

Jarosław ZALEWSKI

**WPŁYW WYBRANYCH
PARAMETRÓW RUCHU
NA NIEKTÓRE CECHY
EKSPLOATACYJNE
SAMOCHODU**



**WPLYW WYBRANYCH PARAMETRÓW RUCHU
NA NIEKTÓRE CECHY EKSPLOATACYJNE SAMOCHODU**

Jarosław ZALEWSKI

**WPLYW WYBRANYCH PARAMETRÓW RUCHU
NA NIEKTÓRE CECHY EKSPLOATACYJNE SAMOCHODU**

Jarosław ZALEWSKI

**Wpływ wybranych parametrów ruchu
na niektóre cechy eksploatacyjne samochodu**

Publikacja została sfinansowana ze środków Wydziału Administracji i Nauk Społecznych Politechniki Warszawskiej.

© Copyright by Jarosław Zalewski, Warszawa 2018

ISBN 978-83-7789-516-0

Współpraca wydawnicza: Instytut Technologii Eksploatacji – PIB w Radomiu

Opracowanie wydawnicze: Bożena Mazur, Joanna Fundowicz

Druk i oprawa:



Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB
26-600 Radom, ul. K. Pułaskiego 6/10, tel.: (48) 364-42-41, Fax (48) 364-47-65
e-mail: instytut@itee.radom.pl <http://www.itee.radom.pl>

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń	7
1. WSTĘP	11
1.1. Zagadnienie stateczności modeli matematycznych samochodów oraz obiektów rzeczywistych	12
1.2. Analiza związana z procesem rozpędzania i hamowania samochodu.....	16
1.3. Procesy zderzeń samochodów – modele i obiekty rzeczywiste	20
1.4. Reasumpcja rozdziału pierwszego	26
2. WYBRANE ELEMENTY BADANIA MODELI POJAZDÓW	27
3. ROLA ZABURZEŃ PARAMETRÓW SAMOCHODU W PROCESIE BADANIA STATECZNOŚCI	37
3.1. Zaburzenia parametrów masowo-bezwładnościowych	37
3.2. Zaburzenia wynikłe ze zmian konstrukcyjnych	45
3.3. Zaburzenia pochodzące od nierówności dróg	52
3.4. Reasumpcja rozdziału trzeciego	57
4. STATECZNOŚĆ TECHNICZNA JAKO PRZEDMIOT ANALIZY WPLYWU PARAMETRÓW MASOWYCH NADWOZIA SAMOCHODU I NIERÓWNOŚCI DROGI NA RUCH POJAZDU	59
4.1. Badanie stateczności technicznej stochastycznej na przykładzie wybranych manewrów	61
4.2. Wybrane aspekty badań stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu.....	71
4.3. Problemy związane z odniesieniem badanych zjawisk do definicji stateczności technicznej stochastycznej	74
5. WYBRANE ASPEKTY PROCESU HAMOWANIA I ROZPĘDZANIA SAMOCHODU.....	79
5.1. Wybrane aspekty współpracy koła z nawierzchnią drogi w procesie hamowania	79
5.2. Wybrane aspekty współpracy koła z nawierzchnią drogi w procesie przyspieszania	95
5.3. Czynniki dodatkowe mogące wpływać na wybrane cechy eksploatacyjne pojazdu	99

6. WYBRANE ASPEKTY MODELOWANIA ZDERZEŃ SAMOCHODÓW	103
6.1. Model zderzenia pojazdów w ruchu płaskim.....	109
6.2. Zderzenie pojazdów jako ruch złożony	114
6.3. Wybrane aspekty dotyczące zewnętrznych sił impulsowych oraz współczynników restytucji	121
7. Podsumowanie	127
8. Bibliografia.....	129

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	–	powierzchnia czołowa nadwozia [m^2];
C	–	wskaźnik określający stan nawierzchni (norma ISO 8608) [m^3/rad];
$corr_{lp}$	–	współczynnik określający podobieństwo między profilami drogi dla kół lewych i prawych pojazdu;
c_x	–	współczynnik oporu powietrza;
I	–	masowy moment bezwładności pojazdu względem osi pionowej przechodzącej przez jego środek masy i prostopadłej do płaszczyzny ruchu [kgm^2];
I_A, I_B	–	masowe momenty bezwładności pojazdów względem osi pionowych przechodzących przez ich środki mas [kgm^2];
I_{X0}, I_{Y0}, I_{Z0}	–	wartości momentów bezwładności względem osi przechodzących przez punkt „origo” [kgm^2];
I_{X1}, I_{Y1}, I_{Z1}	–	momenty bezwładności względem osi przechodzących przez środek masy nadwozia nieobciążonego kierowcą, pasażerem i bagażem [kgm^2];
$I_{XY0}, I_{XZ0}, I_{YZ0}$	–	wartości momentów dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo” [kgm^2];
$I_{XY1}, I_{XZ1}, I_{YZ1}$	–	momenty dewiacji względem osi przechodzących przez środek masy [kgm^2];
L	–	rozstaw osi [m];
m	–	masa pojazdu [kg];
m_1, m_k	–	masa kierowcy [kg];
m_2, m_p	–	masa pasażera [kg];
m_A, m_B	–	masa pojazdu A i B biorącego udział w zderzeniu [kg];
m_B	–	masa bagażu [kg];
m_N	–	masa nadwozia bez obciążenia kierowcą, pasażerem i bagażem [kg];
m_{NO}	–	masa nadwozia po obciążeniu kierowcą, pasażerem i bagażem [kg];
m_P	–	masa całkowita pojazdu bez obciążenia kierowcą, pasażerem i bagażem [kg];
m_{PO}	–	masa całkowita pojazdu po obciążeniu kierowcą, pasażerem i bagażem [kg];
m_{t1}	–	masa pasażera siedzącego za kierowcą [kg];
m_{t2}	–	masa pasażera siedzącego z tyłu po prawej stronie [kg];
$n_A, t_A, n_B, t_B, b_A, b_B$	–	współrzędne położenia środków mas pojazdów biorących udział w zderzeniu względem geometrycznego środka zderzenia w kierunku normalnym, stycznym i binormalnym [m];

N_{Kj}	–	ilość zdarzeń w j-tej klasie obszaru dopuszczalnych rozwiązań;
$\sum N_{Kj}$	–	suma zdarzeń rozwiązania we wszystkich klasach,
P	–	wskaźnik umożliwiający ilościową ocenę stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu oparty o liczbę ε ;
r	–	współrzędna położenia środka masy pojazdu biorącego udział w zderzeniu względem punktu przyłożenia impulsu wypadkowej siły zderzenia [m];
R_t, R_n	–	współczynniki restytucji odpowiednio dla prędkości w kierunku stycznym i normalnym do płaszczyzny zderzenia;
S	–	impuls wypadkowej siły uderzenia [Ns];
S_n, S_t, S_b	–	składowe impulsu wypadkowej siły uderzenia w kierunku normalnym (n), stycznym (t) i binormalnym (b) do płaszczyzny zderzenia [Ns];
S_{wn}, S_{wt}, S_{wb}	–	normalne, styczne i binormalne składowe impulsu wypadkowej siły wynikającej z przyspieszenia względnego w ruchu złożonym [Ns];
S_{un}, S_{ut}, S_{ub}	–	normalne, styczne i binormalne składowe impulsu wypadkowej siły unoszenia w ruchu złożonym [Ns];
S_{cn}, S_{ct}, S_{cb}	–	normalne, styczne i binormalne składowe impulsu wypadkowej siły Coriolisa w ruchu złożonym [Ns];
v	–	prędkość postępową pojazdu [m/s];
v_{At}, v_{Bt}	–	składowe prędkości postępowych obu pojazdów styczne do płaszczyzny zderzenia [m/s];
v_{An}, v_{Bn}	–	składowe prędkości postępowych obu pojazdów normalne do płaszczyzny zderzenia [m/s];
v_{Ab}, v_{Bb}	–	składowe prędkości postępowych obu pojazdów w kierunku binormalnym do płaszczyzny zderzenia [m/s];
v_{Zt}, v_{Zn}	–	prędkości względne samochodów wzdłuż osi stycznej i normalnej lokalnego układu współrzędnych zaczepionego w geometrycznym środku zderzenia [m/s];
w_t	–	względna prędkość styczna w modelu zderzenia opartym o metodę Routha [m/s];
w_n	–	względna prędkość normalna w modelu zderzenia opartym o metodę Routha [m/s];
$W(Kj)$	–	częstość wystąpienia rozwiązania w j-tej klasie;
$X(t)$	–	proces stochastyczny określony dla definicji stateczności technicznej stochastycznej;
x_C, y_C, z_C	–	współrzędne położenia środka masy względem punktu „origo” [m];
$z_1(s)$, oraz $z_2(s)$	–	realizacje sygnałów służących do wyznaczania profilu nierówności dla kół lewych i prawych pojazdu;

α	–	kąt zawarty między normalną zderzenia a wektorem prędkości pojazdu biorącego w nim udział [°];
α_A'	–	kąt położenia pojazdu A po zderzeniu względem normalnej do płaszczyzny zderzenia [°];
α_B'	–	kąt położenia pojazdu B po zderzeniu względem normalnej do płaszczyzny zderzenia [°];
$\alpha_{nt}, \alpha_{ni}, \alpha_{nn}$	–	wskaźniki wykorzystywane do wyznaczania impulsów sił zderzeniowych w metodzie Routha [1/kg];
β	–	współczynnik tłumienia drgań;
δ	–	wskaźnik tzw. falistości drogi określający, czy w widmie występują nierówności o falach długich czy krótkich;
ε	–	liczba dodatnia wykorzystywana jako wskaźnik określania prawdopodobieństwa znalezienia się rozwiązania w obszarze rozwiązań dopuszczalnych Ω wg definicji stateczności technicznej stochastycznej;
$-\eta(t)$	–	bezwzględnie całkowny proces stochastyczny wykorzystywany w kryterium Lipschitza;
λ	–	długość fali nierówności drogi [m];
μ	–	współczynnik przyczepności kół do nawierzchni drogi;
$\zeta(t)$	–	proces stochastyczny opisujący losowo występujące zaburzenia;
ω	–	ograniczony i otwarty obszar warunków początkowych w definicji stateczności technicznej stochastycznej;
ω	–	prędkość kątowna samochodu wokół pionowej osi przechodzącej przez środek masy [rad/s];
ω_A, ω_B	–	prędkości kątowne pojazdów biorących udział w zderzeniu [rad/s];
Ω	–	ograniczony i zamknięty obszar rozwiązań dopuszczalnych w definicji stateczności technicznej stochastycznej;
Ω	–	częstość kołowa nierówności drogi [rad/m];
Ω_0	–	tzw. częstość kołowa odniesienia równa zazwyczaj 1 [rad/m].

1. | WSTĘP

Bezpieczeństwo jest jednym z zagadnień związanych z transportem. W celu zapewnienia jego poziomu odpowiedniego dla danego rodzaju przewozów zarówno środki transportu, jak i infrastruktura powinny spełniać określone wymagania związane z realizacją procesu transportowego lub działać w sposób niezagrażający innym uczestnikom transportu. Zależności te można zaobserwować m.in. w ruchu drogowym, gdzie szczególnie łatwo można dostrzec istotę poprawności działania zarówno elementów infrastruktury zapewniających np. sterowanie ruchem, jak i środków transportu. Proces eksploatacji samochodów, również w połączeniu z określonymi oddziaływaniami infrastruktury, związany jest z koleją z wieloma elementami, które można uwzględnić w grupie czynników wpływających na ich przebieg.

Z punktu widzenia mechaniki w szeroki zakres prac dotyczących eksploatacji samochodów wchodzi badania związane z funkcjonowaniem środków transportu oraz ich wzajemnych zależności z elementami infrastruktury, w tym także elementy związane z ochroną uczestników ruchu drogowego. Można dostrzec analogie wynikające z użytkowania samochodów w połączeniu z elementami infrastruktury drogowej, a także systemami bezpieczeństwa użytkowników dróg.

