

STANISŁAW WALCZAK*

WPŁYW WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH MODELU OGUMIENIA NA DYNAMIKĘ POPRZECZNĄ SAMOCHODU

THE INFLUENCE OF DYNAMIC PROPERTIES OF TYRE MODEL ON THE LATERAL DYNAMICS OF ROAD VEHICLE

Streszczenie

W artykule przedstawiono sposób modelowania właściwości dynamicznych ogumienia na przykładzie modelu TMeasy, gdzie dynamiczna siła styczna działająca w punkcie styku opony z jezdnią została opisana równaniami różniczkowymi pierwszego rzędu. Przeprowadzono komputerowe symulacje manewru skokowego wymuszenia na kole kierownicy z wykorzystaniem statycznego oraz dynamicznego modelu opony. Symulacje przeprowadzono, wykorzystując opracowany przez autora program CarDyn. Na podstawie wyników symulacji wyznaczono parametry charakterystyki przejściowej pojazdu dla obu modeli opony oraz przeanalizowano wpływ właściwości dynamicznych opony na wartości tych parametrów.

Słowa kluczowe: model opony TMeasy, właściwości dynamiczne opony, symulacja ruchu samochodu

Abstract

This paper presents the modelling of the dynamic properties of tyres on the base of the TMeasy tyre model, where the dynamic tangential force acting in the contact point of the tyre with the road was described using first-order differential equations. The computer simulations for the sudden step steering input using the static and dynamic model of the tyre were performed. Simulations were carried out using a program CarDyn developed by the author. On the basis of simulations, parameters of transient characteristics of the vehicle were determined for both tyre models and the influence of accounting the dynamic properties of the TMeasy model to the values of these parameters were examined.

Keywords: tyre model TMeasy, tyre dynamic properties, simulation of vehicle motion

* Dr inż. Stanisław Walczak, Instytut Inżynierii Ciepłej i Procesowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

W modelowaniu dynamiki pojazdów lądowych jednym z najważniejszych problemów jest właściwy dobór modelu współpracy opony z jezdnią. Siły i momenty generowane w obszarze kontaktu opony z jezdnią w sposób zasadniczy wpływają na ruch symulowanego pojazdu. Stopień komplikacji modelu pojazdu powinien uwzględniać charakterystyki zastosowanego modelu opony, ponieważ spośród wszystkich sił zewnętrznych działających na samochód największym zmianom podlegają reakcje drogi na koła samochodu. Główną przyczyną są wymuszenia pochodzące od kierowcy (obrót koła kierownicy, naciśnięcie na dźwignię hamulca, itp.) oraz wymuszenia od nierówności drogi. Powodują one zmiany wszystkich trzech składowych reakcji jezdni na koła samochodu. Zmiany reakcji jezdni na koła spowodowane przez kierowcę mają stosunkowo niską częstotliwość (0–3 Hz), natomiast pochodzące od nierówności drogi mogą mieć dużą częstotliwość i amplitudę [6].

Obecnie rozwijane są dwie grupy modeli współpracy opony z jezdnią. Są to modele funkcjonalne dobrze opisujące współpracę opony z jezdnią w zakresie niskich częstotliwości oraz wysokoczęstotliwościowe modele strukturalne [5].

Wybór modelu opony podyktowany jest zwykle ograniczeniami dotyczącymi z jednej strony czasu obliczeń, z drugiej strony możliwością zgromadzenia wymaganych danych wejściowych. Złożone strukturalne modele opony wymagają długiego czasu obliczeń, co w sposób znaczący wydłuża czas symulacji całego modelu pojazdu. Zwykle zastosowanie takich modeli wiąże się ze zgromadzeniem znacznej liczby danych doświadczalnych. Z tego względu modele takie stosowane są w przypadku wymuszeń stochastycznych działających na pojazd podczas jazdy po nierównej nawierzchni jezdni [4].

Modele funkcjonalne, teoretyczno-doświadczalne, nadają się do symulacji dynamiki samochodu w szerokim zakresie częstotliwości. Stanowią one kompromis pomiędzy czasem obliczeń, złożonością modelu, ilością wymaganych danych doświadczalnych z jednej strony oraz precyzją odwzorowania rzeczywistych charakterystyk opony z drugiej strony. Badania doświadczalne wykazują, że dynamiczne siły i momenty występujące w obszarze kontaktu opony z jezdnią mogą być opisane z zadowalającą dokładnością za pomocą równań różniczkowych pierwszego rzędu [1, 3, 5].

