

# Niepewność modelowania typowych „manewrów obronnych” na przykładzie modeli stosowanych w rekonstrukcji wypadków drogowych

Dariusz BUŁKA , Stanisław WALCZAK , Stanisław WOLAK

## Streszczenie

*W pracy podjęto próbę oszacowania niepewności wyników modelowania typowych manewrów obronnych. Wykorzystano w tym celu modele pojazdu o różnym stopniu złożoności, stosowane w rekonstrukcji. Szczegółowo opisano modele współpracy koła ogumionego z nawierzchnią drogi, które w decydujący sposób wpływają na ruch pojazdu, a co za tym idzie na skuteczność podjętych manewrów.*

*W pierwszej części opracowania skoncentrowano się na identyfikacji źródeł niepewności występujących w procesie modelowania analizowanych manewrów. w drugiej scharakteryzowano zastosowane modele. Ostatnia część opracowania zawiera porównanie rzeczywistych przebiegów uzyskanych podczas badań poligonowych z przebiegami wygenerowanymi przy użyciu poszczególnych modeli matematycznych. Jako manewr porównawczy przyjęto próbę wymuszenia skokowego obrotem koła kierownicy. Poddano ocenie parametry wyznaczone na podstawie uzyskanych charakterystyk, oraz podjęto próbę oceny wpływu zastosowanych modeli obliczeniowych na niepewność uzyskanych wyników.*

## 1. Wstęp

W procesie rekonstrukcji wypadków drogowych zachodzi konieczność oceny zachowania się uczestników zdarzenia w oparciu o wartości wyznaczone na drodze obliczeniowej (model) bądź uzyskane bezpośrednio z urządzeń rejestrujących (tachograf, UDS, ADR). Niebagatelne znaczenie w tej ocenie powinna mieć świadomość opiniującego o niepewności uzyskanych wyników. Brak takiej świadomości, lub jej niepełność wynikająca z pominięcia czynników, które w sposób istotny mogły wpłynąć na wynik, może wypaczyć ocenę postępowania uczestników zdarzenia zarówno przez biegłego jak i w konsekwencji przez organy procesowe.

Niniejsze opracowanie dotyczy jedynie fragmentu szerszego zagadnienia, jakim jest niepewność w procesie rekonstrukcji i ogranicza się do omówienia niepewności w modelowaniu typowych manewrów obronnych, ze szczególnym uwzględnieniem wpływu modelu opony na przebieg omawianych manewrów. Jako przykładowe wybrano modele opon zastosowane w programie V-SIM.

Mając świadomość złożoności modelowanych procesów oraz liczby czynników warunkujących ich przebieg autorzy ukierunkowali swoje działania na identyfikacji źródeł niepewności. Opis ich ma charakter ogólny i dotyczy przede wszystkim źródeł niepewności wynikających z modelu pojazdu. Podjęto również próbę oszacowania niepewności uzyskanych wyników, – przy czym w ujęciu ogólnym oszacowanie to może być traktowane jako ocena jakościowa. Określenie wskaźników ilościowych na poziomie ogólnym, zdaniem autorów, nie jest możliwe.

## 2. Źródła niepewności w modelowaniu sytuacji przedwypadkowych.

Źródeł niepewności w analizowaniu sytuacji przedwypadkowych należy upatrywać w każdym z elementów modelowanego systemu człowiek-pojazd-otoczenie:

- Niepewność związana z procesem decyzyjnym oraz procesem reakcji psychomotorycznej kierowcy.
- Niepewność związana ze strukturą przyjętego modelu, uproszczeniami i przybliżeniami wynikającymi z przyjętych założeń oraz dokładnością oszacowania danych wejściowych.
- Niepewność związana z niepełną znajomością wpływu warunków środowiskowych lub niedoskonały pomiar parametrów charakteryzujących te warunki.

## 2.1 Podsystem człowiek

Niepewność związana z procesem decyzyjnym, oraz procesem reakcji psychomotorycznej kierowcy jest w Polsce w ostatnich latach przedmiotem badań ośrodków naukowych Politechniki Warszawskiej i Świętokrzyskiej. Wyniki tych badań przeprowadzonych zarówno w warunkach poligonowych jak i w środowisku wirtualnym (symulator jazdy) wraz z analizą błędów (niepewności) można znaleźć m.in. w publikacjach [11, 12, 13, 20]. Zaprezentowane wyniki badań uzupełnione o dane publikowane przez ośrodki naukowe ze Stanów Zjednoczonych [4] były podstawą wyznaczenia parametrów modelu kierowcy zastosowanego w programie V-SIM [2]. w niniejszym artykule zagadnienia te nie będą szczegółowo omawiane.

## 2.2 Podsystem pojazd

W praktyce opiniowania zdarzeń drogowych do opisu podsystemu, jakim jest pojazd wykorzystywane są modele matematyczne o różnym stopniu złożoności. Modele te możemy podzielić zasadniczo na dwie grupy:

- Modele analityczne.
- Modele symulacyjne ruchu i zderzeń pojazdów.

Niezależnie od tego, którą z wymienionych metod zastosujemy do analizy omawianych manewrów możemy w nich wyróżnić obszary (źródła) niepewności związane z:

- Niepewnością (błędem) metody – wynikającą ze struktury przyjętego modelu (uproszczenia i przybliżenia).
- Niepewnością (błędami oszacowań) parametrów wejściowych do modelu.

Wraz ze wzrostem stopnia złożoności modelu rośnie liczba czynników wpływających na uzyskiwane wyniki, a tym samym liczba źródeł niepewności, których parametry trzeba oszacować, począwszy od kilku w przypadku modeli analitycznych do kilkudziesięciu, a nawet kilkuset w przypadku programów symulacyjnych.

### Metody określania niepewności (błędów) modelu

Dla modeli złożonych (programy symulacyjne), jako podstawową metodę szacowania błędów (niepewności) przyjęło się stosować tzw. **weryfikację eksperymentalną**. Porównywanie wyników (najczęściej przebiegów czasowych wielkości charakterystycznych) z modelu z wynikami badań eksperymentalnych pozwala oszacować

wać błąd metody wynikający z przyjętych uproszczeń. Warto tutaj nadmienić, że przyjęty wzorzec stanowiący odniesienie dla weryfikowanej metody, jest najczęściej estymatą porównywanej wielkości otrzymaną z serii pomiarów prowadzonych w ramach eksperymentu.

Inną grupę stanowią metody pozwalające oszacować wpływ niepewności (błędów szacowania) poszczególnych parametrów modelu. Należą do nich [7]:

- Metoda różniczki zupełnej.
- Metoda wartości skrajnych.
- Metoda probabilistyczna.
- Metoda Monte-Carlo.
- Metody z wykorzystaniem procesów stochastycznych.

W programach symulacyjnych najczęściej wykorzystuje się Metodę wartości skrajnych, bądź metodę Monte-Carlo. Wymienione metody pozwalają w szybki sposób uzyskać informację o dopuszczalnym obszarze rozwiązań. Pozostałe z wyżej wymienionych metod znajdują najczęściej zastosowanie w szacowaniu błędów modeli analitycznych.

