze sterownikiem napędu 4WD opracowano dla jednego ze stanów ruchu opisanych w punkcie 3. Zamodelowany będzie automat, który po wykryciu sytuacji wzrostu poślizgu ponad dopuszczalną wartość włączy napęd także na tylną oś. Samochód jedzie z prędkością ustaloną.

Istotą symulacji jest modelowanie działania sterownika rozdziału, nie zaś szczegółowo całego samochodu. Uproszczenia jakie przyjęto dla modelu są następujące:

- samochód traktowany jako pojazd dwukołowy z zastępczymi kołami, mający koło przednie i tylne,
- prędkość pojazdu dobrana tak, aby nie zachodziła potrzeba zmiany przełożenia przy zwiększaniu oporów ruchu,
- otwarcie przepustnicy i przełożenie układu napędowego są stałe (dzięki temu jedynym sterowaniem będzie system włączający 4WD),
- nie uwzględniono dynamicznie zmieniającego się rozkładu mas na osiach,
- pojazd porusza się po płaskiej nawierzchni o zerowym kącie nachylenia,
- wykluczono możliwość pulsacyjnego działania,
- promień koła nie ulega zmianie w czasie ruchu pojazdu.

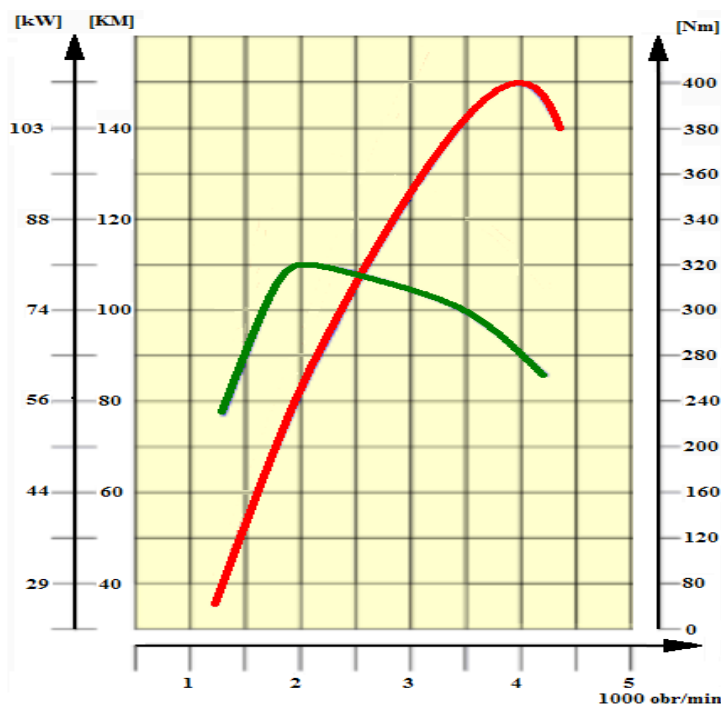
Dane do modelu symulacyjnego opracowano na podstawie danych technicznych Seat Leon Cupra 1,9 TDi (rys. 5 [8], tab. 1 [9]) oraz literatury [5] (tab. 2).

W celu określenia prędkości początkowej pojazdu oraz numeru biegu, na którym będzie możliwe jej utrzymanie przy zmieniających się oporach ruchu niezbędnym było opracowanie