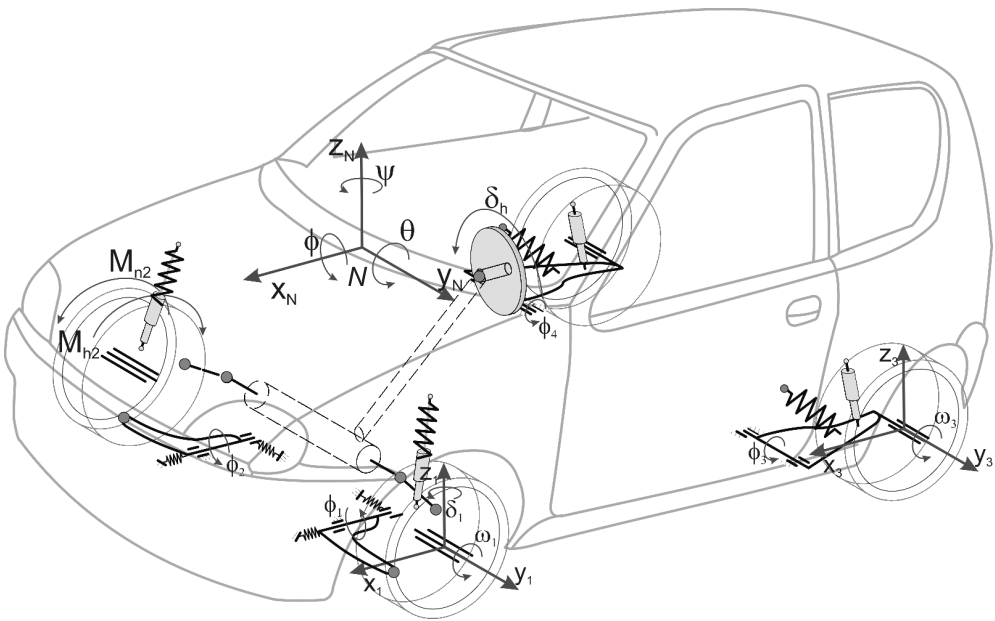
W pracy przedstawiono sposób modelowania właściwości dynamicznych opony w modelu *TMasy*, za pomocą równań różniczkowych pierwszego rzędu. Przeprowadzono symulacje komputerowe manewru skokowego wymuszenia na kole kierownicy z wykorzystaniem statycznego oraz dynamicznego modelu opony. Symulacje przeprowadzono, wykorzystując opracowany przez autora program CarDyn [6]. Na podstawie wyników symulacji wyznaczono parametry charakterystyki przejściowej pojazdu dla obu modeli opony oraz przeanalizowano wpływ właściwości dynamicznych opony na wartości tych parametrów.

2. Matematyczny model pojazdu

Pojazd w programie CarDyn zamodelowano jako układ 9 brył sztywnych o 17 stopniach swobody (nadwozie – 6 stopni swobody, zawieszenie przednie – 5 stopni swobody, zawieszenie tylne – 2 stopnie swobody, każde z kół – 1 stopień swobody). Ruch kulisty bryły nadwozia względem bieguna N (rys. 1) opisano, wykorzystując kąty quasi-eulerowskie. Do opisu ruchu strukturalnych modeli mechanizmów zawieszzeń względem nadwozia wybrano

współrzędne konfiguracyjne. Dla mechanizmu zawieszenia przedniego są to: kąty obrotu wahaczy wokół osi obrotu, kąty obrotu wahaczy wynikające z ich podatnego mocowania do nadwozia, przesunięcie listwy zębatej, natomiast dla mechanizmu zawieszenia tylnego są to kąty obrotu wahaczy wokół osi obrotu.

Układ kierowniczy zamodelowano mechanizmem przestrzennym. W przypadku manewrów z przytrzymaną kierownicą mechanizm ten ma jeden stopień swobody (przesunięcie listwy zębatej), a jego podatność zredukowano do wałka kierowniczego. W modelu przyjęto nieliniowe charakterystyki sprężysto-tłumiące zawiesznień wyznaczone na podstawie badań eksperymentalnych [6]. Do wyznaczenia reakcji jezdni na koła zastosowano model *TMeasy* [1].



Rys. 1. Model pojazdu zastosowany w programie CarDyn

Fig. 1. The vehicle model used in CarDyn

4. Model ogumienia zastosowany w programie CarDyn

3.1. Reakcja normalna jezdni na koło

Do wyznaczenia reakcji normalnej jezdni na koło poruszające się po nierównej drodze wykorzystano zastępcze ugięcia opony, odpowiadające ugięciu opony poruszającej się po gładkiej drodze [6] (rys. 2). Założono, że kierunek reakcji normalnej jezdni na koło jest wyznaczona przez środek ciężkości obszaru deformacji i środek koła. Założono, że F_z można zapisać jako sumę reakcji statycznej i reakcji dynamicznej:

$$F_z = F_z^S + F_z^D, \quad F_z \geq 0 \quad (1)$$

Część statyczna jest aproksymowana nieliniową funkcją δ_z w postaci:

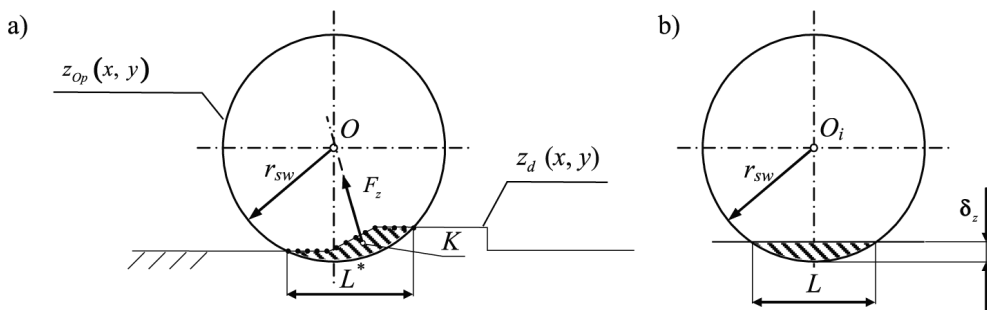
$$F_z^S = a_1 \delta_z + a_2 \delta_z^2 \quad (2)$$

Część dynamiczna, zależna od prędkości uginania $\dot{\delta}_z$ opisana jest za pomocą wyrażenia:

$$F_z^D = k_z \dot{\delta}_z \quad (1)$$

gdzie:

k_z – stała opisująca tłumienie promieniowe opony.



Rys. 2. Współpraca opony z powierzchnią drogi: δ_z – zastępcze ugięcie opony, r_{sw} – promień swobodny (nominalny opony), L – długość powierzchni styku, $z_d(x, y)$ – funkcja opisująca powierzchnię drogi, K – teoretyczny punkt styku koła z jezdnią

Fig. 2. Tyre-road interaction: δ_z – tyre deflection, r_{sw} – radius of unload tyre, L – length of the contact path, $z_d(x, y)$ – function of road unevenness, K – theoretical contact point

Jeżeli składowe prędkości poślizgu teoretycznego punktu kontaktu opony z jezdnią wynoszą odpowiednio w kierunku wzdłużnym v_x i poprzecznym v_y (rys. 3), to wypadkowa prędkość tego punktu wynosi:

$$v_K = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (4)$$

$$\sin \varphi = -\frac{v_y}{v_K}, \quad \cos \varphi = -\frac{v_x}{v_K},$$

Całkowity poślizg wyrażony jest wzorem (dla $\Omega \neq 0$):

$$s = \frac{v_K}{r_d |\Omega|} \quad (5)$$

gdzie:

r_d – promień dynamiczny opony,

Ω – prędkość kątowna koła.

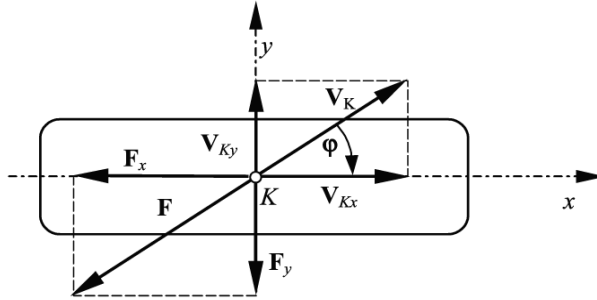
Poślizg w kierunku wzdłużnym i kierunku poprzecznym jest zdefiniowany jako:

$$s_x = s \cdot \cos \varphi = \frac{-v_x}{r_d |\Omega|} \quad (6)$$

$$s_y = s \cdot \sin \varphi = \frac{-v_y}{r_d |\Omega|}$$

Promień dynamiczny w pierwszym przybliżeniu, wg [1], można wyznaczyć z zależności:

$$r_d = \frac{1}{3} r_{sw} + \frac{2}{3} (r_{sw} - \delta_z) \quad (7)$$



Rys. 3. Prędkość teoretycznego punktu kontaktu opony z jezdnią

Fig. 3. The velocity of the theoretical tyre-road contact point

3.2. Statyczna reakcja styczna jezdni na koło

Model *TMeasy* umożliwia aproksymację rzeczywistych charakterystyk opony za pomocą funkcji sklepanych [1]. Model ten zmodyfikowano w pracy [6], przez uwzględnienie wpływu współczynnika przyczepności oraz ciśnienia pompowania na siły generowane przez oponę. Przyjęto, że współczynnik przyczepności zależy od prędkości poślizgu. Założono liniowy wpływ ciśnienia pompowania na sztywność pionową, wzdłużną i poprzeczną opony oraz współczynniki odporności na znoszenie. Siła styczna działająca w obszarze kontaktu opon z jezdnią opisana jest zależnością:

$$F = \begin{cases} s_M \cdot dF_0 \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma \cdot \left[\frac{s_M}{F_M} \cdot dF_0 - 2 + \sigma \right]}, & \sigma = \frac{s}{s_M}, & 0 \leq s \leq s_M \\ F_M - (F_M - F_S) \cdot \sigma^2 \cdot (3 - 2 \cdot \sigma), & \sigma = \frac{s - s_M}{s_S - s_M}, & s_M \leq s \leq s_S \\ F_S & & s > s_S \end{cases} \quad (8)$$

gdzie:

$$\begin{aligned}
 dF_0 &= \frac{p_0}{p_N} \cdot \sqrt{(dF_{x0} \cdot \cos \varphi)^2 + (dF_{y0} \cdot \sin \varphi)^2} \\
 s_M &= \mu_v \cdot \sqrt{(s_{xM} \cdot \cos \varphi)^2 + (s_{yM} \cdot \sin \varphi)^2} \\
 F_M &= \mu_v \cdot \sqrt{(F_{xM} \cdot \cos \varphi)^2 + (F_{yM} \cdot \sin \varphi)^2} \\
 s_S &= \mu_v \cdot \sqrt{(s_{xS} \cdot \cos \varphi)^2 + (s_{yS} \cdot \sin \varphi)^2} \\
 F_S &= \mu_v \cdot \sqrt{(F_{xS} \cdot \cos \varphi)^2 + (F_{yS} \cdot \sin \varphi)^2}
 \end{aligned} \tag{9}$$

p_0 – ciśnienie powietrza w oponie,

p_N – ciśnienie nominalne,

$$\mu_v = \mu_0 e^{k \cdot v_k} \tag{10}$$

μ_0 – współczynnik przyczepności dla zerowej prędkości poślizgu ($v_k = 0$),

k – współczynnik zależny od rodzaju i stanu nawierzchni jezdni,

dF_{x0} , dF_{y0} , F_{xM} , F_{xS} , F_{yM} , F_{yS} – wielkości charakterystyczne zależne od obciążenia pionowego wyznaczane z zależności:

$$F(F_z) = \frac{F_z}{F_N} \cdot \left[2 \cdot F(F_N) - \frac{F(2F_N)}{2} - \left(F(F_N) - \frac{F(2F_N)}{2} \right) \cdot \frac{F_z}{F_N} \right] \tag{11}$$

s_{xM} , s_{yM} , s_{xS} , s_{yS} – wielkości charakterystyczne zależne od obciążenia pionowego wg zależności:

$$s(F_z) = s(F_N) + (s(2F_N) - s(F_N)) \cdot \left(\frac{F_z}{F_N} - 1 \right) \tag{12}$$

F_N – obciążenie nominalne opony.

Statyczna siła wzdłużna i poprzeczna opisana jest następującymi zależnościami:

$$\begin{aligned}
 F_x &= F \cdot \cos \varphi \\
 F_y &= F \cdot \sin \varphi
 \end{aligned} \tag{13}$$

W tabelach 1 i 2 zamieszczono wartości parametrów charakterystycznych, które pozwalają na wyznaczenie wartości sił stycznych wstępujących na styku koła z nawierzchnią drogi. Wartości dotyczą opony o rozmiarze 145/70 R13 wg [6].

Tabela 1

Wielkości opisujące siłę wzdłużną, dla opony 145/70 R13

Siła wzdłużna	$dF_{x0} = \frac{dF_x}{ds_x} \Big _0$	s_{xM}	F_{xM}	s_{xS}	F_{xS}
$F_N = 2,5$ kN	42 kN	0,15	2,5 kN	0,4	2,4 kN
$2F_N = 5$ kN	75,6 kN	0,18	4,5 kN	0,5	4,35 kN

Tabela 2

Wielkości opisujące siłę poprzeczną, dla opony 145/70 R13

Siła poprzeczna	$dF_{y0} = \frac{dF_y}{ds_y} \Big _0$	s_{yM}	F_{yM}	s_{yS}	F_{yS}
$F_N = 2,5$ kN	34 kN	0,21	2,25 kN	0,6	2,1 kN
$2F_N = 5$ kN	61,2 kN	0,24	4,05 kN	0,8	4 kN

2.3. Dynamiczne reakcje styczne jezdni na koło

Badania doświadczalne wykazują, że dynamiczne siły i momenty występujące w obszarze kontaktu opony z jezdnią mogą być opisane z zadowalającą dokładnością za pomocą równań różniczkowych pierwszego rzędu [1, 3, 5]. Siły styczne działające w obszarze kontaktu opony z jezdnią powodują odkształcenie opony w kierunku wzdłużnym i poprzecznym (rys. 3). W przypadku aproksymacji za pomocą równań różniczkowych pierwszego rzędu dynamiczna siła wzdłużna i poprzeczna może być wyrażona zależnościami [3, 5]:

$$\tau_i \dot{F}_i^D + F_i^D = F_i^S \quad i = x, y \quad (3)$$

gdzie:

F_x^S, F_y^S – wartości sił wzdłużnej i poprzecznej w stanie ustalonym,

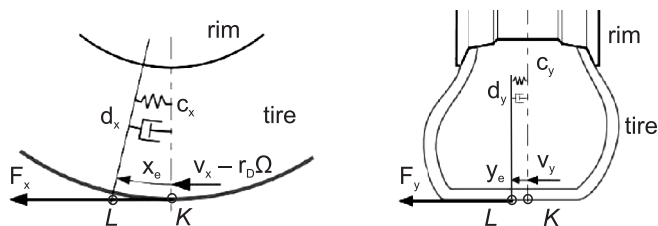
τ_x, τ_y – czas relaksacji siły wzdłużnej i poprzecznej.