### Metody określania niepewności (błędów) parametrów modelu

Zbiór wielkości wejściowych modelu może być podzielony na dwie kategorie w zależności od sposobu, w jaki zostały określone wartości tych wielkości i związane z nimi niepewności:

- wielkości, których estymaty oraz związane z nimi niepewności wyznaczone są bezpośrednio z pomiaru. Wartości te można uzyskać np. z pojedynczej obserwacji, powtarzanych obserwacji albo na podstawie oceny opartej na doświadczeniu.
- wielkości, których estymaty oraz związane z nimi niepewności są wprowadzane do modelu ze źródeł zewnętrznych, jak np.: wielkości związane z wzorcami lub danymi odniesienia otrzymanymi z literatury specjalistycznej.

## 2.3 Podsystem otoczenie

Źródłem błędów omawianego podsystemu jest niepewność związana z niepełną znajomością wpływu warunków środowiskowych lub niedoskonały pomiar parametrów charakteryzujących te warunki. w rekonstrukcji zdarzeń drogowych najistotniejszym parametrem środowiska występujących w modelowaniu sytuacji przedwy-

padkowych jest stan i rodzaj nawierzchni, po której ruch się odbywał. Na podstawie tych informacji przyjmuje się wartości współczynnika przyczepności, który decyduje o wartości sił stycznych działających na pojazd. w przypadku złożonego modelu pojazdu z uwzględnieniem modelu opony wartość tego współczynnika jest parametrem wejściowym modelu opony. Poza tą wielkością, na ruch pojazdu mogą mieć wpływ: pochylenie podłużne i poprzeczne terenu, podłoże (nieodkształcalne, odkształcalne), lokalne nierówności drogi (np. koleiny), prędkość i kierunek wiatru.

Z punktu widzenia wpływu warunków otoczenia na człowieka istotne mogą być: temperatura, ciśnienie, wilgotność powietrza, zachmurzenie, opady atmosferyczne, pora doby. Niektóre z wymienionych czynników możemy określić liczbowo przez pomiar bezpośredni bądź pośredni z podaniem niepewności (błędu) uzyskanego wyniku. Inne oceniamy w sposób subiektywny odnosząc ocenę danej sytuacji przedwypadkowej do własnego doświadczenia, bądź odczuć innych osób oceniających daną sytuację.

Z uwagi na rozległość omawianego tematu, szczegółowe przedstawienie wszystkich czynników wpływających na niepewność wyników modelowania sytuacji przedwypadkowych w ramach tego artykułu nie jest możliwe. Ponadto część z prezentowanych zagadnień była już omawiana w publikacjach [5, 7, 8]. w wymienionych pozycjach zaprezentowano m.in. wyniki porównania modeli analitycznych i symulacyjnych o różnym stopniu złożoności w oparciu o manewr hamowania i omijania. Kontynuując ten temat w tym opracowaniu szczególną uwagę zwrócono na modele opon stosowane w programach symulacyjnych. Omówienia dokonano na przykładzie modeli zastosowanych w programie V-SIM. Uzyskane wyniki z programu porównano z wynikami badań eksperymentalnych. Jako manewr porównawczy przyjęto próbę wymuszenia skokowego obrotem koła kierownicy. Próba ta daje możliwość porównania jakościowego, co do charakteru uzyskanych przebiegów czasowych jak i ilościowego na podstawie wskaźników liczbowych charakteryzujących daną próbę. Porównywano przebiegi dla pojazdów różnych klas o różnych rozmiarach ogumienia.

### 3. Ogólna charakterystyka zastosowanych modeli matematycznych

#### 3.1 Model analityczny

W przypadku oceny możliwości ominięcia przeszkody z wykorzystaniem metod klasycznych (obliczenia analityczne) stosuje się uproszczone modele obliczeniowe pozwalające określić minimalną odległość od przeszkody pozwalającą na przemieszczenie poprzeczne pojazdu o zdaną wartość. Zakłada się ruch prostoliniowy w czasie reakcji psychomotorycznej kierowcy, a następnie ruch jednostajny po torze kołowym [24]. Intensywność tego ruchu określona jest wartością przyspieszenia poprzecznego (wartość graniczna).

Przy takich założeniach minimalna odległość od przeszkody potrzebna do uzyskania zadanej wartości przemieszczenia poprzecznego opisana jest zależnością (1):

$$x = v_s \cdot t_r + \sqrt{\frac{2 \cdot v_s^2 \cdot y}{g \cdot \mu_{sp}} - y^2} \quad (1)$$

gdzie:

$x$  – minimalna odległość od przeszkody niezbędna do poprzecznego przemieszczenia pojazdu o wartość  $y$ ,

$y$  – niezbędne poprzeczne przemieszczenie pojazdu względem przeszkody,

$v_s$  – prędkość pojazdu,

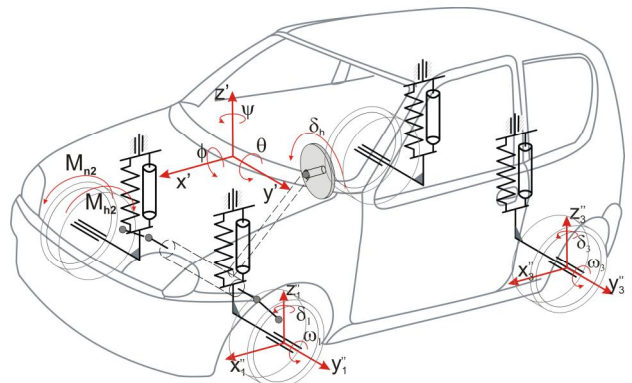
$t_r$  – czas reakcji kierowcy,

$\mu_{sp}$  – współczynnik przyczepności poprzecznej,

$g$  – przyspieszenie ziemskie,

#### 3.2 Model pojazdu w programie V-SIM

Pojazd w programie V-SIM zamodelowano jako układ 5 ciał sztywnych o 10 stopniach swobody [1] (nadwozie – 6 stopni swobody, każde z kół – 1 stopień swobody) (rys. 1).



Rys. 1: Model pojazdu

### 3.3 Modele opon.

Współpraca koła ogumionego z nawierzchnią drogi jest procesem bardzo złożonym. Reakcja jezdni na koło zależy od bardzo wielu czynników. Są to m.in.: konstrukcja opony i układu jezdni, właściwości eksploatacyjne (stan bieżnika, ciśnienie w oponie), rodzaj i stan nawierzchni drogi, ustawienie koła względem drogi, prędkość jazdy, prędkość poślizgu, obciążenie pionowe [15, 18, 19, 21, 22, 26].

W badaniach symulacyjnych ruchu samochodu stosowane są najczęściej analityczne modele opon: model opracowany przez Dugoffa, Fanchera, Segela [3, 23], a następnie zmodyfikowany przez Uffelmanna, model zwany Magic Formula opracowany przez Pacejkę [17] oraz model TM-easy opracowany przez G. Rilla [9, 21]. Każdy z wymienionych modeli opisuje siły i momenty generowane przez oponę na styku z nawierzchnią drogi. W wielu programach do symulacji ruchu pojazdów występują modyfikacje wyżej wymienionych modeli. Modyfikacje te polegają najczęściej na wprowadzeniu dodatkowych zależności opisujących zjawisko aquaplaningu, które wiążą prędkość aquaplaningu z ciśnieniem powietrza w ogumieniu, głębokością bieżnika i grubością warstwy wody [26].