Badania dotyczące bezpieczeństwa w ruchu drogowym związane są z koniecznością rozważań nad wieloma kwestiami, często niedającymi jednoznacznych i szybkich rezultatów.

W pracy omówione zostały zagadnienia dotyczące wpływu wybranych parametrów samochodu i drogi na określone cechy eksploatacyjne pojazdu. Problematykę rozważano pod kątem bezpieczeństwa w ruchu drogowym z punktu widzenia ruchu pojazdu. Ponadto uwzględniono dodatkowe czynniki, takie jak losowe nierówności drogi oraz wpływ zaburzenia parametrów masowo-bezwładnościowych samochodu na stateczność techniczną modeli matematycznych samochodu. Jako jedną z możliwych konsekwencji zaburzeń ruchu pojazdów rozważono zderzenia samochodów, przy czym skupiono się na analizie procesu zderzenia bocznego z uwzględnieniem ruchu złożonego pojazdów w trakcie jego trwania. Zjawisko takie może zaistnieć w wyniku zaburzenia omawianych parametrów mających wpływ na ruch pojazdu.

Jako wprowadzenie do poruszonych problemów została przeprowadzona analiza stanu wiedzy w oparciu o dostępne publikacje i rezultaty prac badawczych. Analiza ta prowadzona była w trzech obszarach: zagadnień stateczności modeli matematycznych oraz rzeczywistych pojazdów, procesu rozpędzania i hamowania samochodu oraz procesu zderzenia samochodów w ujęciu modelowym i w odniesieniu do obiektów rzeczywistych.

Wynikiem tej analizy jest określenie zakresu problematyki przyjętego w rozważaniach z uwzględnieniem omawianych parametrów oraz ich wpływu na

uwzględnione w pracy cechy eksploatacyjne samochodów w oparciu o badania modeli matematycznych i obiektów rzeczywistych prowadzone przez różnych autorów oraz prac własnych autora. W rozważaniach nie zostanie uwzględniony problem aerodynamiki pojazdu.

1.1. Zagadnienie stateczności modeli matematycznych samochodów oraz obiektów rzeczywistych

Pojęcie stateczności ruchu samochodu postrzegane jest zwykle jako zdolność do utrzymania ruchu pojazdu na zamierzonym torze lub powrotu na pierwotny tor jazdy po wystąpieniu małych zaburzeń. Takie podejście do zagadnienia stateczności pojazdów drogowych ma odzwierciedlenie również w normie ISO 8855:1991, gdzie określone zostały takie pojęcia, jak stan ustalony ruchu samochodu oznaczający równowagę sił i momentów sił działających na pojazd oraz stany inne niż ustalony oznaczające odpowiedź pojazdu na zaburzenia zewnętrzne, np. pochodzące od nierówności nawierzchni, nieprowadzące do całkowitego powrotu na pierwotny tor jazdy, szczególnie zarówno w odniesieniu do stateczności rozumianej jak wyżej, jak i do stateczności modeli matematycznych samochodów badanych zgodnie z różnymi metodami [90]. Autorzy prac zwracają uwagę na małe zaburzenia, co jest logicznie uzasadnione, ponieważ duże zaburzenia przekraczające ustalone, dopuszczalne granice mogłyby spowodować niestateczność samochodu.

Kryteria spełniane przez samochód jako obiekt rzeczywisty w obszarze zagadnienia związanego z utrzymaniem danego toru jazdy, a postrzeganego jako stateczność, sprowadzono głównie do bilansu sił oddziałujących na pojazd realizujący wybrany manewr. Pojazdy prezentowane są jako rzuty prostokątne nadwozia, kół i ważniejszych układów samochodu wraz z przyłożonymi do nich siłami napędowymi oraz siłami oporów ruchu. W związku z tym w zależnościach tych rozważa się tzw. stateczność podłużną lub poprzeczną, co polega na rzutowaniu działających na pojazd sił na wzdłużną bądź poprzeczną płaszczyznę symetrii samochodu z odniesieniem do osi przyjętego układu współrzędnych. Przykłady takiego rozumienia pojęcia stateczności znaleźć można m.in. w pracach [213], [242] czy [263]. W tych pracach głównym zagadnieniem jest mechanika ruchu samochodu, natomiast zagadnienia związane z utrzymaniem danego kierunku jazdy lub powrotu na zadany tor jazdy określane są pojęciem stateczności, przy czym pojęcie to nie jest rezultatem odniesienia wyników badań czy prowadzonych rozważań do definicji podanych np. w pracy [90].

Kryteria traktowane jako warunki stateczności obowiązujące w pracach na temat mechaniki ruchu samochodu sprowadzają się do analitycznego przedstawienia sił działających na pojazd w trakcie ruchu w postaci matematycznych zależności (równań bądź nierówności), których spełnienie może zagwarantować utrzymanie lub powrót na zadany tor jazdy. Sprowadza się to głównie do określenia wzorów na maksymalne dopuszczalne wartości sił lub prędkości wzdłużnych lub poprzecznych do kierunku ruchu samochodu, które w danych warunkach mogą stanowić czynnik zakłócający jazdę.

W części pracy [251] autorzy analizowali związek pomiędzy własnościami zawieszenia a odpornością na wywracanie pojazdu, przy czym rozważając to zagadnienie (ang. *rollover*), użyto pojęcia stateczności jako cechy odniesionej do zjawisk związanych z obrotem nadwozia pojazdu wokół osi poziomej leżącej na wzdłużnej płaszczyźnie symetrii pojazdu i równoległej do nawierzchni drogi.

W pracy [24] jako kryterium badania ruchu pojazdu zaproponowany został wskaźnik określający nad- lub podsterowność samochodu. Badano stateczność liniowego modelu matematycznego samochodu w oparciu o kryterium Hurwitza, przyjmując płaską, oblodzoną nawierzchnię drogi oraz manewr ruchu po okręgu jako odwzorowanie manewru skręcania. Dokonano eksperymentalnej weryfikacji w oparciu o drogowe badania samochodu wykonującego manewr skrętu ze stałą prędkością 36 km/h oraz obrotem koła kierownicy o 570° po 15 sekundach jazdy.

Badania kierowności i utrzymania zadanego toru prowadzone były w pracy [243] na medycznej wersji samochodu opancerzonego. Tak jak w przykładowo podanych wcześniej pracach związanych z mechaniką ruchu pojazdu, prezentowane wyniki określono jako badanie stateczności, które polegało na wykonaniu przez pojazd manewru podwójnej zmiany pasa ruchu między plastikowymi słupkami. Manewr realizowano w zakresie prędkości od 40 do 90 km/h po płaskiej i suchej nawierzchni, kryterium zaś oceny zdolności utrzymania toru jazdy i kierowności była liczba potrąconych słupków. Podobnie jako ocena możliwości utrzymania zadanego toru jazdy traktowane były badania wpływu sztywności nadwozia na ruch liniowego modelu matematycznego samochodu ciężarowego [74].

W pracy [160] autorzy dokonali analizy obszarów postrzeganych jako stateczne bądź niestateczne w badaniu tzw. poprzecznej stateczności samochodu. Kryterium stanowiło przekroczenie granicy przyczepności przez jedno lub więcej kół pojazdu a jego ilościowym odniesieniem – częstość niewystąpienia blokowania kół. Próba oceny utrzymywania toru jazdy i kierowności ciągnika z łodzią podjęta została w pracy [221], przy czym wykorzystano liniowe i nieliniowe modele matematyczne samochodu, parametry zaś przyczepy, na której umieszczono łódź były nieznanne. Nie badano stateczności w sensie jednej z definicji przedstawionych np. w pracy [90], a terminu „stateczność” użyto w celu określenia otrzymanych w wyniku symulacji trajektorii ruchu pojazdu podczas wykonywania manewru przyspieszania, hamowania, jazdy pod górę oraz oceny kierowności.

W pracy [96] analizie poddana została możliwość określenia parametrów położenia środka masy, momentu bezwładności pojazdu względem osi pionowej przechodzącej przez środek masy oraz sztywności skrętnej przedniej i tylnej osi samochodu w aspekcie badania zdolności pojazdu zwanej przez autorów pracy statecznością kierunkową z wykorzystaniem elementu sterowania reprezentującego kierowcę. Analizowano wpływ tych parametrów na charakterystyczne częstotliwości występujące podczas ruchu pojazdu traktowane jako element weryfikujący zdolność pojazdu do utrzymania zadanego toru jazdy

podczas takich manewrów, jak np. omijanie przeszkody lub wpływ naporu wiatru na boczną ścianę samochodu. W badaniach użyty został liniowy model matematyczny samochodu o dwóch stopniach swobody, przy czym osie pojazdu sprowadzono do pojedynczych kół położonych we wzdluznej płaszczyźnie symetrii samochodu. Jako model kierowcy wykorzystany został kompensator całkująco-różniczkujący umożliwiający korygowanie toru jazdy pojazdu. Analizie poddano m.in. wpływ położenia środka masy względem przedniej krawędzi pojazdu, sztywności opon w ruchu poprzecznym oraz momentu bezwładności pojazdu względem osi pionowej przechodzącej przez jego środek masy na zmiany czystotliwości pojazdu podczas ruchu.

Analiza odpowiedzi liniowego modelu matematycznego samochodu o dwóch stopniach swobody na wymuszenie siłą poprzeczną oraz momentem względem osi pionowej przechodzącej przez środek masy samochodu wykonującego manewr omijania prowadzona była w pracy [183]. Stateczność pojazdu postrzegana była jako zdolność samochodu do powrotu na założony tor jazdy.

W pracach [1] i [102] autorzy przeprowadzili analizę wpływu i kontroli momentu poprzecznego znoszenia na kierowność samochodu w oparciu o jego model matematyczny. Kwestię cechy zwanej statecznością wywracania (ang. *roll stability*) dla samochodów ciężarowych z naczepami rozpatrywali autorzy pracy [53] w oparciu o naczepę wyposażoną w mechanizm sterujący.

Stateczność modelu matematycznego samochodu była również rozważana pod kątem kontroli zdolności utrzymania toru jazdy lub łatwości kierowania pojazdem w celu powrotu na zadany tor jazdy. W pracy [5] przedstawione zostały równania różniczkowe I rzędu do opisu dynamiki modelu matematycznego pojazdu wykorzystywanego do badania możliwości kontroli tzw. kierunkowej stateczności samochodu rozumianej jako zdolność do utrzymania zadanego toru jazdy. Zmiennymi w tych równaniach były: prędkość wzdluzna i poprzeczna samochodu, kąt obrotu pojazdu wokół osi pionowej przechodzącej przez środek masy, kąt obrotu kół kierowanych (taki sam dla koła lewego i prawego) oraz współczynnik określający poślizg dla każdego z czterech kół pojazdu. Zmienne te pozwoliły określić wektor stanu pojazdu w każdej chwili symulacji dowolnego manewru. Celem pracy była propozycja kontrolera momentów hamujących wszystkich czterech kół pojazdu oraz obrotu koła kierownicy, które wraz z wyżej wymienionymi zmiennymi stanowiły funkcję opisującą działanie tego kontrolera. Badanie z użyciem zaproponowanej metody zrealizowano, przeprowadzając symulację ruchu pojazdu po nawierzchni o różnym współczynniku przyczepności dla kół lewych i prawych, jak również ruchu pojazdu z uszkodzonym urządzeniem wspomagającym działanie układu kierowniczego. Oba te manewry miały na celu wykazanie poprawności działania kontrolera momentów hamowania i obrotu koła kierownicy w celu zapewnienia utrzymania zadanego kierunku jazdy przez pojazd.