Czas relaksacji w kierunku wzdłużnym i poprzecznym może być wyznaczony z tzw. długości relaksacji (długości nabiegania) z zależności [5]:

$$\tau_i = \frac{r_i}{r_d |\Omega|} \quad \text{gdzie } i = x, y \quad (4)$$

Pomiary pokazują, że długość relaksacji nie jest stała, ale zależy m.in. od poślizgu wzdłużnego i poprzecznego oraz od obciążenia pionowego F_z [5].

Siły działające w obszarze kontaktu powodują odkształcenie opony w kierunku wzdłużnym o wartość x_e i w kierunku poprzecznym o wartość y_e (rys. 4). Biorąc pod uwagę te odkształcenia oraz ich prędkości, można wyznaczyć dynamiczną siłę wzdłużną i poprzeczną.



Rys. 4. Odształcenie opony w kierunku wzdłużnym i poprzecznym wg [1]

Fig. 4. Tyre longitudinal and lateral deflection

Na skutek odkształcenia opony składowa wzdłużna prędkości teoretycznego punktu kontaktu opony z jezdnią powiększy się o wartość \dot{x}_e , składowa poprzeczna powiększy się o wartość \dot{y}_e , natomiast wypadkowa siła statyczna, wyznaczona dla stanu ustalonego, ($\dot{x}_e = 0$, $\dot{y}_e = 0$), wzrośnie. Można założyć, że dynamiczna siła wzdłużna jest wprost proporcjonalna do wzdłużnego odkształcenia opony x_e oraz prędkości odkształcenia \dot{x}_e , natomiast dynamiczna siła poprzeczna jest wprost proporcjonalna do poprzecznego odkształcenia opony y_e oraz prędkości odkształcenia \dot{y}_e zgodnie z zależnością [5]:

$$\begin{aligned} F_x^D (v_x + \dot{x}_e) &= c_x \cdot x_e + k_x \cdot \dot{x}_e \\ F_y^D (v_y + \dot{y}_e) &= c_y \cdot y_e + k_y \cdot \dot{y}_e \end{aligned} \quad (16)$$

Lewą stronę równania (16) można rozwinąć w szereg Taylora względem niewiadomych wartości \dot{x}_e oraz \dot{y}_e . Uwzględniając dwa pierwsze wyrazy tego szeregu, otrzymuje się:

$$\begin{aligned} \underbrace{F_x^D (v_x + \dot{x}_e)}_{F_i^D} &= \underbrace{F_i^S (v_x)}_{F_x^S} + \frac{\partial F_x^D}{\partial v_x} \dot{x}_e \\ \underbrace{F_y^D (v_y + \dot{y}_e)}_{F_y^D} &= \underbrace{F_y^S (v_y)}_{F_y^S} + \frac{\partial F_y^D}{\partial v_y} \dot{y}_e \end{aligned} \quad (17)$$

Porównując prawe strony równań (16) i (17) oraz dokonując niezbędnych przekształceń, można otrzymać równania postaci:

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_x} \left(k_x - \frac{\partial F_x^D}{\partial v_x} \right) \cdot \dot{x}_e + x_e &= \frac{F_x^S}{c_x} \\ \frac{1}{c_y} \left(k_y - \frac{\partial F_y^D}{\partial v_y} \right) \cdot \dot{y}_e + y_e &= \frac{F_y^S}{c_y} \end{aligned} \quad (18)$$

gdzie:

$$\begin{aligned}\frac{\partial F_x}{\partial v_x} &= \frac{\partial F}{\partial s} \frac{\partial s}{\partial v_x} \cos \varphi - F \sin \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial v_x} \\ \frac{\partial F_y}{\partial v_y} &= \frac{\partial F}{\partial s} \frac{\partial s}{\partial v_y} \sin \varphi + F \cos \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial v_y}\end{aligned}\quad (19)$$

$\frac{\partial F}{\partial s}$ – pochodna wypadkowej siły stycznej względem poślizgu wyznaczona z zależności (8).

Porównując postać zależności (14) i (18), oraz uwzględniając zależność na czas relaksacji (15), można zauważyć, że długość relaksacji, wynikające z przyjętego opisu siły dynamicznej dla kierunków wzdłużnego i poprzecznego wyraża się zależnością:

$$r_i = r_d |\Omega| \cdot \frac{1}{c_i} \left(k_i - \frac{\partial F_i}{\partial v_i} \right), \text{ gdzie } i = x, y \quad (20)$$

Przekształcając zależności (18) można uzyskać równania różniczkowe na prędkość odkształcania opony w kierunku wzdłużnym oraz w kierunku poprzecznym:

$$\begin{aligned}\dot{x}_e &= \frac{F_x^S - c_x \cdot x_e}{K_x} \\ \dot{y}_e &= \frac{F_y^S - c_y \cdot y_e}{K_y}\end{aligned}\quad (21)$$

gdzie:

$$K_i = \left(k_i - \frac{\partial F_i}{\partial v_i} \right), \text{ gdzie } i = x, y \quad (22)$$