W ostatnich latach w programach symulacyjnych pojawiły się również modele opon umożliwiające analizę zjawisk występujących przy: najechaniu na przeszkodę, uderzeniu bokiem opony w przeszkodę czy też toczenia się koła w odkształcalnym podłożu [16]. Przykładem takiego modelu może być „Tire-terrain models” wchodzący w skład pakietu programów symulacyjnych HVE (Human-Vehicle-Environment), którego moduły umożliwiają symulację każdego z wyżej wymienionych zjawisk.

### 3.4 Modele opon zastosowane w programie V-SIM

Obecnie do programu V-SIM wprowadzone są dwa modele opon, bazujące na znanych z literatury modelach analitycznych. Pierwszym z tych modeli jest HSRI opracowany w Instytucie Bezpieczeństwa Drogowego Uniwersytetu Michigan przez Dugoffa, Fanchera, Segela [3], a następnie zmodyfikowany przez Uffelmanna [23]. Drugim jest model TM-Easy opracowany przez G. Rilla [21]. Modyfikacje tego ostatniego dla potrzeb programów symulacyjnych opisano w pracy [25].

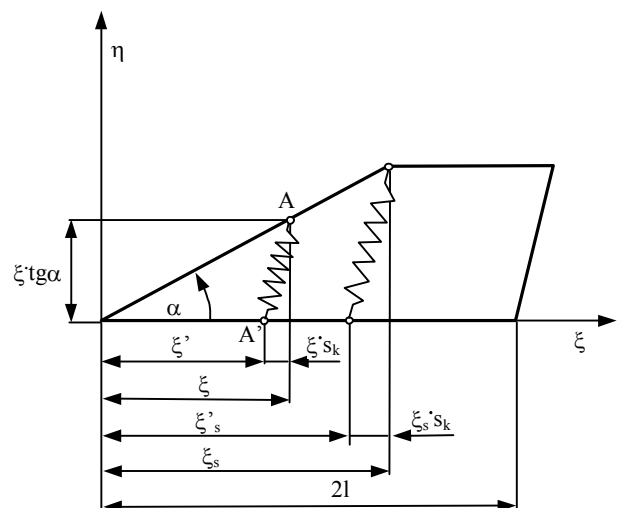
Obliczenie reakcji jezdni na i-te koło podzielono na trzy etapy wg [25]:

- obliczenia geometryczne:

- wyznaczenie aktualnego położenia punktu kontaktu opony z jezdnią,
- wyznaczenia promienia dynamicznego i zastępczego ugięcia opony,
- wyznaczenie orientacji układu współrzędnych o początku w punkcie kontaktu i kierunkach normalnym do powierzchni drogi, wzdłużnym i poprzecznym,
- wyznaczenia składowych wzdłużnej i poprzecznej wypadkowej prędkości poślizgu,
- wyznaczenie wartości reakcji normalnej jezdni na koło,
- obliczenia wartości reakcji stycznych jezdni na koło: wzdłużnej i poprzecznej, oraz składowych momentu reakcji jezdni na koło.

### Model HSRI

Dla wyznaczenia sił powstających na styku koła ogumionego z nawierzchnią przyjęto model odkształceń bieżnika pokazany na rys. 2.



Rys. 2: Model odkształceń bieżnika opony przyjęty do wyznaczania sił stycznych

Przyjęto ponadto, że rozkład nacisków pionowych w śladzie współpracy jest równomierny.

Ogólnie można określić wartości sił i momentów powstających w styku koła ogumionego z drogą jako funkcje następujących wielkości:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_s \end{bmatrix} = f(L_\alpha, L_s, \alpha_k, s_k, \mu, v_{xk}, v_{yk}, F_{zk}) \quad (2)$$

gdzie:

$L_\alpha$  – kinematyczny współczynnik sztywności poprzecznej,

$L_s$  – kinematyczny współczynnik sztywności wzdłużnej,  
 $\alpha_k$  – kąt znoszenia koła,  
 $s_k$  – poślizg obwodowy koła,  
 $\mu$  – współczynnik przyczepności,  
 $v_{xk}$  – składowa prędkości środka koła w kierunku wzdłużnym,  
 $v_{yk}$  – składowa prędkości środka koła w kierunku poprzecznym,  
 $F_z$  – nacisk normalny,  
 Poślizg obwodowy koła hamowanego wyznacza się z zależności:

$$s_k = 1 - \frac{r_d \cdot \omega}{v_x} \quad (3)$$

Współczynnik pomocniczy  $s_R$  określany jest następująco:

$$s_R = \frac{\sqrt{(L_s \cdot s_k)^2 + (L_\alpha \cdot \text{tg} \alpha_k)^2}}{\mu \cdot (1 - s_k)} \quad (4)$$

gdzie:

$$\alpha_k = -\text{arc} \text{tg} \frac{v_{yk}}{v_{xk}} \quad (5)$$

$$L_\alpha = L_{\alpha 1} + L_{\alpha 2} \cdot \frac{F_z}{F_{z \text{ stat}}} \quad (6)$$

$$\mu = \mu_0 \cdot \begin{cases} 1 - k_R \cdot v_g & v_g \leq v_{g0} \\ 1 - k \cdot \tanh(0.12 \cdot v_g)^2 & v_g > v_{g0} \end{cases} \quad (7)$$

$$v_g = v_x \cdot \sqrt{s_k^2 + \text{tg}^2 \alpha_k} \quad (8)$$

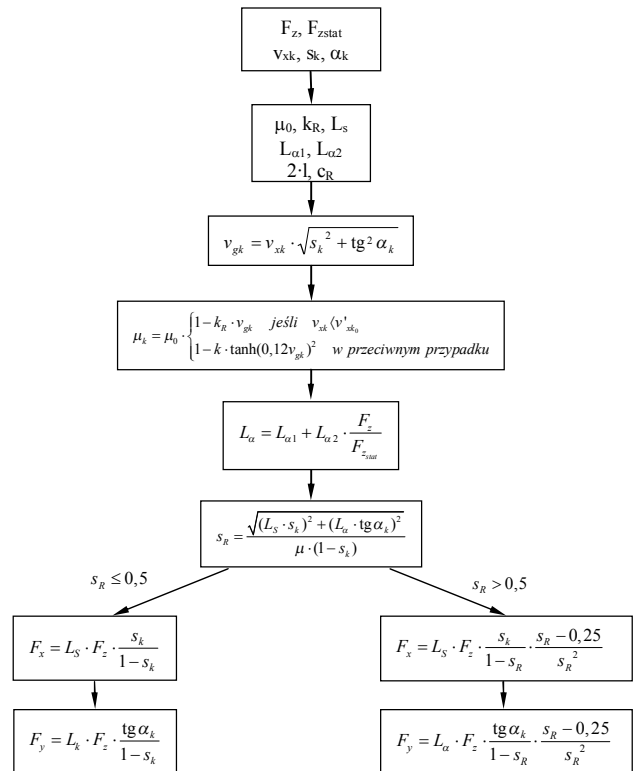
$\mu_0$  – współczynnik przyczepności dla zerowej prędkości poślizgu,  
 $L_{\alpha 1}, L_{\alpha 2}$  – parametry opony opisujące siłę boczną.  
 Siłę wzdłużną powstającą w styku koła z jezdnią opisano zależnością:

$$\begin{cases} F_x = L_s \cdot F_z \cdot \frac{s_k}{1 - s_k}, & \text{dla } s_R \leq 0.5 \\ F_x = L_s \cdot F_z \cdot \frac{s_k \cdot (s_R - 0.25)}{(1 - s_k) s_R^2} & \text{dla } s_R > 0.5 \end{cases} \quad (9)$$