Stateczność postrzegano również jako zjawisko poślizgu poprzecznego, co np. w pracy [54] było analizowane w oparciu o model matematyczny z rozdziałem sił hamowania. Przyjęto ruch płaski modelu matematycznego samochodu, w oparciu o który prowadzono analizy.

W pracy [62] rozważano zintegrowany system kontroli toru jazdy za pomocą sterowania kołami przednimi i hamowania tylnymi. Założeniem było uzyskanie odpowiedniego momentu kompensującego zjawiska bocznego znoszenia. Podobne analizy prowadzone były w ramach pracy [64]. Estymacja kąta bocznego znoszenia przeprowadzona została w pracy [67]. Inne prace związane z elementami kontroli wybranych parametrów samochodu, takich jak siła hamowania lub moment napędowy na wybranych kołach pojazdów w celu zapewnienia utrzymania zadanego toru jazdy bądź analizy zmian wybranych parametrów i wpływu tych zmian na ruch pojazdu, to m.in. [91], [107], [108], [124], [165], [184], [190], [193], [195], [197], [212], [237], [240], [281] oraz [295].

W ramach badań nad różnie rozumianą statecznością samochodów prowadzone były także analizy, których wyniki zamieszczone zostały m.in. w pracach: [94], [170], [210]. Rozważania te są, jak wyżej, traktowane jako zachowanie się samochodów bądź modeli matematycznych samochodów, co nie stanowiło analiz ściśle w sensie kryteriów matematycznych.

Takie podejście, niebazujące na korzystaniu z definicji matematycznych, jest poprawne dla przyjęcia „stateczności” konkretnego pojazdu, ale nie może być uogólniane dla innych pojazdów, nawet tego samego typu.

Zagadnienia prezentowane jako stateczność samochodów, pośrednio lub bezpośrednio wykorzystujące ujęcie bilansu sił jako jej kryterium, zaprezentowane zostały także m.in. w pracach: [131], [159], [166], [169], [182], [214] oraz [224]. Badania stateczności w takim ujęciu związane były także z aspektem utrzymania zadanego toru jazdy i zdolnością samochodu do powrotu do zadanego kierunku ruchu po wystąpieniu zaburzeń. Były zatem związane z analizą przyjętych uprzednio trajektorii ruchu, gdzie każda realizacja danego manewru stanowiła podstawę oceny określonych zdolności pojazdu pod kątem jego wykonania, jednak wyłącznie dla konkretnie omawianego przypadku ruchu pojazdu.

Pojęcia postrzegane w wyżej wymienionych pracach jako stateczność nie są jednoznacznie zdefiniowane w sensie matematycznym. Zaprezentowane wyniki badań świadczą o tym, że analizowane było zachowanie się pojazdów w ruchu, a nie warunków stateczności modelu matematycznego wg jednej z istniejących definicji [90].

Definicje stateczności liniowych i nieliniowych modeli matematycznych zostały przedstawione w różnych opracowaniach, m.in. w: [10], [23], [87], [88], [89], [90], [145], [161] czy [288]. W [12] omówiono ponadto kilka definicji niemających zastosowania w omawianych tu zagadnieniach. Natomiast autor pracy [81] poświęcił uwagę pojęciu tzw. stateczności statystycznej, a głównie elementom związanymi z procesami stochastycznymi oraz wielkościami je opisującymi. Pojęcie stateczności statystycznej jest w tej pracy określone jako stateczność różnych miar statystycznych, a w szczególności częstości zdarzeń, średnich z przebiegu procesu określonego zmiennymi losowymi, a także stateczności innych wielkości opisujących np. proces losowy.

W pracy [199] autor poświęcił uwagę szerszemu opracowaniu ujęcia stateczności w sensie Lapunowa. Definicjami stateczności technicznej i stateczności technicznej stochastycznej (definicja zaprezentowana przez prof. W. Bogusza)

oraz ich porównaniami ze statecznością w sensie Lapunowa zajmowano się w pracy [23]. Natomiast matematyczne modele dynamiki w przypadku układów ciągłych zaprezentowane zostały w pracy [256].

Badania stateczności technicznej stochastycznej realizowano również dla modelu matematycznego wagonu kolejowego, wyniki zaś przedstawiono m.in. w [130], [135] oraz [136]. Zwrócono w tych pracach uwagę na fakt, że definicja stateczności technicznej stochastycznej wydaje się najlepsza w badaniu stateczności modeli matematycznych ze względu na możliwość wystąpienia losowych zaburzeń ruchu. O możliwości zastosowania tej definicji w badaniu modeli matematycznych samochodów napisano w pracach [143] i [146].

Próbie zbadania stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu z przyjętymi bez weryfikacji obliczeniowej zaburzeniami położenia środka masy nadwozia podjęto w pracy [142]. Przyjęto, że zaburzenia te powstały w wyniku zderzenia i nieprawidłowej naprawy pojazdu. W pracach [140], [145], [149], [283], [290] oraz [292] pokazano wyniki rozważań autora związanych z kryteriami badania stateczności. W oparciu o prace własne przedstawiono także wyniki badań stateczności modeli matematycznych z odniesieniem do stateczności zdefiniowanej w normie ISO 8855 (np. [148], [151]). W tych badaniach symulacyjnych wykorzystano pojazdy z położeniem środka masy zmienionym w stosunku do położenia nominalnego.

W związku z zagadnieniem rozwiązywania równań różniczkowych opisujących ruch układów, których stateczność jest badana, np. w pracy [133] zostały poruszone takie problemy, jak stochastyczna stateczność równań różniczkowych, wykorzystanie procesów Markowa oraz problemy stacjonarności i ergodyczności procesów losowych. Zagadnienia te wykorzystano do badania dynamiki modeli matematycznych pojazdów szynowych np. w pracy [134]. Stochastyczna stateczność układów dynamicznych, również z wykorzystaniem równań różniczkowych, została omówiona w pracy [61].

Z przeprowadzonej analizy wynika, że w niewielu pracach starano się wykorzystywać matematyczne ujęcia stateczności do badania tej cechy w modelach matematycznych samochodów. Problem łączenia wpływu czynników związanych z rozkładem mas w samochodzie zaburzających jego ruch oraz zaburzeń zewnętrznych, pochodzących np. od nierówności dróg, znalazł zastosowanie w niewielkiej liczbie prac, ale wiele prac z zakresu badania modeli matematycznych pojazdów szynowych wykorzystuje te metody do badania stateczności technicznej stochastycznej.

1.2. Analiza związana z procesem rozpędzania i hamowania samochodu

Problemy dynamiki samochodów są elementem rozważań autorów wielu prac. W ich zakres weszły zagadnienia poddane analizie m.in. w: [72], [76], [77], [85], [104], [122], [159], [176], [182], [201], [211], [213], [214], [220], [230], [241], [242], [260], [274]. Przekrój omawianych problemów zawierał kwestie związane np. ze współpracą kół z nawierzchnią, układami napędu i przeniesienia

napędu, równaniem ruchu samochodu z uwzględnieniem sił oporów ruchu, ruchem krzywoliniowym, a także procesem rozpędzania i hamowania samochodu.

Wydaje się, że z punktu widzenia bezpieczeństwa ruchu drogowego bardziej istotna jest analiza dynamiki samochodu traktowanego np. jako ciało quasi-sztuczne niż działania poszczególnych jego elementów w aspekcie np. niezawodności.

Jednym z kluczowych zagadnień związanych z ruchem pojazdu i wykonywaniem różnych manewrów jest współpraca opon z nawierzchnią drogi w różnych warunkach.

Zagadnienia współpracy opon z nawierzchnią drogi są i były przedmiotem wielu badań. W takich pracach, jak np. [7], [9], [52], [60], [70], [163], [164], [167], [174], [175], [202], [216], [222], [272], [273], [277], [286] oraz [289] autorzy zwracali uwagę na zjawiska towarzyszące kontaktowi kół ogumionych i nawierzchni drogi, przy czym często wyniki badań uzupełniane były wybranymi charakterystykami współpracy kół samochodu z drogą w określonych warunkach ruchu.

Dodatkowo prowadzone były różne bardziej szczegółowe analizy związane ze zjawiskiem ruchu kół samochodu po drodze. Autor pracy [69] dokonał analizy długości klina wodnego między oponą a nawierzchnią drogi w funkcji prędkości wzdłużnej koła ogumionego, głębokości bieżnika oraz grubości warstwy wodnej. W pracy [262] natomiast opisane zostały zjawiska występujące podczas hamowania samochodu. Metody wyznaczania stref poślizgu i przyczepności opony zostały zaprezentowane w [217], gdzie dokonano ponadto analizy charakterystyk bocznego znoszenia dla danej opony. W pracy [216] przedstawione zostały wyniki badań opon niskoprofilowych, gdzie wzięto pod uwagę własności konstrukcyjne oraz parametry współpracy tych opon z nawierzchnią.

Problemy dotyczące trakcji oraz współpracy koła ogumionego z nawierzchnią dla różnych rodzajów terenu rozważane były w pracy [279], natomiast metodę wyznaczania kątów znoszenia kół zaproponowano w [152].

Rezultaty badań dotyczących współpracy koła z nawierzchnią drogi, jak również wybranych aspektów dynamiki samochodu, przedstawione zostały m.in. w pracy [227], gdzie pokazano metodę identyfikacji charakterystyk opon oraz poprzecznych momentów bezwładności samochodu w oparciu o badania drogowe. Również w oparciu o badania drogowe zaprezentowane zostały w pracy [228] dynamiczne charakterystyki znoszenia opon. Rozważania dotyczące modelu matematycznego współpracy opony z nawierzchnią drogi wykorzystującego dwa współczynniki przyczepności koła do nawierzchni (w kierunku wzdłużnym i poprzecznym do kierunku ruchu pojazdu) zaprezentowane zostały w pracy [43]. Natomiast w pracy [44] autorzy pokazali modele matematyczne opon do badania dynamiki pojazdu i rekonstrukcji wypadków drogowych. Przedstawiono tam siły występujące w strefie kontaktu pneumatyka z nawierzchnią, opierając się o tzw. elipsoidę sił, która ponadto została opisana m.in. w pracach [39] i [242].

Jednym z najbardziej użytecznych modeli matematycznych opony w symulacjach ruchu pojazdu po nierównej drodze jest tzw. model FTIRE (ang. *Flexible*

Structure Tire Model), któremu poświęcono m.in. prace [78], [79], [80] oraz część pracy [201].

Problemy współpracy ogumienia z nawierzchnią dotyczą również analizy wpływu czynników wywołujących drgania. Przykładowo w kilku pracach zajmowano się problemem drgań kół pojazdu podczas jazdy. Zwrócono uwagę na następujące elementy: modelowanie ogumienia w zakresie obciążeń dynamicznych układu jezdnego [120], wpływ niejednorodności ogumienia na drgania samochodu [218], drgania kół jezdnych [219] czy losowe drgania samochodu z nieliniową charakterystyką zawieszenia [267]. Obszerną pracę z zakresu drgań [123] można odnieść również do problemu ruchu samochodów.

Wyniki analiz dotyczących dynamiki dla wybranych własności ruchowych samochodów przedstawiono m.in. w [49], [229], dynamiką w układach tor–pojazd zajmowano się w ramach pracy [134] (dla pojazdów kolejowych). Większość problemów poruszonych w tej pracy ma jednak zastosowanie w badaniu ruchu samochodów, zwłaszcza w zakresie badania ich modeli matematycznych.