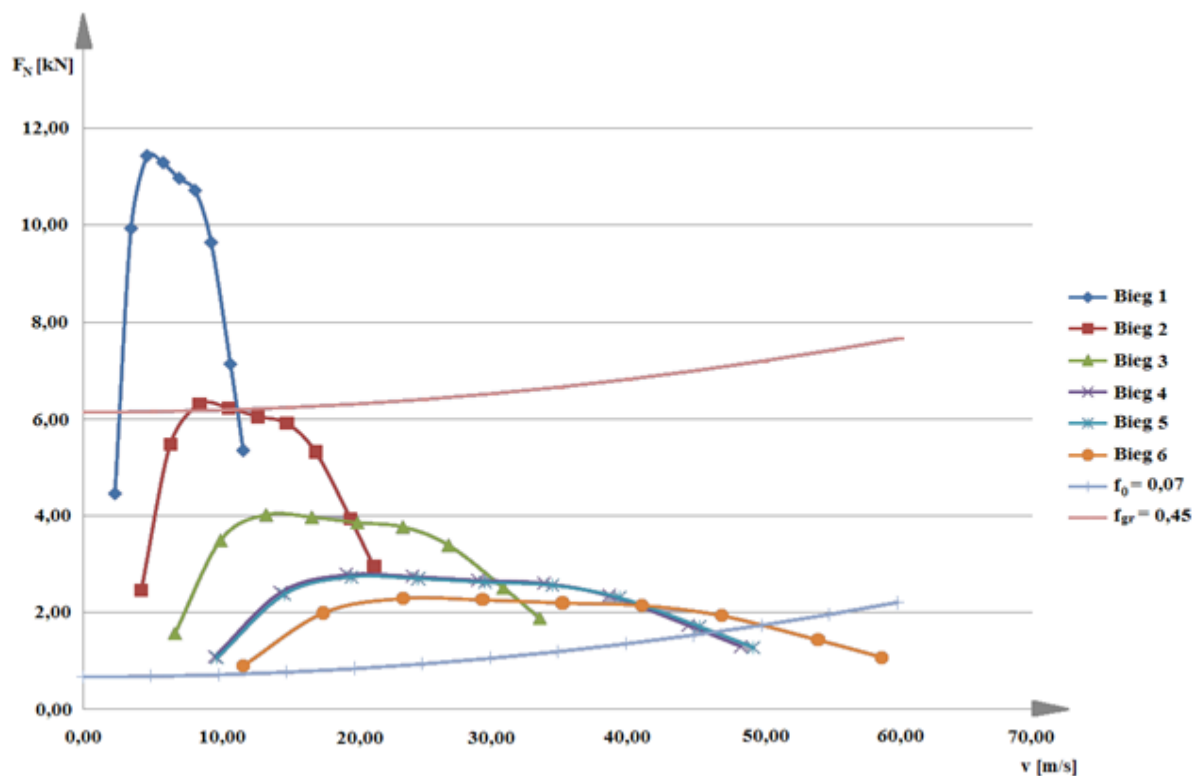
charakterystyki trakcyjnej (rys. 6) dla samochodu Seat Leon Cupra 1,9 TDi. Przy wyznaczaniu charakterystyki uwzględniono poślizg kół ($s = 0,07$).

Tab. 1. Dane techniczne dla samochodu Seat Leon Cupra 1,9 TDi

Parametr	Wartość	Jednostka
Wymiary dł./szer./wys.	4184 x 1742 x 1457	mm
Rozstaw osi	2513	mm
Rozstaw kół z przodu	1513	mm
Rozstaw kół z tyłu	1494	mm
Moc maksymalna	110/4000	kW/obr
Maksymalny moment obrotowy	320/2000	Nm/obr
Prędkość maksymalna	215	km/h
Przełożenie na 1-biegu	3,769	
Przełożenie na 2-biegu	2,078	
Przełożenie na 3-biegu	1,324	
Przełożenie na 4-biegu	0,919	
Przełożenie na 5-biegu	0,902	
Przełożenie na 6-biegu	0,757	
Przełożenie na wstecznym	4,549	
Przełożenie przekładni głównej	3,68:1	
Masa własna pojazdu	1390	kg
Rozmiar opon	205/55 R 16 W	
Współczynnik oporu powietrza Cx	0,32	
Rozkład masy przód/tył	63,7/36,3	%



Rys. 5. Charakterystyka momentu i mocy w zależności od prędkości obrotowej wału korbowego dla samochodu Seat Leon Cupra 1,9 TDi



Rys. 6. Charakterystyka trakcyjna samochodu Seat Leon Cupra 1,9 TDi

Tab. 2. Dane do modelu symulacyjnego na podstawie literatury [5]

Parametr	Symbol	Wartość	Jednostka
Sprawność układu napędowego	η_{UN}	0,95	
Gęstość powietrza	ρ	1,2	kg/m ³
Przyspieszenie ziemskie	g	9,81	m/s ²
Prędkość obrotowa silnika*	n_{sil}	1209	obr/min
Poślizg kół przednich*	s	0,05	
Droga gruntowa*	Opór toczenia	f_0	0,55
	Przyczepność poślizgowa	μ_0	0,07
Droga piaszczysta mokra	Opór toczenia	f	0,22
	Przyczepność poślizgowa	μ	0,14
Droga piaszczysta sucha	Opór toczenia	f	0,25
	Przyczepność poślizgowa	μ	0,20
Prędkość samochodu*	v	8,47	m/s
Promień dynamiczny koła	r_D	0,3	m
Moment bezwładności koła	J_K	0,5	
Współczynnik skalujący μ_0 dla drogi piaszczystej mokrej	w	0,29	
Współczynnik skalujący μ_0 dla drogi piaszczystej suchej	w	0,42	