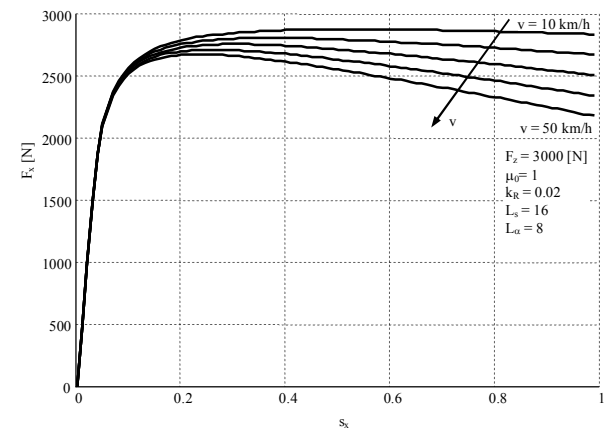
Siłę poprzeczną opisano zależnością:

$$\begin{cases} F_y = L_\alpha \cdot F_z \cdot \frac{\tan \alpha_k}{1 - s_k}, & \text{dla } s_R \leq 0.5 \\ F_y = L_\alpha \cdot F_z \cdot \frac{\tan \alpha_k \cdot (s_R - 0.25)}{(1 - s_k) s_R^2} & \text{dla } s_R > 0.5 \end{cases} \quad (10)$$

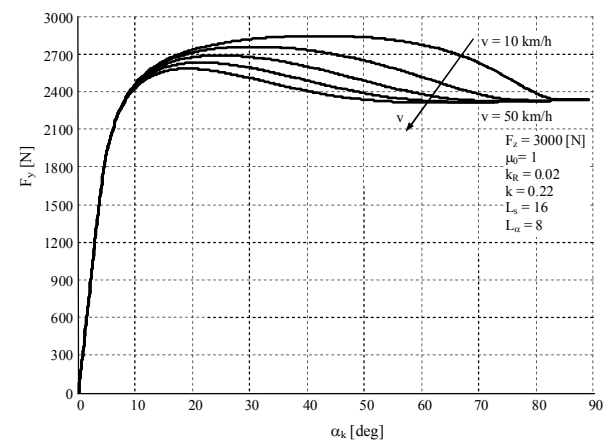
Schemat obliczania sił stycznych generowanych przez oponę pokazano na rys. 3.



Rys. 3: Schemat obliczeń siły przyczepności w modelu HSRI



Rys. 4: Zależność siły wzdłużnej od poślizgu wzdłużnego dla różnych prędkości jazdy



Rys. 5: Zależność siły poprzecznej od kąta znoszenia dla różnych prędkości jazdy

Podstawowe charakterystyki opony, sporządzone wg powyższych zależności pokazano na rys. 4 i 5.

### Model TM-Easy

Model TM-Easy umożliwia aproksymację rzeczywistych charakterystyk opony za pomocą funkcji sklepanych [21]. Model ten zmodyfikowano poprzez uwzględnienie wpływu współczynnika przyczepności oraz ciśnienia pompowania na siły generowane przez oponę. Przyjęto, że współczynnik przyczepności zależy od prędkości poślizgu wg [25]. Założono liniowy wpływ ciśnienia pompowania na sztywność pionową, wzdłużną i poprzeczną opony oraz współczynniki odporności na znoszenie.

$$F = \begin{cases} s_M \cdot dF_0 \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma \cdot \left[ \frac{s_M}{F_M} \cdot dF_0 - 2 + \sigma \right]}, & \sigma = \frac{s}{s_M}, & 0 \leq s \leq s_M \\ F_M - (F_M - F_S) \cdot \sigma^2 \cdot (3 - 2 \cdot \sigma), & \sigma = \frac{s - s_M}{s_S - s_M}, & s_M \leq s \leq s_S \\ F_S & & s > s_S \end{cases} \quad (11)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} dF_0 &= \frac{p_0}{p_N} \cdot \sqrt{(dF_{x0} \cdot \cos \varphi)^2 + (dF_{y0} \cdot \sin \varphi)^2} \\ s_M &= \mu_v \cdot \sqrt{(s_{xM} \cdot \cos \varphi)^2 + (s_{yM} \cdot \sin \varphi)^2} \\ F_M &= \mu_v \cdot \sqrt{(F_{xM} \cdot \cos \varphi)^2 + (F_{yM} \cdot \sin \varphi)^2} \\ s_S &= \mu_v \cdot \sqrt{(s_{xS} \cdot \cos \varphi)^2 + (s_{yS} \cdot \sin \varphi)^2} \end{aligned} \quad (12)$$

$p_0$  – ciśnienie powietrza w oponie,

$p_N$  – ciśnienie nominalne.

$$\mu_v = \mu_0 e^{k \cdot v_g} \quad (13)$$

$\mu_0$  – współczynnik przyczepności dla zerowej prędkości poślizgu  $v_g = 0$ ,

$k$  – współczynnik zależny od rodzaju i stanu nawierzchni jezdni,

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

$$F(F_z) = \frac{F_z}{F_N} \cdot \left[ 2 \cdot F(F_N) - \frac{F(2F_N)}{2} - \left( F(F_N) - \frac{F(2F_N)}{2} \right) \cdot \frac{F_z}{F_N} \right] \quad (14)$$

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

$$s(F_z) = s(F_N) + (s(2F_N) - s(F_N)) \cdot \left( \frac{F_z}{F_N} - 1 \right) \quad (15)$$

$F_N$  – obciążenie nominalne opony,

$$\begin{aligned} F_x &= F \cdot \cos \varphi \\ F_y &= F \cdot \sin \varphi \end{aligned} \quad \text{gdzie:} \quad \begin{aligned} \sin \varphi &= -\frac{v_y}{v_g} \\ \cos \varphi &= -\frac{v_x}{v_g} \end{aligned} \quad (16)$$

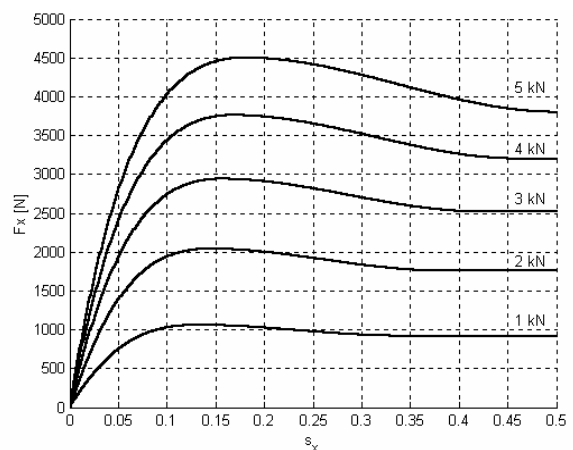
W tabelach 1, 2 zamieszczono wartości parametrów charakterystycznych, które pozwalają na wyznaczenie wartości sił stycznych wstępujących na styku koła z nawierzchnią drogi. Wartości dotyczą opony o rozmiarze 145/70 R13 wg [25].