Istnieje także wiele prac, których tematyka została poświęcona zagadnieniom dynamiki układów wieloczołonowych (np. [16], [47], [63], [97], [98], [119], [236], [257]), a zawarte w nich rozważania można odnieść do pojazdów samochodowych. Problem modelowania układów wieloczołonowych opisanych nieliniowymi równaniami różniczkowymi przedstawiony został w pracy [56], natomiast, odnosząc zagadnienie układów wieloczołonowych do ruchu pojazdów, model matematyczny samochodu z jednoosiową przyczepą do symulacji dynamiki zestawu pojazdów zaprezentowany został w [37]. Zagadnienia dynamiki układów mechanicznych odniesione do ruchu samochodów zawarto w pracy [16], gdzie poruszono m.in. problemy związane z opisem ruchu dwu- oraz trójwymiarowych układów mechanicznych zgodnie z zasadą dynamiki Newtona oraz równaniami Lagrange’a, a także wybrane aspekty związane z drganiami i teorią zderzeń pojazdów.

Oddzielnym problemem jest analiza modeli matematycznych samochodu z uwzględnieniem oddziaływania więzów nieholonomicznych. Jednym ze sposobów analizy układów z więzami tego rodzaju jest zastosowanie np. równań Maggiego (np. [198]).

Eksperymentalne badania pojazdów, takie jak badania stanowiskowe, analiza własności ruchowych itp., zaprezentowane zostały w pracy [196]. Analiza zjawiska poślizgu dynamicznego pojazdów dokonano w pracy [226]. Problemy położenia środka masy w pojazdach ciężarowych i jego wpływ na ruch krzywoliniowy analizowane były w ramach pracy [73], w osobowych zaś – w [172]. W pracy [232] analizie poddane zostały wybrane cechy dynamiczne pojazdu specjalnego przy różnych konfiguracjach położenia środka masy.

Dodatkowo należy wspomnieć o nierównościach nawierzchni drogi, dla których w pracy [8] rozważano możliwości generowania ich trójwymiarowych profili wykorzystywanych później w programach symulacyjnych MSC Adams i PC-Crash.

Przeprowadzona dotąd analiza pozwala określić kierunek dalszych rozważań dotyczących bezpieczeństwa pojazdów samochodowych. W ruchu drogowym najważniejszymi manewrami, prócz ruchu krzywoliniowego, wydają się być

rozpędzanie i hamowanie pojazdu. W związku z tym dokonano przeglądu wyników prac w kierunku analizy związanej z przyspieszaniem i hamowaniem samochodu w różnych warunkach ruchu.

Dla przykładu w pracach: [68], [86], [95], [153], [178], [235], [244], [275], czy [282] rozważany był proces hamowania i zachowania się pojazdu w czasie hamowania w różnych warunkach ruchu. Rozważany był również problem skuteczności hamowania i rozdziału sił hamujących na poszczególne koła pojazdu. Ponadto analizowano proces hamowania w celu wyznaczenia opóźnienia oraz drogi hamowania wraz z ewentualnymi błędami pomiarów [92].

W pracy [126] została przeprowadzona analiza hamowania lekkiego ciągnika siodłowego z naczepą na autostradzie, gdzie wykorzystano model matematyczny pojazdu o 9 stopniach swobody w symulacji z odwzorowaniem realnych warunków. Struktury pojazdu utworzonego w programie MSC Adams/Car o odpowiednich charakterystykach opon, wyposażonego w układ ABS, użyto w pracy [103] w celu kontroli zachowania się pojazdu przy dodatkowym sterowaniu i jednoczesnym jednostronnym hamowaniu. Otrzymane trajektorie odniesiono do pożądanym celu porównania odchyłeń, co dodatkowo stanowiło dla autorów pracy podstawę do określenia prowadzonych analiz jako badania stateczności.

W pracy [71] zaprezentowane zostały wyniki badań wpływu nierównomierności sił hamowania modelu matematycznego pojazdu złożonego z 9 brył sztywnych o 17 stopniach swobody na ocenę poprzecznego przemieszczania się przy różnych konfiguracjach obciążenia nadwozia oraz momentów hamujących na kołach. Bryłą główną jest nadwozie o 6 stopniach swobody, z którym koła (każde posiadające 1 stopień swobody) połączone są za pomocą elementów sprężysto-tłumiących tworzących zawieszenie pojazdu. Przednie zawieszenie zostało przez autorów pracy opisane za pomocą 5 stopni swobody, tylne zaś – 2. Badania te prowadzone były na nawierzchni o małym i dużym współczynniku przyczepności.

Badania takie mają również zastosowanie w transporcie kolejowym. Dla przykładu w pracy [57] zaprezentowane zostały wyniki zachowania się modelu matematycznego wagonu kolejowego wyposażonego w koła elastyczne promieniowo, przy czym analizowano ruch poprzeczny zestawu pudła wagonu i kół.

Kolejnym istotnym aspektem ruchu samochodu w relacji do współpracy koła z nawierzchnią jest analiza wpływu pionowych wymuszeń drogi na koła, co analizowano m.in. w niżej przedstawionych pracach.

Wyniki symulacji pionowych obciążeń pojazdu wieloosiowego w oparciu o model matematyczny częściowo nieliniowy (tłumienie) zaprezentowano w pracy [82]. Autorzy pracy [157] zaprezentowali wyniki zmierzonych i symulowanych dynamicznych odpowiedzi samochodu ciężarowego na poprzeczne nierówności nawierzchni (ograniczniki prędkości), wyboje oraz losowe nierówności nawierzchni. W pracy [137] zaprezentowane zostały wyniki symulacji hamowania modelu matematycznego samochodu na nierównej nawierzchni drogi.

Badania dynamiczne i wpływ nierówności drogi na wybór prędkości jazdy w aspekcie działania kierowcy przeprowadzone zostały w pracy [269]. Natomiast samą kwestię nierówności drogi poruszono, omawiając m.in. drogowe środki ograniczania prędkości w pracy [264].

Problemy opisu nierówności dróg oraz wykorzystania określonych profili drogi przedstawiono w wielu pracach, m.in. w: [14], [65], [75], [84], [99], [111], [112], [113], [121], [125], [127], [158], [180], [186], [203], [208], [209], [245], [247], [253], [254], [260], [261], [275], [276], [280], [291] czy [296].

Dla przykładu w pracy [65] omówiono aspekty generowania profili drogi o losowych nierównościach, w [171] zaś do ich opisu matematycznego użyto głównie wielkości zdeterminowanych. W niektórych pracach nierówności drogi są traktowane jako proces stochastyczny o stacjonarności rzędu dwa i globalnie ergodyczny (np. [149]), co pozwala badać wpływ zaburzeń zewnętrznych na ruch pojazdu.

W pracy [14] pokazana została analiza wpływu zmierzonych nierówności nawierzchni o długich falach na drgania pojazdu. Problem pokonywania drogi z losowymi nierównościami rozpatrywany był także w kwestii zastosowania sieci neuronowych [84].

Przykładowo w pracach [75], [203], zaproponowane zostały systemy pomiarowe służące do określania i badania profili nierówności dróg.

Gęstość widmowa mocy nierówności drogi jako podstawa analizy została wykorzystana m.in. w pracach [99] oraz [296], w [255] zaś zaproponowana została widmowa metoda modelowania profilu drogi. W [112], [113], [125], [208] oraz [254] pokazane zostały wybrane aspekty estymowania profili drogi o nierównej nawierzchni.

W pracach [111], [127], [209], [260] oraz [261] skupiono się na analizie profili dróg lub ruchu i zachowania się pojazdu, głównie w oparciu o badania symulacyjne.

Problem odrywania się kół pojazdu od nawierzchni na nierównościach dróg poruszony został m.in. w pracy [180].

Modele matematyczne nierówności nawierzchni drogi zostały przedstawione w pracy [21], w [22] zaś ci sami autorzy dokonali analizy możliwości zniszczeń zmęczeniowych wybranych elementów samochodów w wyniku jazdy po nierównych nawierzchniach.

Z przeprowadzonego przeglądu wynika, że mało było prób połączenia symulacji określonego manewru (przyspieszania lub hamowania samochodu), jako procesu o zmiennej prędkości ruchu pojazdu, z analizą wpływu nierówności dróg o określonej długości fali na jego zachowanie się, głównie pod kątem drgań i ich tłumienia.

1.3. Procesy zderzeń samochodów – modele i obiekty rzeczywiste

Proces zderzenia i jego modelowania rozważany był w ramach różnych prac, m. in. w [4], [18], [25], [31], [32], [36], [38], [40], [41], [42], [55], [110], [129], [132], [138], [139], [141], [145], [147], [150], [191], [192], [200], [204], [205], [215], [223], [234], [238], [246], [265], [268], [270] oraz [271]. W pracach tych rozważone były różnice wynikające zarówno z przyjętych założeń, jak i warunków zajścia zderzenia. Rozpatrzone zostały istniejące matematyczne mo-

dele zderzeń samochodów jako ciał sztywnych lub odkształcalnych. Wzięto przy tym pod uwagę ich przydatność do odzwierciedlania rzeczywistych zdarzeń drogowych, głównie w związku z przyjętymi uproszczeniami. Ponadto prowadzone były rozważania na temat wybranych aspektów rekonstrukcji zdarzeń drogowych.

Klasyfikację zderzeń przedstawiono m.in. w [145] czy [263], gdzie za jedno z kluczowych kryteriów przyjęto gładkość (przypadek idealny) lub szorstkość (przypadek rzeczywisty, gdzie w obszarze kontaktu występuje tarcie) powierzchni ciał lub pojazdów oraz kierunek wektorów ich prędkości postępowej w czasie zderzenia.

Zagadnienie zderzenia dotyczące ciał rozważane było także w pracach niezwiązanych bezpośrednio z ruchem drogowym. Dla przykładu w [83] i [198] rozważono problemy zderzenia ciał sztywnych. Podano także podstawowe równania teorii zderzeń dla ruchu postępowego i obrotowego w ruchu płaskim. Równania te, zaadaptowane do zderzeń pojazdów, dla ruchu postępowego mają następującą postać:

$$m(v' - v) = S \quad (1.1)$$

gdzie:

- m – masa pojazdu;
- v – prędkość postępową pojazdu przed zderzeniem;
- v' – prędkość postępową pojazdu po zderzeniu.

W ruchu obrotowym równania te mają postać:

$$I(\omega' - \omega) = Sr \quad (1.2)$$

gdzie:

- ω – prędkość kątowna samochodu przed zderzeniem;
- ω' – prędkość kątowna samochodu po zderzeniu;
- I – masowy moment bezwładności pojazdu względem osi pionowej przechodzącej przez środek jego masy i prostopadłej do płaszczyzny ruchu;
- S – impuls wypadkowej siły uderzenia;
- r – współrzędna położenia środka masy pojazdu biorącego udział w zderzeniu względem punktu przyłożenia impulsu wypadkowej siły zderzenia.

W dalszej części analizy stanu wiedzy o zagadnieniach związanych ze zderzeniami samochodów pokazano wybrane elementy bardziej szczegółowego podejścia do problemu.

W pracy [270] omówione zostały parametry służące do opisu położenia punktu przyłożenia wektora impulsu siły zderzeniowej, a także rozmieszczenia środków mas w zderzających się pojazdach. Przyjęta została również możliwość występowania dodatkowych, zewnętrznych sił impulsowych w trakcie zderzenia wynikających np. ze zmiany współczynnika przyczepności między nawierzchnią

a co najmniej jednym kołem pojazdu biorącego udział w zdarzeniu drogowym. Celem rozważań było odzwierciedlenie sytuacji, np. wyjechania częścią pojazdu poza pas utwardzonej nawierzchni na pobocze gruntowe, również pochylone względem płaszczyzny drogi lub uwzględnienie sił impulsowych pochodzących od przyczep ciągniętych przez zderzające się pojazdy.