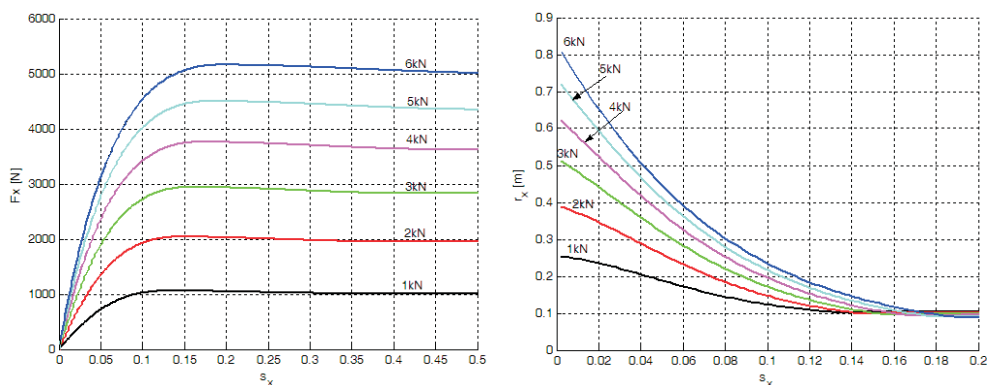
Po scałkowaniu równań (21) uzyskuje się niewiadome funkcje $\dot{x}_e(t)$, $x_e(t)$ oraz $\dot{y}_e(t)$, $y_e(t)$ na podstawie których z równań (16) wyznacza się dynamiczną siłę wzdłużną i poprzeczną. Do wyznaczenia F_x^S oraz F_y^S wykorzystuje się zależności (13).

Na rysunku 5 przedstawiono charakterystykę siły wzdłużnej oraz długość relaksacji r_x w funkcji poślizgu wzdłużnego różnych wartości obciążenia pionowego, natomiast na rys. 6 przedstawiono charakterystykę siły poprzecznej w funkcji poślizgu poprzecznego oraz wyznaczoną długość relaksacji w kierunku poprzecznym wyznaczone na podstawie danych z tabeli 1 i 2 dla opony małego samochodu osobowego o rozmiarze 145/70 R13. W tabeli 3 podano dane opisujące właściwości sprężysto-tłumiące badanej opony, niezbędnych do wyznaczenia dynamicznych sił stycznych.

Tabela 3

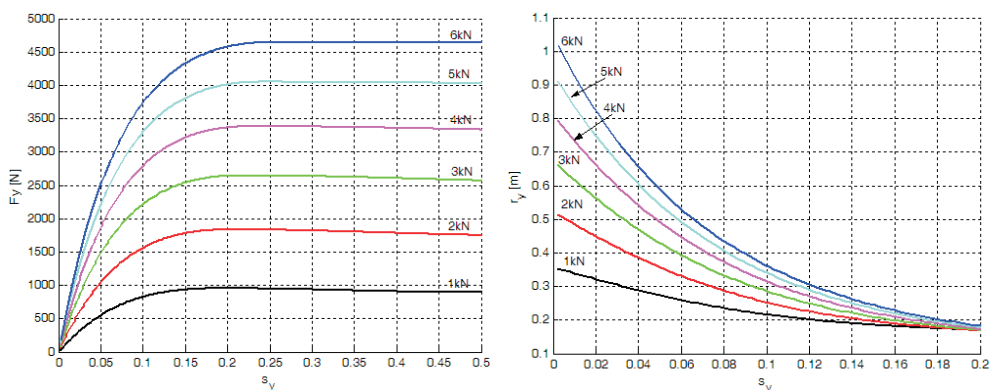
Właściwości sprężysto-tłumiące opony 145/70 R13

cR [N/m]	kz [N/(m/s)]	cx [N/m]	kx [N/(m/s)]	cy [N/m]	ky [N/(m/s)]
130000	250	117000	800	78000	900



Rys. 5. Charakterystyka statycznej siły wzdłużnej w funkcji poślizgu wzdłużnego oraz wyliczona ze wzoru (20) długość relaksacji w kierunku wzdłużnym dla $r_d|\Omega| = 60$ km/h

Fig. 5. Longitudinal force characteristics and computed relaxation length for passenger car tyre