Siła wzdłużna	$dF_{x0} = \frac{dF_x}{ds_x} \Big _0$	$s_{xM}$	$F_{xM}$	$s_{xS}$	$F_{xS}$
$F_N = 2.5 \text{ kN}$	45 kN	0.15	2.5 kN	0.4	2.15 kN
$2F_N = 5 \text{ kN}$	75 kN	0.18	4.5 kN	0.5	3.80 kN

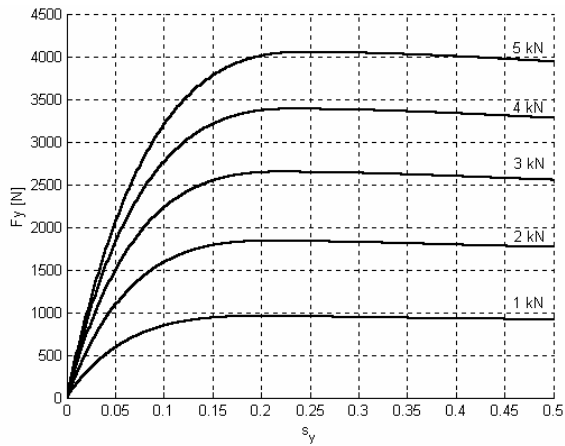
Tab. 1: Wielkości opisujące siłę wzdłużną, dla opony 145/70 R13

Siła poprzeczna	$dF_{y0} = \frac{dF_y}{ds_y} \Big _0$	$s_{yM}$	$F_{yM}$	$s_{yS}$	$F_{yS}$
$F_N = 2.5 \text{ kN}$	36 kN	0.21	2.25 kN	0.6	2.15 kN
$2F_N = 5 \text{ kN}$	52 kN	0.24	4.05 kN	0.8	3.80 kN

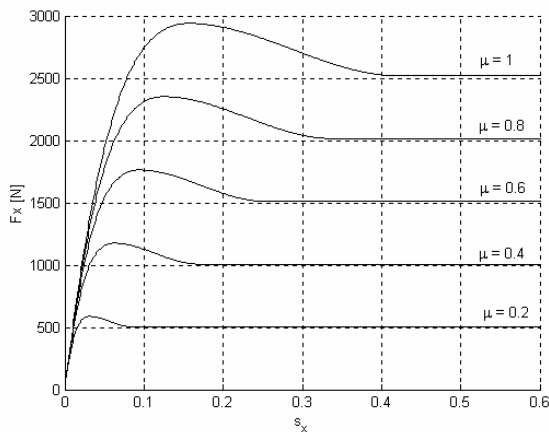
Tab. 2: Wielkości opisujące siłę poprzeczną, dla opony 145/70 R13



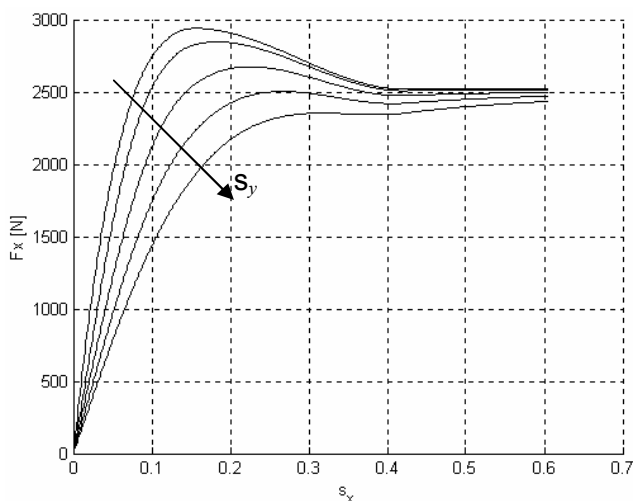
Rys. 6: Zależność siły wzdłużnej od poślizgu dla różnych wartości siły pionowej.



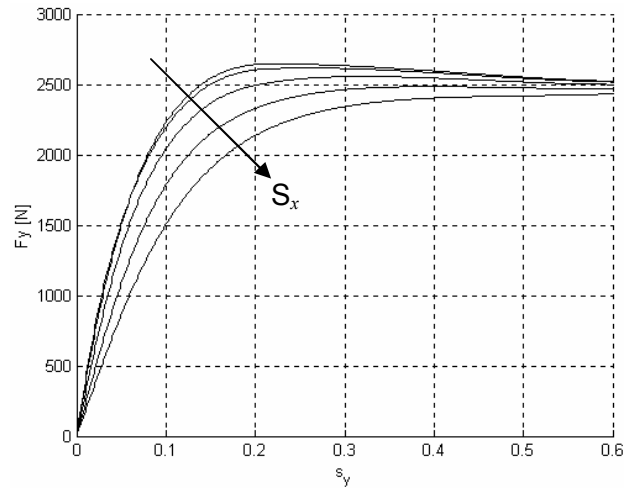
Rys. 7: Zależność siły poprzecznej od poślizgu poprzecznego, dla różnych wartości siły pionowej.



Rys. 8: Zależność siły wzdłużnej od poślizgu, dla różnych wartości współczynnika przyczepności  $\mu$ , dla pionowego obciążenia koła  $Fz = 3$  kN.



Rys. 9: Zależność siły wzdłużnej od poślizgu wzdłużnego dla: współczynnika przyczepności  $\mu = 1$ , pionowego obciążenia koła  $Fz = 3$  kN i poślizgu poprzecznego  $s_y = 0, 0.04, 0.08, 0.12, 0.16$



Rys. 10: Zależność siły poprzecznej od poślizgu poprzecznego dla: współczynnika przyczepności  $\mu = 1$ , pionowego obciążenia koła  $Fz = 3$  kN: poślizgu wzdłużnego  $s_x = 0, 0.04, 0.08, 0.12, 0.16$ .

### 3.5 Ekstrapolacja charakterystyk opony w programie V-SIM

Wyniki badań eksperymentalnych ogumienia wskazują na konieczność modyfikacji parametrów modelu opony w zależności od jej rozmiaru. Określone na drodze eksperymentalnej charakterystyczne parametry modelu opony publikowane były tylko dla kilku rozmiarów i typów ogumienia. w celu uwzględnienia zmiany parametrów dla rozmiarów pośrednich (dla których parametry nie są znane z eksperymentu) wprowadzono w programie V-SIM wskaźnik wiążący parametry opony z nośnością opony. Na podstawie tego wskaźnika oraz katalogowej nośności opony skalowane są charakterystyczne parametry modelu opony. Poprawność tego założenia zweryfikowano eksperymentalnie.

## 4. Porównanie zastosowanych modeli

Do oszacowania niepewności modelowania manewru omijania wykorzystano wyniki badań poligonowych samochodu VW Passat i Fiat Seicento. Badania poligonowe wykonane były zgodnie z normą ISO 7401-88 [10]. Dla samochodu VW Passat wykonano rozszerzony plan badań, stąd możliwe było porównanie modeli dla różnych prędkości jazdy 60, 80 i 100 km/h.