Wpływem zmian wektora prędkości na proces zderzenia samochodów ciągnących przyczepy oraz ruch tych samochodów po zderzeniu zajmowali się autorzy pracy [271] w oparciu o matematyczny model zderzenia pojazdów sprzęgniętych z przyczepami. W pracy tej przyjęto następujące założenia:

- oba pojazdy wykonują ruch płaski na początku zderzenia;
- impulsy sił zderzenia, zaczepione w tzw. geometrycznym środku zderzenia, o którym będzie mowa w rozdziale 6, pochodzą od sił kontaktu koła z nawierzchnią, oddziaływania przyczep na zderzające się pojazdy oraz pojazdów wzajemnie na siebie;
- pojazdy biorące udział w zderzeniu traktowane są jako ciała quasi-sztywne;
- przyjęto niezmiennosć mas i momentów bezwładności samochodów oraz przyczep w wyniku zderzenia;
- nawierzchnia, po której poruszają się pojazdy, może być nachylona pod dowolnym kątem do poziomu.

W wyniku powyższych założeń uzyskano w pracy [271] układ liniowych równań wektorowych opisujących zderzenie dwóch sprzęgów samochodu z przyczepą, przy czym rozważano zderzenie, podczas którego tory ruchu obu pojazdów nie są równoległe ani prostopadłe do siebie.

Przykład analizy czasowo-przestrzennej przebiegu wypadku drogowego został pokazany m.in. w pracy [215], gdzie ponadto przedstawiono zastosowanie metody siatki energetycznej w procesie rekonstrukcji zderzenia. Problemy rekonstrukcji wypadku w oparciu o zapis z tzw. czarnych skrzynek poruszane były m.in. w [93]. Natomiast w pracach [48] i [278] zamieszczono wyniki analiz związanych ze stratą energii w zderzeniu pojazdów, przy czym w [278] podjęta została próba wyznaczenia energii straconej przez odkształcenia nadwozia pojazdu w zderzeniu bocznym, w czym posłużono się wynikami testu zderzeniowego. Odnośnie do zderzeń bocznych, w pracy [114] prowadzono analizy związane ze stratą energii i prędkości w wyniku zderzenia.

W pracy [4] rozważano trójwymiarowy ruch pojazdu podczas zderzenia bocznego w oparciu o matematyczny model zderzenia z uwzględnieniem maksymalnych wartości opóźnień, przechyłu poprzecznego pojazdu oraz deformacji nadwozia. Sztywność skrętna nadwozia jako parametr świadczący o jego bezpieczeństwie analizowana była w pracy [225], gdzie zaprezentowano metodę jej wyznaczania w oparciu o pomiar kąta skręcania nadwozia pojazdu z wykorzystaniem położenia wybranych punktów bazowych płyty podłogowej. Pokazano także przykładowe wyniki pomiarów.

Innymi problemami, którymi zajmowali się autorzy różnych prac w zakresie modelowania zderzeń samochodów były m.in.: zderzenie pojazdu z drogową betonową barierą złożoną z połączonych przegubowo elementów [268], wpływ przyczepy oraz nachylenia nawierzchni drogi na przebieg zderzenia [271], modelowanie

zderzenia samochodów z wykorzystaniem modelu matematycznego zderzenia czołowego samochodu z przeszkodą stałą [188], zapisanego w postaci liniowego równania drgań swobodnych tłumionych, w którym wykorzystano wartości przyspieszeń otrzymane w testach zderzeniowych samochodu z przeszkodą stałą czy modelowanie zderzenia na bazie układu dwóch mas z tłumikami i sprężynami [189].

Wykorzystując metodę najmniejszych kwadratów, w pracy [28] podjęto próbę opracowania matematycznego modelu zderzenia w oparciu o dane z testów NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*). Natomiast model do symulacji zderzeń w programie V-SIM opisany został w pracy [50].

Istnieje również wiele prac, np. [8], [18], [25], [26], [31], [37], [116] lub [298], w których zagadnienie modelowania matematycznego wykorzystano do potrzeb innych, niż tylko tworzenie klasycznego modelu zderzenia pojazdów. Wśród tych prac można wymienić m.in. pozycję [234], gdzie analizowano zarówno utratę prędkości, jak i energii podczas zderzenia. W pracy [26] zaprezentowano metodę wyznaczania bezwymiarowych współczynników zależnych od ilości energii wytraconej w trakcie zderzenia oraz szerokości nadwozia pojazdu uderzanego, które zostało zdeformowane. Współczynniki te służą przede wszystkim do określania sztywności nadwozia danego pojazdu, która jest wykorzystywana w programach komputerowych służących rekonstrukcji wypadków drogowych i określaniu stopnia deformacji nadwozia. W pracy [25] zdefiniowano tzw. współczynnik momentu zderzenia, który określa stopień rozwinięcia momentu między dwoma zderzającymi się pojazdami samochodowymi w ruchu płaskim.

Odrębne analizy związane były z zagadnieniem kontaktu samochodów podczas zderzenia. W wielu pracach uwzględniono współczynnik restytucji dla składowych prędkości postępowych (normalnych) i wynikających z wzajemnego tarcia powierzchni (stycznych) zderzających się samochodów (np. [83], [115], [116], [177], [185], [215], [263], [266]). Współczynnik restytucji w procesie zderzeń ciał materialnych analizowany był również np. w pracy [179] dla problemu modelowania strat energii przy uwzględnieniu tłumiących właściwości materiałów. Problem kontaktu dwóch samochodów z uwzględnieniem lub pominięciem tarcia między powierzchniami ich nadwozi omówiono również w [128]. Natomiast w pracy [11] pojęto próbę oszacowania współczynnika restytucji na podstawie analizy danych dotyczących zderzeń samochodów ze zderzakami sztywnymi, piankowymi oraz wyposażonymi w dodatkowe struktury pochłaniające energię uderzenia.

Rozważania dotyczące wykorzystania współczynników restytucji w modelowaniu zderzenia zamieszczone zostały m.in. w pracach: [13], [17], [34], [106], [117], [118], [233], [248], [249] oraz [284]. Podejmowane były próby stworzenia modelu matematycznego zderzenia wykorzystującego współczynniki restytucji w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia, czyli płaszczyzny, na której dochodzi do kontaktu pojazdów biorących udział w zderzeniu. Jest to płaszczyzna prostopadła do nawierzchni drogi ([145]). W pracach [13], [34], [106], [118] oraz [284] prowadzono analizy dotyczące współczynników restytucji w oparciu o zmiany prędkości, zaś w pracach [17], [117], [233], [248] oraz [249] analizy dotyczyły wykorzystania impulsów sił uderzenia.

Kolejnym problemem jest zmiana położenia środka masy oraz wartości momentów bezwładności samochodu po zderzeniu, co również było omawiane, m.in. w [110], [132], [144], [181], [270] oraz [293]. Ocenę punktów bazowych w nadwoziu wybranych samochodów dopuszczonych do eksploatacji przeprowadzono w pracy [168]. Naprawom powypadkowym z odniesieniem do bezpieczeństwa pojazdów poświęcono m.in. pracę [252].

W pracy [51] pokazano sposób wyznaczania prędkości kolizyjnych na podstawie pracy deformacji wybranych materiałów używanych w budowie samochodów.

Wybranim zagadnieniom dotyczącym rekonstrukcji wypadków drogowych i modelowania zderzeń samochodów poświęcono ponadto wiele innych prac, m.in. [35], [58], [109], [250] oraz [258]. W pracy [35] analizowano zagadnienia współpracy kół z nawierzchnią drogi podczas zderzenia, co było uwzględniane w matematycznych modelach zderzeń samochodów wykorzystywanych w programach komputerowych do rekonstrukcji wypadków. W pracy [58] prowadzono rozważania związane z możliwością wpływu niesprawności wybranych elementów samochodu na zaistnienie sytuacji kolizyjnej na drodze z uwzględnieniem przebiegu zderzenia wywołanego daną niesprawnością, również w aspekcie procesu rekonstrukcji wypadku. Matematyczny model zderzenia pojazdów z uwzględnieniem zjawisk w obszarze współpracy koła z drogą zaproponowano w pracy [109], zagadnienia związane m.in. ze zbieraniem i oceną dowodów z miejsca wypadku na potrzeby rekonstrukcji poruszono w pracy [250], zaś w [258] zaproponowano sposób oceny współczynnika przyczepności kół do nawierzchni drogi oraz skuteczności hamowania samochodu na potrzeby rekonstrukcji wypadków drogowych.

W pracy [19] zostały pokazane wyniki testu zderzeniowego pojazdu wyposażonego w system automatycznego awaryjnego dohamowania w sytuacji kolizyjnej, natomiast w [294] zaproponowano metodę rekonstrukcji zderzenia samochodów w oparciu o trójwymiarową analizę deformacji nadwozia.

Zagadnienia związane z energią odkształcenia bryły nadwozia analizowane były m.in. w [110], [207] oraz [297], gdzie przedstawiono ogólne wzory na zmianę energii kinetycznej podczas zderzenia oraz energię pochłanianą przez elementy nadwozia. Ponadto część tych prac poświęcono aspektom obciążeń, konstrukcji i deformacji nadwozia samochodu osobowego. W [132] przedstawiona została metoda szacowania ilości energii zaabsorbowanej w czasie kolizji.

Uwzględniając problem odkształcalności nadwozia samochodu jako ciała quasi-sztywnego, istnieje wiele prac, których rezultaty można wykorzystać w analizie deformacji pojazdów w trakcie zderzenia. Dla przykładu mechanika ciał odkształcalnych traktowanych jako układy wielocłonowe była przedmiotem pracy [239], zaś zjawiska dyspersji fal w układach jedno- i trójwymiarowych – stanowiły zagadnienie rozważane w [101]. Wyniki analizy odkształceń struktury nadwozia z wykorzystaniem metody elementów skończonych pokazano w [105], przedstawiając dodatkowo możliwości zastosowania w tym celu programu Pam-Crash. Odkształcenia ram pojazdów pod wpływem zderzenia analizowane były w pracy [6].

Osobnym problemem jest modelowanie zderzenia samochodu z pieszym z uwagi na trudności przewidzenia ruchu pieszego po uderzeniu przez pojazd. Scenariuszy

tego zjawiska jest co najmniej kilkanaście, a wpływ na jego przebieg może mieć zarówno prędkość pojazdu, jak i konstrukcja nadwozia. Na przykład w pracy [265] przedstawiona została metoda komputerowej rekonstrukcji zderzenia samochodu z pieszym, gdzie dokonano analizy wpływu konstrukcji przedniej części nadwozia na skutki tego zdarzenia oraz wyznaczenia prędkości zderzenia na podstawie danych po wypadku. Empirycznie uzyskano zestaw wzorów opisujących odległości odrzutu pieszego od punktu kontaktu z pojazdem w funkcji prędkości uderzenia.

Tematykę zderzenia samochodu z pieszym rozwinięto również m.in. w [100], [155], [156], [162], [187], [194], [263], [298]. Dla przykładu w pracy [298] przedstawione zostały wyniki zależności odległości odrzutu pieszego od drogi pokonanej przez samochód po przednim hamowaniu.

Prócz wyżej omówionych problemów prowadzone były analizy w obszarach pokrewnych klasycznej teorii zderzeń samochodów, do których zaliczyć można m.in. problem estymacji nieliniowych parametrów zderzenia [33], zagadnienie zderzeń wynikłych z pojawienia się na pasie drogi pojazdu włączającego się do ruchu lub wypadnięcia samochodu z drogi i uderzenia w sztywną przeszkodę, np. w drzewo [46], wybrane aspekty modelowania zderzeń z udziałem zestawów ciągnik siodłowy z naczepą [29], możliwość określenia położenia wektora impulsu siły uderzenia w oparciu o testy zderzeniowe ze sztywną barierą [59], identyfikacja wybranych parametrów zderzenia na podstawie danych uzyskanych z przeprowadzonych testów zderzeniowych [30] czy zagadnienie modelowania testów zderzeniowych z wykorzystaniem elastoplastycznego odciążania mas resorowanych [206].