* Wartość w stanie początkowym

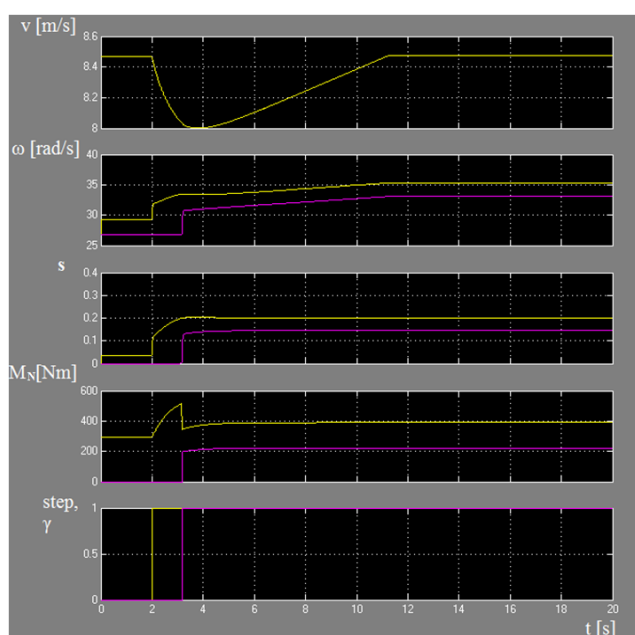
5. Wyniki badań symulacyjnych

Badania zrealizowano wykorzystując programi Matlab Simulink przy zastosowaniu procedury całkowania równań ODE 4 (Runge – Kutta IV). Wykresy sporządzano przy pomocy bloku *Scope*. Schemat blokowy modelu znajduje się w załączniku.

W początkowych fazach (przez pierwsze 2 sekundy), każdej z symulacji samochód porusza się ruchem ustalonym, gdzie zachodzi równowaga sił oporu ruchu i siły zapotrzebowanej do utrzymania stałej prędkości. Po najechaniu na gorszą nawierzchnię dochodzi do zmiany współczynnika oporu toczenia f oraz współczynnika przyczepności μ , w wyniku czego następuje zaburzenie równowagi. Na pogorszone warunki ruchu reaguje jednostka napędowa zwiększając prędkość obrotową wału korbowego, przez co następuje ponowne zbilansowanie sił. W wyniku zwiększenia prędkości obrotowej kół dochodzi do przekroczenia wartości dopuszczalnych poślizgu i następuje zadziałanie sterownika, który załącza napęd 4WD.

W badaniach symulacyjnych wariantowano różne zestawy danych modelu. Badaniami objęto wpływ zmiany masy, zmiany proporcji rozdziału momentu i zmiany współczynnika oporu toczenia oraz przyczepności poślizgowej. Wyniki badań przedstawione (rys. 7-8) i skomentowane są poniżej.

Badanie dla: $\Delta f = 0,07$; $\Delta\mu = 0,33$; $m = 1390 \text{ kg}$; $\gamma = 63,7\%$



Rys. 7. Przebiegi zmiennych modelu dla danych $\Delta f = 0,07$; $\Delta\mu = 0,33$; $m = 1390 \text{ kg}$; $\gamma = 63,7\%$

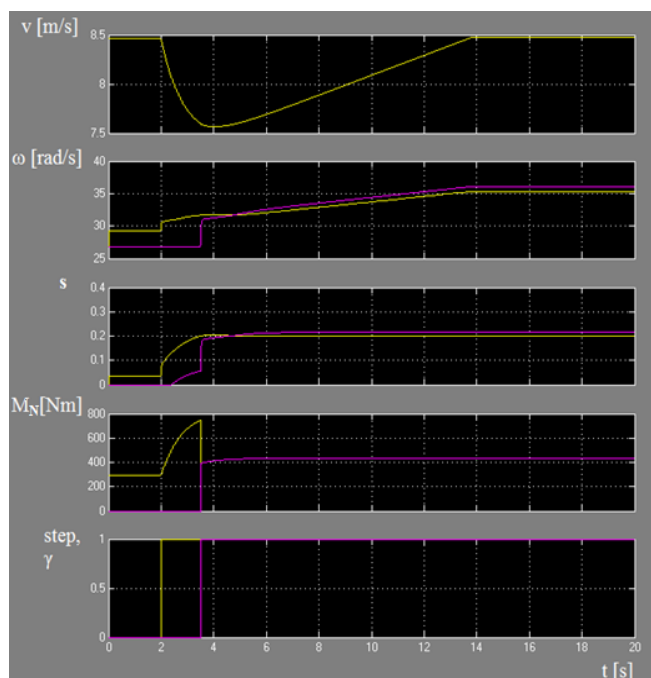
Przez pierwsze dwie sekundy samochód utrzymuje stałą prędkość. Koła obracają się ze stałą prędkością kątową, z tym, że przednie koło (kolor żółty) ma większą prędkość kątową od koła tylnego (kolor fioletowy). Różnica wynika z tego, że przednie koło jest napędzane i przez to występuje poślizg pomiędzy kołem, a jezdnią.