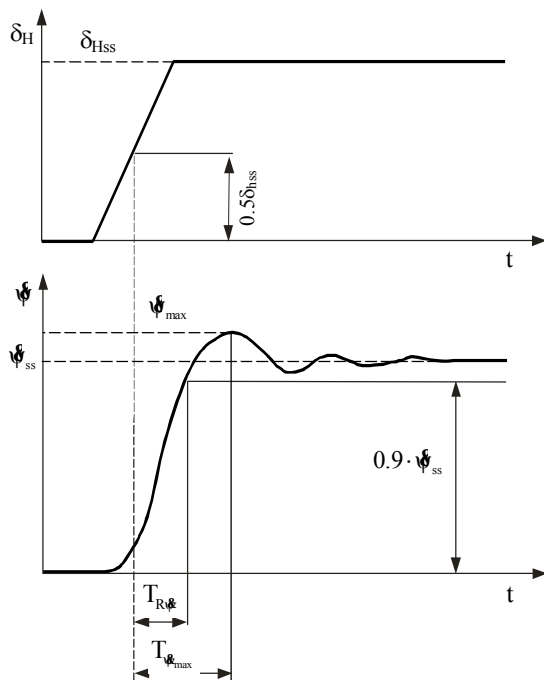
### 4.1 Opis próby

Próba polega na gwałtownym przejściu z jazdy na wprost z ustaloną prędkością w jazdę po łuku. Dla samochodów osobowych prędkość jazdy określona jest na 80 km/h, a prędkość obrotowa koła kierownicy w czasie manewru powinna zawierać się w granicach  $200 \div 500^\circ/\text{s}$ . Pod-

czas próby pojazd powinien uzyskać przyspieszenie poprzeczne w stanie ustalonym ok.  $4\text{m/s}^2$ .

Przyjmując, że nie ma ograniczeń, co do toru ruchu pojazdu, próba ta dobrze odzwierciedla manewr obrony omijania. Uzyskane wyniki, zarówno, co do parametrów wymuszenia (prędkości obrotu kierownicy, kąt obrotu), jak i co do parametrów odpowiedzi (obliczone wskaźniki) pozwalają conajmniej na jakościową ocenę modeli stosowanych w rekonstrukcji wypadków drogowych.

Na podstawie przebiegu czasowego prędkości kątowej odchylenia wyznaczono wg [10, 14] parametry charakterystyczne (rys. 11), służące do oceny własności pojazdu.



Rys. 11: Odpowiedź samochodu na skokowe wymuszenie obrotem koła kierownicy oraz przebieg samego wymuszenia. Podstawowe parametry oceny próby wg [14]

Podstawowe parametry oceny próby:

- wartość maksymalna prędkości kątowej odchylenia  $\dot{\psi}_{\max}$ ,
- wartość prędkości kątowej odchylenia w stanie ustalonym  $\dot{\psi}_{ss}$ ,
- 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,

- przewyższenie dynamiczne prędkości kątowej odchylenia  $U_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}_{\max} - \dot{\psi}_{ss}}{\dot{\psi}_{ss}}$ ,

- współczynnik wzmocnienia prędkości kątowej odchylenia  $\dot{\psi}$  względem kąta obrotu kierownicy  $\delta_H$   $G_{\dot{\psi}\delta_H} = \frac{\dot{\psi}_{ss}}{\delta_H}$

- kąt znoszenia pojazdu w stanie ustalonym

$$\beta_{ss} = -a \tan\left(\frac{v_{Sy}}{v_{Sx}}\right),$$

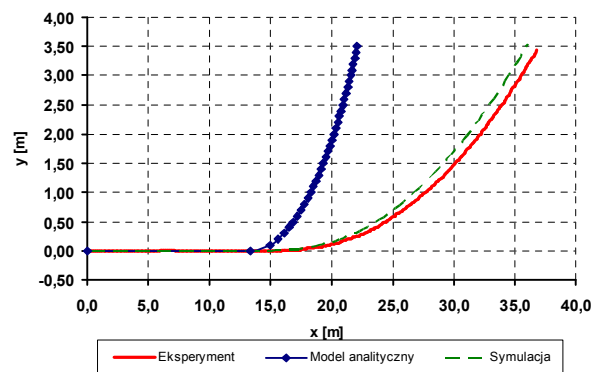
- wskaźnik właściwości dynamicznych pojazdu

$$T_B = T_{\dot{\psi}_{\max}} \cdot |\beta_{ss}|.$$

## 5. Wyniki badań

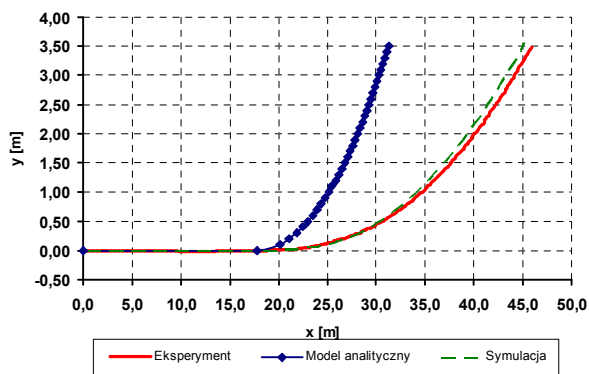
### 5.1 Model analityczny

W przypadku modelu analitycznego porównywano trajektorię ruchu uzyskaną dla parametrów początkowych odpowiadających wartościom wyznaczonym podczas badań eksperymentalnych. Jako parametry do obliczeń przyjmowano czas reakcji psychomotorycznej kierowcy 0,8s, średnią wartość prędkości uzyskiwaną podczas próby (zaokrągloną do pełnej wartości) oraz wartość przyspieszenia poprzecznego w stanie ustalonym. Wyniki porównania przedstawiono na rys. 12(a, b, c). Wszystkie obliczenia przeprowadzono dla maksymalnego przemieszczenia poprzecznego wynoszącego 3,5 m.

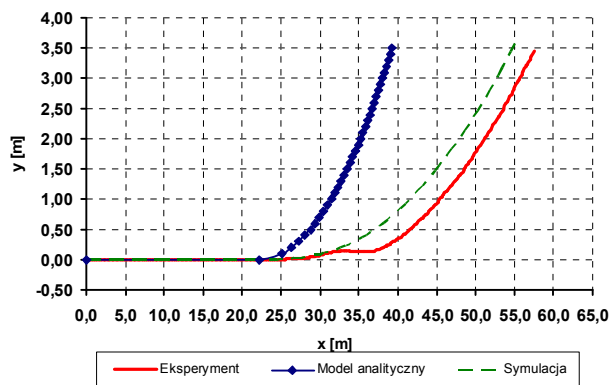


Rys. 12a: Porównanie trajektorii ruchu samochodu VW Passat ( badania poligonowe, symulacja) z trajektorą obliczoną metodą analityczną, dla:  $v=60\text{km/h}$ ,  $a_y=4,6\text{m/s}^2$ ,  $t_r=0,8\text{s}$





Rys. 12b: Porównanie trajektorii ruchu samochodu VW Passat ( badania poligonowe, symulacja) z trajektorą obliczoną metodą analityczną, dla:  $v=80\text{km/h}$ ,  $a_y=5,6\text{m/s}^2$ ,  $t_r=0,8\text{s}$



Rys. 12c: Porównanie trajektorii ruchu samochodu VW Passat ( badania poligonowe, symulacja) z trajektorą obliczoną metodą analityczną, dla:  $v=100\text{km/h}$ ,  $a_y=7,2\text{m/s}^2$ ,  $t_r=0,8\text{s}$

## 5.2 Badania symulacyjne

W przypadku badań symulacyjnych do oceny niepewności modelowania manewru omijania przyjęto próbę wymuszenia skokowego obrotem kierownicy. Wyniki symulowanego manewru odnoszono do przebiegów czasowych charakterystycznych parametrów ruchu pojazdu uzyskanych podczas badań poligonowych.