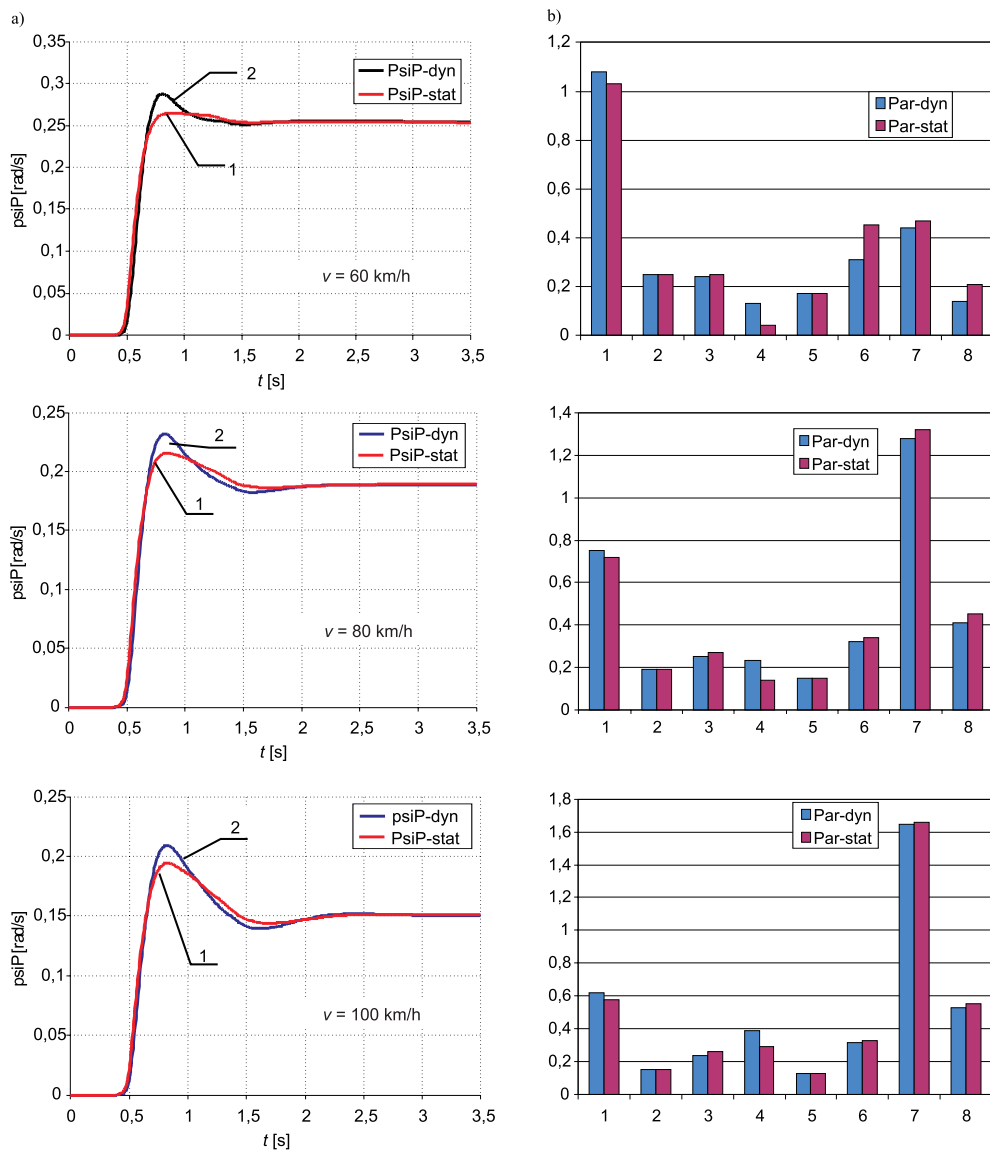
Rys. 6. Charakterystyka statycznej siły poprzecznej w funkcji poślizgu poprzecznego oraz wyliczona ze wzoru (20) długość relaksacji w kierunku poprzecznym dla $r_d|\Omega| = 60$ km/h

Fig. 6. Lateral force characteristics and computed relaxation length for passenger car tyre

4. Badania symulacyjne

Do oceny wpływu właściwości dynamicznych ogumienia na dynamikę poprzeczną samochodu przeprowadzono symulacje komputerowe w programie CarDyn, dla manewru skokowego wymuszenia na kole kierownicy, z wykorzystaniem statycznego oraz dynamicznego modelu opony. Symulacje przeprowadzono, przyjmując następujące założenia:

- wybrano trzy prędkości jazdy: 60 km/h, 80 km/h oraz 100 km/h,
- pominięto wymuszenie kinematyczne od nierówności drogi,
- przyjęto wartość kąta obrotu kierownicy tak aby dla każdej z wybranych prędkości jazdy samochód uzyskiwał w ruchu ustalonym przyspieszenie poprzeczne ok. 4 m/s^2 .



Rys. 7. a) Przebiegi czasowe prędkości kątowej odchylenia dla prędkości jazdy $v = 60$ km/h, $v = 80$ km/h oraz $v = 100$ km/h otrzymane dla statycznego modelu opony (1) oraz dla dynamicznego modelu opony (2), b) parametry charakterystyki przejściowej 1) δ_H [rad], 2) $\dot{\psi}_{ss}$ [rad/s], 3) $G_{\dot{\psi}_{ss}, \delta_H}$ [1/s], 4) $U_{\dot{\psi}}$, 5) $T_{R\dot{\psi}}$ [s], 6) $T_{\dot{\psi}_{max}}$ [s], 7) β_{ss} [deg], 8) T_B [s-deg]

Fig. 7. a) The yaw rate for the vehicle speed $v = 60$ km/h, $v = 80$ km/h, $v = 100$ km/h received for steady state (1) and dynamic tyre model (2) b) parameters of transient characteristic

Na podstawie uzyskanych z symulacji wyników wyznaczono następujące parametry służące do oceny właściwości dynamicznych pojazdu:

- wartość prędkości kątowej odchylenia w stanie ustalonym $\dot{\psi}_{ss}$,
- współczynnik wzmocnienia prędkości kątowej odchylenia $\dot{\psi}$ względem kąta obrotu kierownicy δ_H $G_{\dot{\psi}_{ss}\delta_H} = \frac{\dot{\psi}_{ss}}{\delta_H}$,
- przewyższenie dynamiczne prędkości kątowej odchylenia $U_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}_{\max} - \dot{\psi}_{ss}}{\dot{\psi}_{ss}}$,
-
- czas $T_{R\dot{\psi}}$ odpowiedzi układu od chwili, gdy wymuszenie osiągnie wartość równą połowie wartości w stanie ustalonym, do chwili, gdy prędkość kątowa $\dot{\psi}$ osiągnie 90% wartości w stanie ustalonym,
- czas $T_{\dot{\psi}_{\max}}$ odpowiedzi układu od chwili, gdy wymuszenie osiągnie wartość równą połowie wartości w stanie ustalonym, do chwili gdy prędkość kątowa $\dot{\psi}$ osiągnie wartość maksymalną,
- kąt znoszenia pojazdu w stanie ustalonym $\beta_{ss} = -\arctg\left(\frac{v_{Sy}}{v_{Sx}}\right)$,
- wskaźnik właściwości dynamicznych pojazdu $T_B = T_{\dot{\psi}_{\max}} \cdot |\beta_{ss}|$.

5. Wnioski

Zaprezentowana w pracy metoda rozwinięcia w szereg Taylora zależności na statyczną siłę styczną względem niewiadomych prędkości odkształceń opony w kierunku wzdłużnym i poprzecznym pozwala uwzględnienie właściwości dynamicznych opony. Dzięki temu rozwinięciu otrzymuje się zależności na długości relaksacji w kierunku wzdłużnym i poprzecznym, które są funkcją obciążenia pionowego oraz poślizgu wzdłużnego i poprzecznego, wprost z charakterystyki opony w stanie ustalonym [5].

Uwzględnienie właściwości dynamicznych opony w modelu samochodu w sposób istotny może zmieniać uzyskiwane wyniki symulacji szczególnie w fazie ruchu przejściowego manewrów charakteryzujących się dużą dynamiką zmian kąta obrotu kierownicy. Jak wynika z rys. 7, aby uzyskać w ruchu ustalonym przyspieszenie poprzeczne wynoszące ok. 4 m/s^2 dla statycznego modelu opony, konieczny jest mniejszy obrót koła kierownicy niż w przypadku modelu dynamicznego dla wszystkich rozważanych prędkości. Wielkość przewyższenia dynamicznego $U_{\dot{\psi}}$ różnie wraz z prędkością jazdy. W przypadku uwzględnienia właściwości dynamicznych opony przewyższenie dynamiczne jest znacząco większe niż dla statycznego modelu opony.

Zastosowanie dynamicznego modelu opony w przypadku modelu TMeasy nie powoduje widocznego opóźnienia fazowego prędkości kątowej odchylenia względem przebiegu dla modelu statycznego, jak to ma miejsce np. w przypadku modelu IPG-Tyre [3]. Czasy odpowiedzi układu od chwili, gdy wymuszenie osiągnie wartość równą połowie wartości w stanie ustalonym, do chwili, gdy prędkość kątowa $\dot{\psi}$ osiągnie 90% wartości w stanie ustalonym $T_{R\dot{\psi}}$ wyznaczone dla modelu statycznego i dynamicznego, dla rozważanych prędkości jazdy, były takie same.

Literatura

- [1] Hirschberg W., Rill G., Weinfurter H., *Tyre Model TMeasy*, Vehicle System Dynamics, Volume 45, Issue S1, 2007, 101-119.
- [2] ISO 7401-88 Road Vehicles – Lateral Transient Response Test Methods.
- [3] Lozia Z., *Ocena roli stanów nieustalonych ogumienia w badaniach dynamiki poprzecznej samochodu*, VII Międzynarodowe Sympozjum IPM WAT „Doskonalenie konstrukcji oraz metod eksploatacji pojazdów mechanicznych”, Warszawa–Rynia, 8–10 grudnia 1999, 358-366.
- [4] Riepl A., Reinalter W., Fruhmann G., *Rough Road Simulation with tire model RMODK and Ftire*, Proc. of the 18th IAVSD Symposium on the Dynamics of vehicles on Roads and on Tracks, Kanagawa, Japan, Taylor & Francis, London 2003.
- [5] Rill, G., *First order tire dynamics*, Proceedings of the 3rd European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering, Lisbon, 2006.
- [6] Walczak S., *Analiza dynamicznych obciążeń elementów niezależnych zawiesznień kół samochodu*. Politechnika Krakowska, rozprawa doktorska, Kraków 2003.
- [7] Walczak S., *Obciążenia dynamiczne zawieszenia przedniego podczas przejazdu przez pojedynczą nierówność*, Czasopismo Techniczne 7-M/2004, Wydawnictwo PK, Kraków 2004, 663-670.