Po dwóch sekundach, w wyniku zmiany współczynnika oporu toczenia (z $f = 0,07$ na $f = 0,14$) i przyczepności poślizgowej (z $\mu = 0,55$ na $\mu = 0,22$) prędkość samochodu zaczęła spadać, natomiast prędkość kątowa koła przedniego w wyniku wzrostu poślizgu zaczęła narastać. Również moment napędowy zaczął narastać, aby samochód mógł utrzymać stałą prędkość. Z powodu jednak znacznego poślizgu kół nie jest możliwe jego dalsze napędzanie.

Gdy poślizg koła przedniego osiąga wartość s_{dop} następuje załączenie napędu drugiej osi (wykres 5, kolor fioletowy). Prędkości kątowe kół przednich i tylnych mają różne wartości mimo,

że oba są napędzane. Dzieje się tak ze względu na nierównomierne obciążenie osi, jak i różne proporcje rozdziału momentu napędowego. Po załączeniu drugiej osi moment napędowy został rozdzielony (w proporcji 63,7:36,3) i w wyniku spadku poślizgu kół oraz jego ustabilizowaniu się możliwe jest ponowne rozpędzanie samochodu do prędkości początkowej.

Badanie dla: $\Delta f = 0,13$; $\Delta\mu = 0,30$; $m = 1390 \text{ kg}$; $\gamma = 50\%$



Rys.8. Przebiegi zmiennych modelu dla danych $\Delta f = 0,13$; $\Delta\mu = 0,30$; $m = 1390 \text{ kg}$; $\gamma = 50\%$

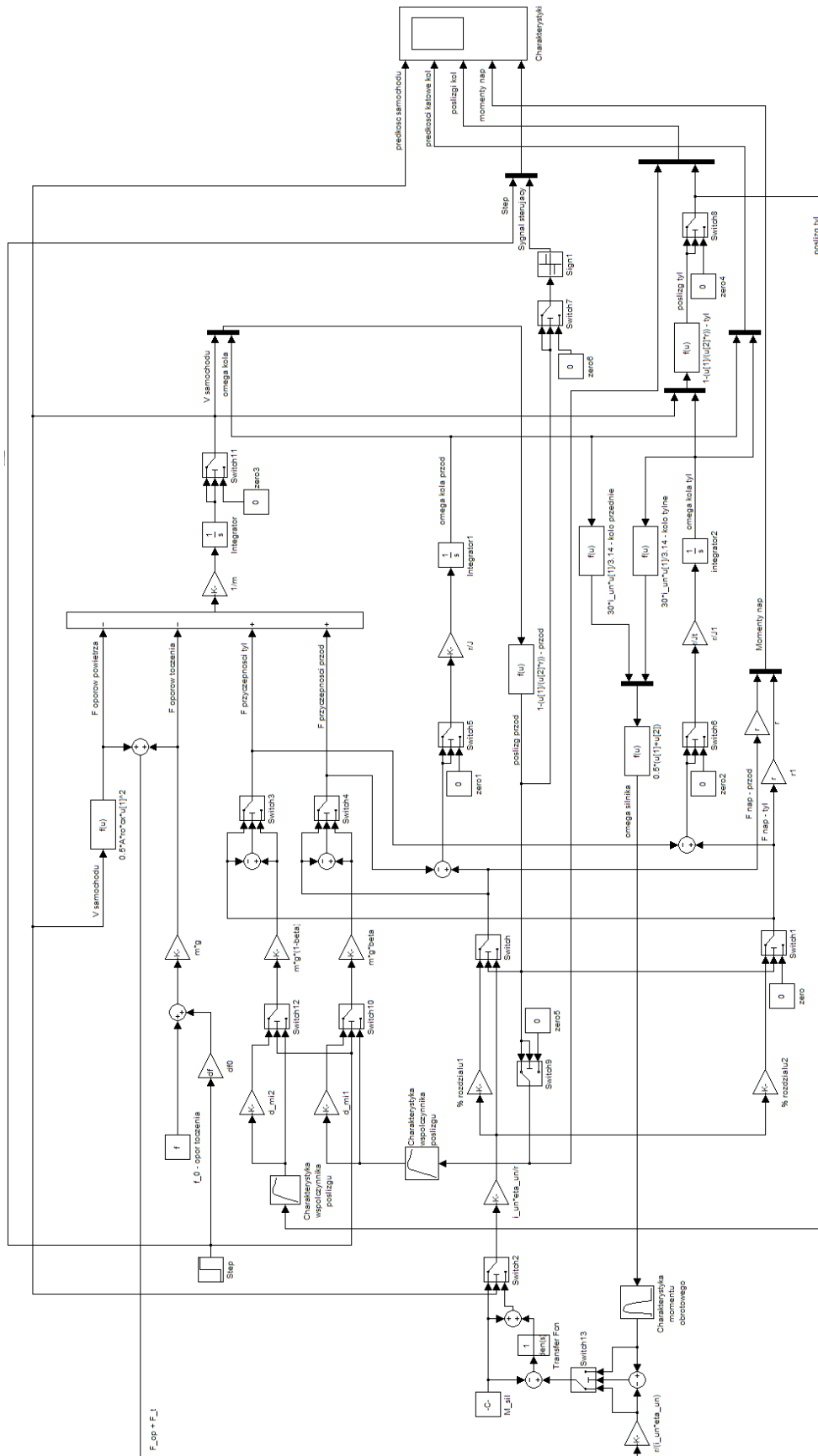
Równomierny rozdział momentu napędowego spowodował nieznacznie większy spadek prędkości samochodu niż w przypadku poprzednich badań. Większy poślizg, a przez to i większa prędkość kątowna kół tylnych spowodowana jest mniejszym dociążeniem tylnej osi, przy tym samym momencie napędowym. Skutkuje to nieznacznie większym wymaganym momentem napędowym do rozpędzenia, jak i utrzymania stałej prędkości samochodu.