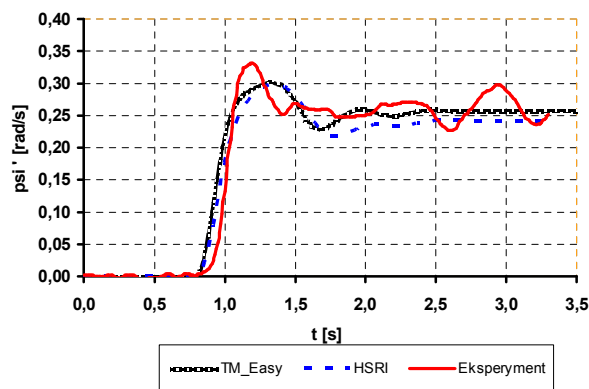
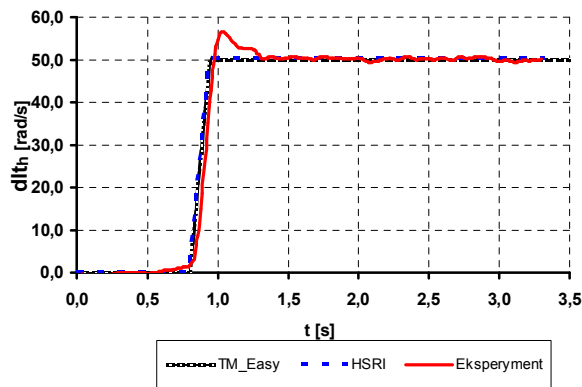
W symulacji pominięto wymuszenia kinematyczne od nierówności drogi oraz założono liniową zmianę kąta obrotu kierownicy do wartości ustalonej.

Próby symulacyjne wykonywano dla parametrów początkowych odpowiadających parametrom ruchu uzyskanym podczas prób poligonowych.

W tabelach zestawiono wskaźniki uzyskane z próby wymuszenia skokowego obrotem kierownicy. Symulację przeprowadzono dla obu omówionych powyżej modeli ogumienia. Wyniki symulacji porównano z wynikami badań eksperymentalnych przeprowadzonych dla samochodu Fiat Seicento i VW Passat. Dla samochodu

VW Passat prędkość obrotu kołem kierownicy przyjęto na podstawie badań eksperymentalnych na poziomie  $350\text{ }^\circ/\text{s}$ .

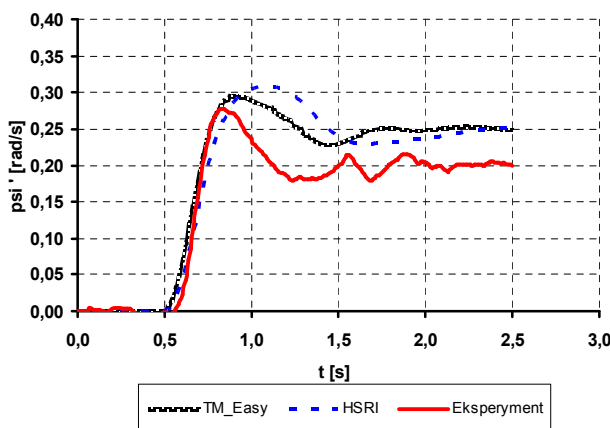
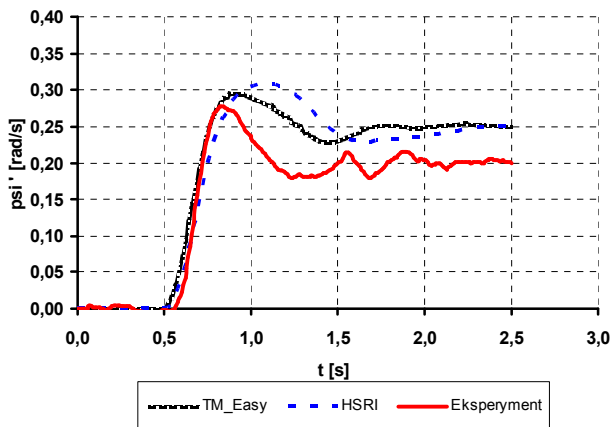
Marka i model		VW Passat (B5.5) 1.9 TDI		
Rodzaj próby		Wymuszenie skokowe obrotem kierownicy w lewo		
Symbol	Jedn.	Symulacja		Eksperyment
		TM-Easy	HSRI	205/55 R16
$\delta_{h,ss}$	[ $^\circ$ ]	56	56	56
$\psi'_{ss}$	[ $\frac{^\circ}{\text{s}}$ ]	0,25	0,23	0,28
$a_{y,ss}$	[ $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ]	5,60	5,00	6,00
$\left(\frac{\psi'}{\delta_h}\right)_{ss}$	[ $\frac{1}{\text{s}}$ ]	0,25	0,23	0,28
$U_{\psi'}$	[%]	29	34	31
$T_{\psi'}$	[s]	0,12	0,15	0,15
$T_{\psi'max}$	[s]	0,37	0,40	0,29
$\beta_{ss}$	[ $^\circ$ ]	1,06	1,98	0,62
$TB$	[s $1^\circ$ ]	0,39	0,79	0,18



Rys. 13: Porównanie przebiegów odpowiedzi samochodu na skokowe wymuszenie obrotem kąta kierownicy dla samochodu VW Passat.

Dla samochodu Fiat Seicento prędkość kąta obrotu koła kierownicy wynosiła 260 °/s.

Marka i model		Fiat Seicento 0.9		
Rodzaj próby		Wymuszenie skokowe obrotem kierownicy w lewo		
Symbol	Jedn.	Symulacja		Eksperyment
		TM-Easy	HSRI	145/70 R13
$\delta_{h,ss}$	[°]	56	56	56
$\psi'_{ss}$	$\left[\frac{^\circ}{s}\right]$	0,25	0,23	0,2
$a_{y,ss}$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	5,50	5,00	4,5
$\left(\frac{\psi'}{\delta_h}\right)_{ss}$	$\left[\frac{1}{s}\right]$	0,24	0,21	0,21
$U_{\psi'}$	[%]	0,34	0,44	0,4
$T_{\psi'}$	[s]	0,11	0,13	0,12
$T_{\psi'_{max}}$	[s]	0,34	0,36	0,24
$\beta_{ss}$	[°]	1,06	1,91	0,7
$TB$	[s 1°]	0,36	0,69	0,16



Rys. 14: Porównanie przebiegów odpowiedzi samochodu na skokowe wymuszenie obrotem koła kierownicy dla samochodu Fiat Seicento.