W obszarze modelowania zderzeń samochodów niewiele uwagi zwróciło zagadnienie zderzenia bocznego (z wyjątkiem np. prac [4] oraz [141]) mającego inne skutki niż zderzenie czołowe z racji konstrukcji nadwozia samochodu oraz różnych elementów infrastruktury drogowej.

Jednym z aspektów analizy wypadków drogowych jest ich rekonstrukcja. Problem ten stanowi również przedmiot wielu prac. Przykłady wykorzystania programów komputerowych przeznaczonych do rekonstrukcji wypadków oraz symulacji zderzeń pojazdów podane zostały m.in. w [2], [3], [15], [45], [66], [93], [105], [138], [139], [147], [154], [215] czy [259].

W pracy [105] w symulacji zderzeń został wykorzystany program Pam-Crash. W pracy [215] dokonano przeglądu wybranych pakietów umożliwiających zarówno rekonstrukcję, jak i symulację wypadku drogowego.

W pracy [93] do przeprowadzenia rekonstrukcji ruchu pojazdu wykorzystane zostały dwa programy wspomagane przez wskazania czujników z tzw. czarnych skrzynek. Posłużono się modelem matematycznym samochodu o 14 stopniach swobody oraz modelem sił w strefie kontaktu koła z nawierzchnią drogi w oparciu o Magic Formula [257], opracowanym przez prof. Hansa Pacejkę [202].

Charakterystykę programu CARAT-4 służącego do symulacji i modelowania zderzeń samochodów podano w pracy [66], natomiast niepewność wyników dotyczących zmian prędkości pojazdów w zderzeniu czołowym, otrzymanych w programie CRASH3, została poddana analizie w pracy [45].

W pracy [15] przedstawiona została analiza wybranych danych, takich jak czas–odległość oraz prędkość–odległość przyspieszających pojazdów wykorzystywana w ocenie ich zachowania podczas zderzenia.

Z przeprowadzonej analizy dotyczącej zderzeń wynika, że niewiele jest prac związanych z analizą zderzenia bocznego, po pierwsze jako konsekwencji nieprawidłowych parametrów układu kierowniczego lub zawieszenia pojazdu, po drugie jako zdarzenia możliwego z punktu widzenia charakteru infrastruktury, po trzecie zaś – jako elementu modelowania zderzeń związanego z określeniem położenia wektora impulsu siły zderzeniowej oraz współczynnika restytucji prędkości stycznych podczas zderzenia.

1.4. Reasumpcja rozdziału pierwszego

Przeprowadzona analiza pozwala na sformułowanie zagadnień, które będą prezentowane w monografii.

Biorąc pod uwagę przegląd problemów związanych z następującymi cechami eksploatacyjnymi pojazdów: statecznością ruchu samochodów, procesem hamowania i rozpędzania, a także modelowaniem zderzeń bocznych, dokonano wyboru parametrów, które zostaną poddane dalszej analizie. W dalszych rozważaniach przyjęto, że parametry te mogą mieć wpływ na podane wyżej cechy eksploatacyjne pojazdów.

Do wybranych parametrów należą:

- zaburzenia położenia środka masy i momentów bezwładności pojazdów wywołane nie tylko zmianą rozmieszczenia mas w pojeździe, co było analizowane w niektórych pracach (np. [292]), czy będące wynikiem zderzenia pojazdu (np. [293]) i przemieszczenia określonych punktów bazowych w nadwoziu. Zaburzenia takie są stałe, natomiast w dalszych rozważaniach mogą zostać uwzględnione zaburzenia zmienne wywołane np. nieprawidłową konfiguracją parametrów zawieszenia pojazdu, co może powodować stale zmieniające się wartości, np. momentów bezwładności wywołane kołysaniem nadwozia samochodu;
- zaburzenia parametrów nawierzchni drogi (nierówności, stan nawierzchni) mogące powodować ruch niestateczny, związane z tym wyznaczenie cech nierówności drogi, a w efekcie uwzględnienie ich w zjawiskach współpracy z kołem ogumionym.

Na podstawie wybranych przykładów zostaną pokazane podejścia do badania wpływu wyżej wymienionych parametrów na określone uprzednio cechy eksploatacyjne samochodu. W zakres tych badań wchodzi:

- badanie stateczności w oparciu o symulację modeli matematycznych i możliwość odniesienia otrzymanych wyników do definicji przyjętych dla rzeczywistych pojazdów;
- badanie ruchu pojazdu podczas przyspieszania i hamowania, zwłaszcza w kwestii wpływu wybranych parametrów zaburzających.

Ostatnim elementem będzie powiązanie zagadnień zmian ww. parametrów ze zderzeniem, w wyniku którego może do tych zmian dojść.

2. | WYBRANE ELEMENTY BADANIA MODELI POJAZDÓW

Badania zjawisk występujących w ruchu drogowym związane są często z koniecznością angażowania znacznych środków i posiadania zaplecza technicznego dla badań drogowych, dzięki którym możliwe jest określenie wpływu wybranych parametrów na wymienione w podrozdziale 1.4 cechy eksploatacyjne pojazdu.

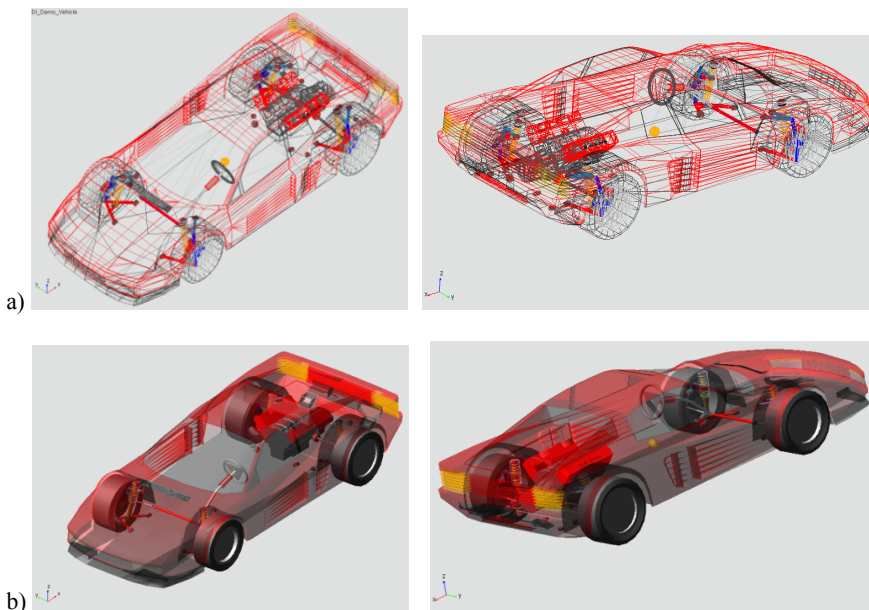
Badania drogowe nie zawsze jednak są konieczne, w ocenie zaś większości cech eksploatacyjnych pojazdów wystarczy dysponowanie odpowiednim modelem matematycznym samochodu, który można poddać symulacji w środowisku wirtualnym dla różnych warunków ruchu. Model taki, odzwierciedlający obiekt rzeczywisty (np. samochód), z wykorzystaniem oprogramowania, którego szeroki wachlarz jest obecnie dostępny, także może służyć jako narzędzie analiz wpływu określonych parametrów na wybrane cechy eksploatacyjne pojazdu.

Nie oznacza to, że badania drogowe nie mają zastosowania lub są mniej istotne. Wyniki otrzymane w badaniach rzeczywistych pojazdów mogą służyć walidacji ich modeli matematycznych, a także jako odniesienie dla rezultatów otrzymanych w symulacjach. Taki mechanizm może również zapewnić element weryfikacji poprawności analiz prowadzonych w środowisku wirtualnym.

Badania symulacyjne wymienionych uprzednio cech eksploatacyjnych modeli matematycznych pojazdu można prowadzić np. w oparciu o oprogramowanie MSC Adams/Car lub nowsze, MD Adams/Car.

Analizy związane z dynamiką pojazdów można prowadzić na różnych typach samochodów, co dla przykładu pokazano na rys. 1 i 2, gdzie po usunięciu bryły nadwozia pojazdu dwumiejscowego oraz zespołu napędowego (rys. 1) wykorzystano, dla tego samego rozstawu osi, zespół napędowy z silnikiem umieszczonym z przodu pojazdu i wałem przenoszącym moment napędowy na tylną oś oraz bryłę reprezentującą nadwozie małego, kompaktowego pojazdu czteremiejscowego (rys. 2), dla którego rozmieszczenie pasażerów i bagażu może dać inne zaburzenia położenia środka masy niż w przypadku samochodu z rys. 1, o czym mowa w rozdziale 3.

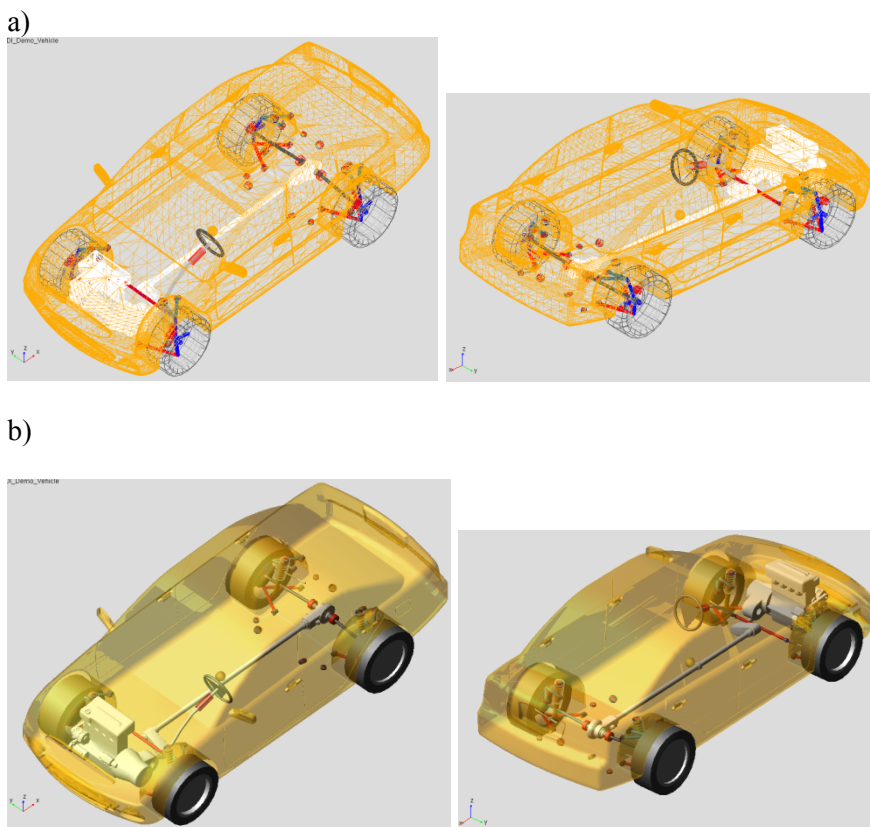
Nadwozie pojazdu zaprezentowanego na rys. 1 można wykorzystać dzięki plikowi „TR_Body.sub” zamieszczonemu w bazie plików programu Adams/Car. W kilku pracach autora ([140], [142], [145], [283], [285], [286], [287], [288], [289], [290], [291] oraz [292]) podlegało ono modyfikacjom, głównie w kwestii parametrów masowo-bezwładnościowych. Jak zostanie pokazane, w podobny sposób można modyfikować każde nadwozie, np. takie jak pokazano na rys. 2.



Rys. 1. Widok bryły samochodu sportowego, dwumiejscowego, z napędem na tylne koła
 Źródło: MSC Adams/Car.