6. Wnioski

Uzyskane wyniki dają podstawę do sformułowania użytecznych i poznawczych wniosków:

- konfiguracja układu napędowego ma bardzo istotny wpływ na kierowalność, stateczność, a przez to i bezpieczeństwo pojazdu.
- dla prawidłowego przeniesienia momentu napędowego na każde z kół nieodzownym jest zastosowanie mechanizmu różnicowego, zarówno dla samochodów z napędem jednej, jak i dwóch osi.
- proces rozdziału momentu napędowego wymaga sterowania.
- przy całkowitej utracie przyczepności jednego z kół nie jest możliwa jazda samochodem bez choćby minimalnej blokady mechanizmu różnicowego (w przypadku napędu 2WD).
- sterownik rozdziału napędu działa poprawnie, gdyż następuje załączenie napędu drugiej osi zgodnie z wcześniejszymi założeniami, dzięki czemu pojazd jest w stanie utrzymywać stałą prędkość.
- napęd 4WD ogranicza oddziaływanie współczynnika poślizgu, jak i oporu toczenia na prędkość samochodu. W warunkach, gdzie samochód z napędem 2WD zwalnia i utrzymuje niższą prędkość niż początkowa samochód z napędem 4WD jest w stanie rozpędzać się.

Załącznik 1



Rys. 9 Szczegółowy schemat modelu

7. Literatura

- [1] Andrzejewski, R., *Stabilność ruchu pojazdów kołowych*, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1997.
- [2] Auto Technika Motoryzacyjna, 9/2007, str. 9.
- [3] Auto Technika Motoryzacyjna, nr 7-8/2007, str. 52.
- [4] Dębowski, A., *Układy sterowania podzespołami przeniesienia napędu w samochodach osobowych 4WD – Praca magisterska*, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 2010.
- [5] Prochowski, L., *Pojazdy samochodowe. Mechanika ruchu*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008.
- [6] Reimpell, J., Betzler, J., *Podwozia samochodów – Podstawy konstrukcji*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.
- [7] Sikła, W., *Teoria ruchu samochodu*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.
- [8] <http://seat.katalog-samochodow.pl/samochod/seat-leon-cupra-1-9-tdi-110kw/>
- [9] <http://www.hs-elektronik.com/datenblatt-e/seat-leon-19tdi-150ps-320nm.html>