## 6. Podsumowanie

Stosowanie modelu analitycznego do oceny sytuacji przedwypadkowej polegającej na ominięciu przeszkody może prowadzić do błędnej oceny zachowania się kierowcy w analizowanej sytuacji. Przedstawione wyniki porównań wskazują, że konieczne byłoby uzupełnienie zależności (1) opisującej manewr omijania po torze kołowym o czas narastania przyspieszenia poprzecznego do wartości ustalonej. Najprostszym z możliwych rozwiązań byłoby dodanie do czasu reakcji kierowcy średniego czasu odpowiedzi (uzyskiwanego w czasie badań poligonowych). Dla samochodów osobowych wartość tego parametru zawiera się w granicach  $0,15 \div 0,35s$ . Przy pominięciu tego czynnika błąd oszacowania minimalnej odległości potrzebnej do ominięcia, w odniesieniu do badań eksperymentalnych i symulacji, przekraczał 30%. Błąd ten zmienia się wraz ze zmianą prędkości jazdy.

Wyniki badań eksperymentalnych wskazują, iż parametry ruchu samochodu silnie zależą nie tylko od rodzaju i stanu podłoża, ale także od parametrów konstrukcyjnych (konstrukcja zawieszenia, układu kierowniczego itd.) i eksploatacyjnych (ciśnienie w ogumieniu, stan bieżnika, stan amortyzatorów, prawidłowa geometria zawieszenia). Uwzględnienie wymienionych czynników jest możliwe jedynie przy wykorzystaniu złożonych modeli matematycznych stosowanych w programach symulacyjnych. Uzyskane wyniki wskazują, że przy prawidłowo zidentyfikowanych parametrach początkowych każdego z elementów systemu człowiek-pojazd-otoczenie, błąd modeli symulacyjnych jest niewielki i akceptowalny dla zastosowań rekonstrukcji wypadków drogowych.

Jednym z istotnych czynników wpływających na wyniki badań symulacyjnych, a tym samym na niepewność wyników, jest dostosowywanie parametrów modelu opony do rozwoju konstrukcyjnego i technologicznego ogumienia. Z tego właśnie względu wprowadzono do programu V-SIM model TM-Easy opracowany przez G. Rilla [21]. Autor wspomnianego modelu w swoich opracowaniach publikuje charakterystyczne parametry modelu opracowane na podstawie eksperymentalnych badań ogumienia. Dane te można również w prosty sposób wyznaczyć na podstawie własnych badań. Dla modelu opony HSRI wyniki podobnych badań nie są publikowane.

Wprowadzenie zróżnicowania charakterystyk opony w zależności od jej rozmiaru zdaniem autorów pozwala lepiej ocenić sposób postępowania

nia kierującego eliminując sytuacje, w których kierowca dysponujący pojazdem o lepszych parametrach ogumienia mógł bezpiecznie (bez utraty stateczności) wykonać manewr omijania, podczas gdy kierujący pojazdem o niższych parametrach ogumienia mógłby być takiej możliwości pozbawiony.

## Literatura

1. Bułka D., Świder P., Model pojazdu zastosowany w programie V-SIM do symulacji ruchu i zderzeń pojazdów samochodowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej, Mechanika 79, Kielce 2004, s. 149-156.
2. Bułka D., Walczak S., Wolak S. Antycypacyjny model kierowcy zastosowany w programie do symulacji ruchu i zderzeń pojazdów V-SIM. Zeszyt naukowy Politechniki Świętokrzyskiej, Mechanika 84, s. 147. Kielce 2006.
3. Dugoff H., Fancher P.S., Segel L. An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamics Performance. SAE Technical Paper 700377.
4. Day T., D., Metz D., L., The Simulation of Driver inputs using a vehicle driver model. SAE paper 2000-01-1313, 2000.
5. Guzek M., Lozia Z., Błędy oceny parametrów prostoliniowego hamowania samochodu. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej. Mechanika 64, część 2, Kielce 1998.
6. Guzek M., Lozia Z., Metody oceny dokładności obliczeń wykonywanych w trakcie rekonstrukcji wypadków w ruchu drogowym. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej. Mechanika 79, Kielce 2004, s. 43-71.
7. Guzek M., Lozia Z., Obszary wiarygodności obliczeń związanych z analizą typowych sytuacji przedwypadkowych w ruchu drogowym. VII Konferencja „Problemy rekonstrukcji wypadków drogowych” organizowana przez IES w Krakowie, Kraków 2000, Zbiór referatów s. 99-109.
8. Guzek M., Metody wyznaczania błędów obliczeń w analizie wybranych sytuacji przedwypadkowych w ruchu drogowym. Rozprawa doktorska. Politechnika Warszawska, Wydział Transportu, Warszawa 2002r.
9. Hirschberg W., Rill G., Weinfurter H. User-Appropriate Tyre-Modeling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situation. Vehicle System Dynamics, vol. 38 (2002), pp. 103-125.
10. ISO 7401-88 Road Vehicles- Lateral Transient Response Test Methods.
11. Jurecki R. Modele kierowcy. Budowa i weryfikacja eksperymentalna modelu kierowcy dla analizy sytuacji przedwypadkowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej 79, Kielce 2004, s. 237-248.
12. Jurecki R., Lozia Z., Stańczyk T., Badania manewru omijania pojawiającej się przeszkody w warunkach badań na torze oraz w symulatorze jazdy, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 1(56)/2005, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005, s. 65-77.
13. Jurecki R., Modelowanie zachowania kierowców w sytuacjach przedwypadkowych, Rozprawa doktorska, Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Kielce 2005.
14. Kleczkowski A. Samochody. Stateczność i Kierowalność. Metody badań, wskaźniki oceny, wymagania, Projekt ZN OBR SM, Bielsko-Biała 1988.
15. Mitschke M. Dynamika samochodu. WKŁ Warszawa 1977.
16. New Tire-Terrain Models. Technical Session of the Winter 2005. EDC Technical Newsletter
17. Pacejka H. B., Bakker E. The Magic Formula Tyre Model. Supplement to Vehicle System Dynamics, vol.21, (1993), pp. 1-18.
18. Praca zbiorowa, Wypadki drogowe. Vademecum bieglego sądowego. IES Kraków 2002.
19. Prochowski L. Mechanika ruchu. Pojazdy samochodowe. WKŁ Warszawa 2005.
20. Reński A. Modelowanie działania kierowcy w układzie kierowca-pojazd-otoczenie. Prace Naukowe Mechanika, zeszyt 184, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 2000, s. 63-79.
21. Rill G. Simulation von Kraftfahrzeugen. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden 1994.
22. Sledge N. H., Marshek K. M. Vehicle critical speed formula-values for the coefficient of friction - A review. SAE Paper 971148.
23. Uffelmann F. Rechenmodell eines Reifens für Seiten und Umfangskraftübertragung. Institut für Fahrzeugtechnik Braunschweig 1978.
24. Unarski J., Zębała J. Zbiór podstawowych wzorów i równań stosowanych w analizie wypadków drogowych. IES Kraków 2001.
25. Walczak St. Analiza dynamicznych obciążeń elementów niezależnych zawieszonych kół samochodu. Politechnika Krakowska. Rozprawa doktorska, Kraków 2003.
26. Wicher J. Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego. Pojazdy samochodowe. WKŁ Warszawa 2004.