W badaniach symulacyjnych dużą rolę odgrywa złożoność modelu matematycznego uwzględniająca nieliniowości elementów podatnych, losowe zaburzenia pochodzące od nierówności drogi, zmiany wielkości cech takich jak położenie środka masy czy zmiana momentów bezwładności przyjmowanego dla procesu symulacji ruchu pojazdu, co pozwala na odwzorowanie samochodu jako obiektu rzeczywistego. Ma to również inne znaczenie. Wyniki uzyskane dla pojazdu dość wiernie odwzorowanego jako model matematyczny, którego ruch jest symulowany w danym środowisku wirtualnym, mogą stanowić podstawę do oceny cech danego pojazdu, jak również służyć do porównań z rezultatami uzyskanymi w badaniach drogowych.

Przyjęte założenia w modelu matematycznym pojazdu, dotyczące np. rozkładu mas lub obciążeń działających podczas ruchu, mogą mieć jednak wpływ na charakter jego opisu zazwyczaj prezentowanego w postaci równań różniczkowych, które generowane są w programach komputerowych, np. MSC Adams. W większości przypadków równania różniczkowe ruchu rozwiązywane są w trakcie jego symulacji przez program komputerowy. Wyjaśnienia dotyczące tego problemu zawarto np. w pracy [20], którą poświęcono zagadnieniom dynamiki samochodów oraz wybranym aspektom modelowania matematycznego elementów pojazdów bądź całych pojazdów z wykorzystaniem programów komputerowych do tworzenia układów wielocłonowych, a także symulacji ruchu pojazdów z użyciem narzędzi komputerowych.



Rys. 2. Widok bryły samochodu czteromiejscowego z napędem na tylne koła
Źródło: MSC Adams/Car.

Według pracy [20] w typowych programach służących symulacji ruchu pojazdów traktowanych jako układy wieloczłonowe prowadzić można analizy kinematyczne, statyczne lub dynamiczne. Analiza kinematyczna wykorzystywana jest wtedy, gdy ruch układu odbywa się dzięki ustalonym ruchom elementów podatnych łączących elementy sztywne. W celu rozwiązania równań ruchu układ wieloczłonowy jest rozkładany na elementy podstawowe, a następnie równania ruchu każdego elementu są rozwiązywane metodami algebraicznymi, osobno względem przemieszczeń, prędkości, przyspieszeń i sił.

Analiza statyczna odbywa się poprzez ustalenie zerowych wartości prędkości i przyspieszeń oraz zbalansowanie obciążeń układu i reakcji na te obciążenia w celu znalezienia położenia równowagi. Może to powodować znaczne przemieszczanie układu do chwili znalezienia położenia równowagi statycznej, co może skutkować dużą liczbą powtórzeń prowadzących do zbieżności położenia układu z rozwiązaniem najbliższym położeniu wyjściowemu. Analiza statyczna jest często prowadzona jako wstęp do analizy dynamicznej [20]. W ramach analizy statycznej wyróżnia się także analizę quasi-statyczną, która

polega na znalezieniu wielu rozwiązań równowagi statycznej w określonych odstępach czasu [20].

W programie Adams/Car analiza quasi-statyczna jest jednym z elementów symulacji wybranych manewrów, gdzie program poszukuje położenia równowagi samochodu wykonującego określony manewr, np. pojedynczej zmiany pasa ruchu, z określonym krokiem czasowym, np. 0,001 s. W badaniach symulacyjnych ruchu pojazdu po drodze o losowo występujących nierównościach ważne jest, żeby stosunek czasu symulacji do liczby kroków całkowania równań ruchu był co najmniej jak 1:1000. Dla przykładu, jeżeli wykonywany manewr ma trwać 60 s, to liczba kroków całkowania powinna być ustalona na 60 000.

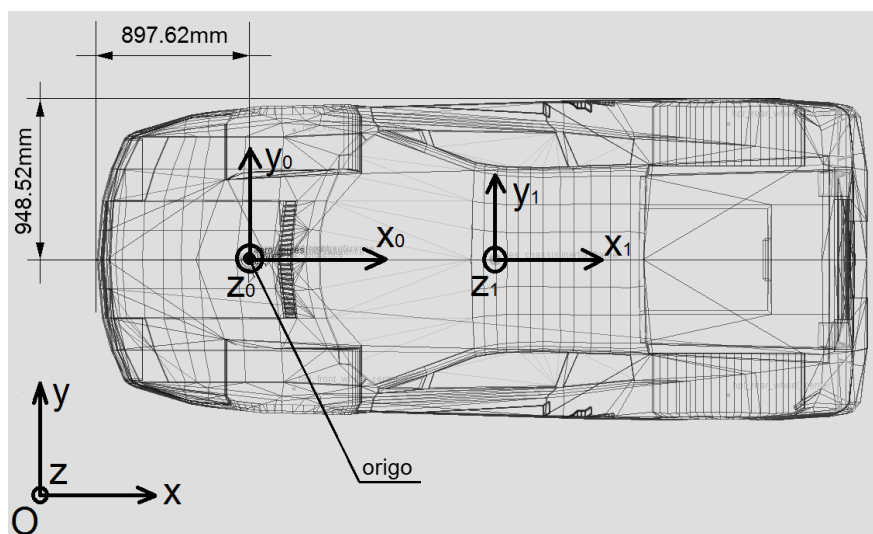
Według pracy [20] w analizie dynamicznej ruchu samochodu w programie symulacyjnym równania ruchu różniczkowe II rzędu są formułowane automatycznie, a następnie całkowane numerycznie w celu określenia położenia, prędkości, przyspieszeń oraz sił działających na bryłę samochodu w każdym kolejnym kroku czasowym. Równania te mogą być liniowe lub nieliniowe w zależności od charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących w zawieszeniu, przy czym równania liniowe są rozwiązywane za pomocą rachunku macierzowego, natomiast równania nieliniowe są rozwiązywane metodą przybliżeń, np. z użyciem iteracji Newtona-Raphsona opartej na założeniu, że blisko rozwiązania, czyli punktu przecięcia się z osią odciętych, krzywa stanowiąca zależność funkcji nieliniowych od nieznanymi zmiennymi występujących w równaniach może być aproksymowana prostą styczną w punkcie leżącym na osi odciętych możliwie jak najbliżej rozwiązania [20].

W pracy [20] stwierdzono, że do rozwiązywania nieliniowych równań ruchu układów wielocłonowych, takich jak np. samochody, wykorzystywane są różne metody całkowania polegające np. na prognozowaniu kolejnej wartości rozwiązania w oparciu o wartość poprzednią oraz krok całkowania, np. krok czasowy przyjęty w ustawieniach symulacji. Takie komercyjne pakiety symulacyjne, jak Adams/Car posiadają własne narzędzia całkujące, takie jak np. GSTIFF, który wykorzystuje aktualną dla danej chwili wartość zmiennej stanu oraz czasowy krok całkowania.

Część prac autora została zrealizowana z wykorzystaniem modułu Adams/Car, gdzie dokonano analiz związanych z ruchem pojazdu w różnych warunkach drogowych (stan i rodzaj nawierzchni), przy różnych konfiguracjach samochodu użytego w symulacjach (obciążenie, położenie środka masy) oraz dla wybranych manewrów. Przykładowe prace z tego zakresu ([140], [142], [145], [283], [286], [288], [289], [290], [291] oraz [292]) zawierają wyniki symulacji ruchu pojazdu dostępnego w bazie danych wykorzystywanego programu (rys. 1), przy czym jego domyślna konfiguracja i standardowe wartości niektórych jego parametrów były zmieniane na potrzeby postawionych zadań badawczych. Na rys. 1a pokazano bryłę dwumiejscowego samochodu sportowego w widoku siatki, zaś na rys. 1b – w widoku zaciemnionym, lepiej oddającym kształt pojazdu.

Ponieważ jedną z cech eksploatacyjnych poddanych analizie jest stateczność samochodu, zatem prezentowany, np. w pracach [190] oraz [288], model matematyczny został wykorzystany do jej badania. Pojazd z rys. 1 ma wg pracy

[190] 90 stopni swobody i został utworzony z kilku tzw. „podsystemów” reprezentujących różne układy w samochodzie (kierowniczy, zawieszenie, napędowy itp.). Dla pojazdu z nadwoziem jak na rys. 2 obowiązują te same zasady. Obie struktury samochodów są na tyle złożone, aby móc prowadzić analizy ruchu pojazdu w rzeczywistych warunkach drogowych, lecz na tyle proste, żeby np. liczba stopni swobody nie powodowała niepotrzebnych opóźnień w obliczeniach. Dzięki temu mniej istotne elementy niemające bezpośredniego wpływu na ruch pojazdu, np. elementy wyposażenia kabiny pasażerskiej, mogą być pominięte.



Rys. 3. Lokalizacja punktu „origo” względem krawędzi nadwozia pojazdu. Punkt ten położony jest na drodze. Na rysunku zaznaczono przyjęte do wyznaczenia położenia punktu „origo” układy współrzędnych

Źródło: MSC Adams/Car.

W przypadku każdej struktury samochodu w programie Adams/Car istotnym elementem jest punkt „origo” [288], który stanowi początek układu współrzędnych leżącego na nawierzchni drogi, ale poruszającego się wraz z pojazdem. Łatwo odnieść jego położenie do wybranego fragmentu nadwozia pojazdu bądź względem nieruchomego, globalnego układu współrzędnych, co pokazano na rys. 3, względem środka przedniej krawędzi nadwozia pojazdu z rys. 1, przy czym jego współrzędna pionowa wynosi 0. Jednocześnie w odniesieniu do punktu „origo” określić można np. położenie środka masy pojazdu bądź samego nadwozia, co zostało pokazane w kilku pracach autora. Ponadto np. w [290] pokazano wymiary całego nadwozia samochodu sportowego z rys. 1. Wygodniej jest przyjmować punkt „origo” do analiz układów złożonych z wielu elementów, tak jak pojazd z rys. 1 lub 2, ponieważ położenie środka masy nadwozia ulega zmia-

nie np. po obciążeniu, natomiast punkt taki, jak „origo” ma stałe współrzędne dla dowolnej konfiguracji obciążenia pojazdu. Uwagę na celowość zastosowania dodatkowego układu współrzędnych o początku w punkcie niebędącym środkiem masy pojazdu zwrócono w pracy [230].

Dodatkowo za pracą [288] do różnego rodzaju analiz wpływu wybranych parametrów na ruch i pewne cechy eksploatacyjne pojazdu można wykorzystać przyjęte uprzednio następujące układy współrzędnych:

- $Oxyz$ – nieruchomy, kartezjański, inercjalny układ współrzędnych związany z drogą (rys. 3);
- $O_1x_1y_1z_1$ – układ kartezjański o początku w środku masy pojazdu (O_1), którego osie są równoległe do osi układu $Oxyz$ (rys. 3);
- $O_0x_0y_0z_0$ – układ kartezjański umieszczony na nawierzchni drogi, o początku w punkcie „origo” pokazanym na rys. 3, którego osie są równoległe do osi układu $Oxyz$ i poruszają się wraz z pojazdem podczas ruchu;
- $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$ – układ, którego osie są głównymi centralnymi osiami bezwładności pojazdu, przy czym oś $O_1\zeta_1$ jest pionowa;
- $O_i\xi_i\eta_i\zeta_i$ – układ kartezjański dla każdego z kół pojazdu o środku leżącym w środku koła (O_i);
- $O_{i0}\xi_{i0}\eta_{i0}\zeta_{i0}$ – układ prostokątny ściśle związany i obracający się wraz z kołem. Początek tego układu leży również w środku koła (O_i).

Osie układu $O_0x_0y_0z_0$ są równoległe do osi układu $Oxyz$, kąt przechyłu poprzecznego nadwozia wokół osi O_1x_1 mierzony jest w układzie $O_1x_1y_1z_1$, kąty zaś obrotu każdego z kół pojazdu mierzone są w układzie $O_i\xi_i\eta_i\zeta_i$. Położenie środka masy pojazdu można wyrazić względem układu inercjalnego $Oxyz$.

Narzędziem, które zostanie użyte w dalszych analizach, będzie opis matematyczny modeli samochodów oraz ich badania symulacyjne. Otrzymane w pracach [140], [142], [145], [148], [283], [285], [286], [287], [288], [289], [290], [291] oraz [292] wyniki zostaną omówione jako przykłady analiz i posłużą do rozważań nad ewentualnym kierunkiem dalszych badań i ich rozszerzeniem o dodatkowe, wybrane aspekty, takie jak różne modele matematyczne pojazdów, różne warunki drogowe, itp.

Przedmiotem przykładowych symulacji pokazujących możliwość analizy wpływu wymienionych w podrozdziale 1.4 parametrów na określone cechy eksploatacyjne pojazdu mogą być modele matematyczne samochodu sportowego, które w różnych konfiguracjach mogą służyć osiągnięciu zamierzonego celu.

Za pomocą układu pokazanego na rys. 1 zrealizowano w kilku pracach (np. [140], [142], [148], [283] czy [292]) symulacje manewrów pojazdu w różnych warunkach ruchu, co umożliwiło badanie przebiegu trajektorii rozwiązań. Zaprezentowany pojazd był układem częściowo lub całkowicie nieliniowym, w zależ-

ności od tego, czy zarówno sprężyny, jak i amortyzatory w zawieszeniu miały nieliniowe charakterystyki. Przykładowe charakterystyki elementów podatno-tłumiących zawieszenia pokazano na rys. 21a, b oraz 22a, b w rozdziale 4. Przedstawiając trajektorie rozwiązań jako dziedzinę na osi odciętych, przyjęto współrzędne użyte do opisu ruchu poszczególnych brył pojazdu. Obie zaprezentowane struktury pojazdów z rys. 1 i 2 traktowane są jako bryły sztywne.

Dokładny opis matematyczny modelu pojazdu wykorzystywanego w symulacjach znajduje się w pracach [145] oraz [288]. Dokonano go w oparciu o prace [190] oraz [193]. Występujące w nim równania ruchu pojazdu jako bryły quasi-sztywnej uzupełniono równaniami opisującymi ruch kół pojazdu jako brył nieresorowanych. Ponadto w pracy [288] podano dla pojazdu z rys. 1 wybrane, podstawowe parametry w programie MSC Adams/Car dla nadwozia nieobciążonego kierowcą, pasażerem ani bagażem, a także o niezaburzonej geometrii:

- masa nadwozia bez obciążenia kierowcą, pasażerem i bagażem $m_N = 995$ kg;
- masa całego pojazdu bez obciążenia $m_p = 1528$ kg;
- rozstaw osi $L = 2,5$ m;
- powierzchnia czołowa nadwozia $A = 1,8$ m²;
- współczynnik oporu powietrza $c_x = 0,36$;
- współrzędne położenia środka masy względem punktu „origo”:
 $x_C = 1,5$ m, $y_C = 0$, $z_C = 0,45$ m;
- wartości momentów bezwładności względem osi przechodzących przez środek masy nadwozia nieobciążonego kierowcą, pasażerem i bagażem:
 $I_{X1} = 200$ kg·m², $I_{Y1} = 500$ kg·m², $I_{Z1} = 600$ kg·m²;
- wartości momentów dewiacji względem osi przechodzących przez środek masy:
 $I_{XY1} = 0$, $I_{XZ1} = 0$, $I_{YZ1} = 0$;
- wartości momentów bezwładności względem osi przechodzących przez punkt „origo”:
 $I_{X0} = 401$ kg·m², $I_{Y0} = 2940$ kg·m², $I_{Z0} = 2838$ kg·m²;
- wartości momentów dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo”:
 $I_{XY0} = 0$, $I_{XZ0} = 671$ kg·m², $I_{YZ0} = 0$.

W samochodzie z rys. 1 kąty pochylania kół przednich i tylnych wynosiły 0,5°, kąty zbieżności zaś 0°. Ponieważ w pojeździe z rys. 2 zawieszenie i układ kierowniczy pozostały niezmienione, zatem kąty te można przyjąć z takimi samymi wartościami.

Zawieszenie pojazdów prezentowanych na rys. 1 i 2 złożone jest z wahaczy poprzecznych oraz kolumn McPhersona, których charakterystyki można modyfikować, nadając elementom nieliniowy charakter. Jak wcześniej wspomniano, dla części analiz stosowano pojazd o nieliniowych charakterystykach elementów tłumiących, w innych przypadkach zaś posłużono się również nieliniowymi charakterystykami sprężyn, co pokazano w rozdziale 4.

Kolejną wartością traktowaną jako czynnik wpływający na wybrane cechy eksploatacyjne pojazdu może być opór powietrza. Dla badań pojazdu z rys. 1 gęstość powietrza miała stałą wartość równą $\rho = 1,22$ kg/m³. W badaniach związanych z aerodynamiką pojazdów opory powietrza mogą wpływać na wymie-

nione w podrozdziale 1.4 cechy eksploatacyjne pojazdu. Dla przykładu w pracy [76] zwrócono uwagę na mechanikę opływu powietrza wokół samochodu w oparciu o równanie Bernoulliego pokazujące zależność między ciśnieniem powietrza opływającego pojazd a prędkością jazdy z wykorzystaniem gęstości powietrza. Pokazano także rozkład ciśnienia wokół pojazdu wzdłuż jego płaszczyzny symetrii. W pracy tej zwrócono uwagę głównie na opory ruchu wzdłużnego samochodu.

Innym, z punktu widzenia utrzymania zadanego toru jazdy, zjawiskiem może być napór powietrza na boczną ścianę pojazdu, np. wywołany silnymi podmuchami wiatru. Problem ten poruszono m.in. w pracy [72], gdzie skupiono się na opisie sił i momentów aerodynamicznych oddziałujących na samochody w ruchu czy w [213], gdzie poruszono problem oddziaływania bocznych podmuchów wiatru jako jedną z tzw. „szczególnych sytuacji drogowych”.

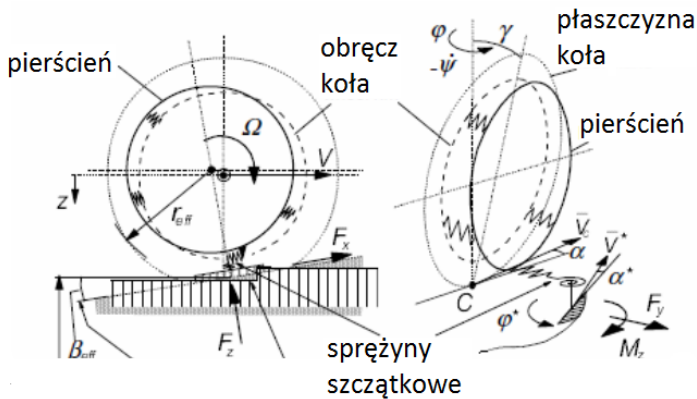
W badaniach wpływu parametrów takich jak położenie środka masy, momenty bezwładności nadwozia, nierówności nawierzchni drogi itp. na ruch pojazdu ważna jest współpraca kół danego samochodu z drogą. W programie Adams symulacja ruchu na nawierzchni o losowo występujących nierównościach nie jest możliwa dla standardowych, domyślnych opon (PAC89 – jeden z prostszych modeli matematycznych Pacejki stworzony w oparciu o zestaw równań tzw. Magic Formula opisujących rodzinę krzywych charakteryzujących współpracę koła z drogą). W przypadku standardowych opon reprezentowanych przez nieodkształcalne koła symulacja na nierównościach drogi, których długość fali nie przekracza długości promienia koła, jest niemożliwa, gdyż moduł obliczeniowy programu nie pozwala na jej realizację.

W pracach autora związanych z symulacją ruchu pojazdu kwestię współpracy pneumatyka z nawierzchnią drogi, szczególnie dla losowo występujących nierówności rozwiązano, stosując bardziej złożony model matematyczny opony, którego założenia podano m.in. w pracy prof. Hansa Pacejki [201].

Do użytku w programach symulacyjnych wykorzystano stworzony przez firmę COSIN model opony FTIRE, który odpowiada założeniom z pracy [201], gdzie stwierdzono, że jest on złożony z zestawu tzw. rozciągliwych łańcuchów stale naprężanych siłą promieniową o nierównomiernym rozkładzie. Łańcuchy te, oddalone od siebie o stałą odległość, wyposażone są w zestaw elastycznych, rozciągliwych elementów bieznika całkowicie przylegających do nawierzchni. Środkowa płaszczyzna koła w omawianym modelu podatna jest na przemieszczenia poprzeczne oraz obrót względem osi pionowej przechodzącej przez środek koła.

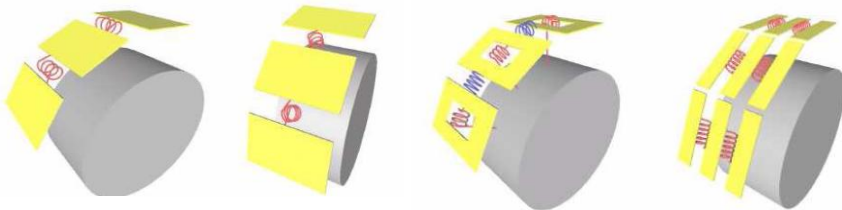
Tworząc model matematyczny opony w oparciu o elastyczny łańcuch, przyjęto możliwość przejeżdżania przez koło nad niewielkimi nierównościami nawierzchni, które nie mają znaczenia w profilu drogi jako całości, dodatkowe zaś modyfikacje umożliwiły uwzględnienie zjawisk takich, jak pochylenie czy poślizg koła kierowanego przy skręcaniu pojazdu.

Schemat struktury opony o nazwie SWIFT (ang. *Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre Model*), opisywany w pracy [201], pokazano na rys. 4. Zagadnienie to poruszono także w pracy [145].



Rys. 4. Schemat opony SWIFT
Źródło: [201].

W badanym pojeździe z nadwoziem z rys. 1 lub 2 w celu przeprowadzenia symulacji ruchu na nawierzchni o losowych nierównościach w programie Adams/Car należy dokonać zmiany opony ze standardowej PAC89 na FTIRE mogącą współpracować z losowo występującymi nierównościami, której poświęcono osobne publikacje (np. [78], [79] i [80]). Strukturę tej opony złożoną z odkształcalnych paneli połączonych elementami sprężystymi, pokazano na rys. 5, a opisano pokrótce w pracy [145].



Rys. 5. Schemat opony FTIRE umożliwiającej odkształcenia w kierunku promieniowym, poprzecznym oraz obwodowym podczas współpracy koła z drogą
Źródło: www.cosin.eu.

W pliku opisującym własności opony FTIRE można zdefiniować współczynniki przyczepności przyłgowej i poślizgowej opony, a także współczynnik przyczepności dla koła zablockowanego.

Badanie stateczności technicznej stochastycznej przeprowadzane było dla losowo występujących nierówności nawierzchni drogi. Również w dalszych analizach związanych z innymi cechami eksploatacyjnymi pojazdu wykorzystany zostanie profil drogi o losowych nierównościami opisywany w Adams/Car plikiem „2d_stochastic_uneven.rdf”. Generowanie nierówności opisano m.in. w materiałach pomocniczych MSC Software [257] oraz np. w pracy [145]. W pliku definiującym żądany profil drogi można przyjąć wartość współczynnika

pryczepności odzwierciedlającą warunki drogowe, w jakich realizowana jest symulacja danego manewru. W wykorzystywanym programie podawana była wartość odpowiadająca współczynnikowi przyczepności przylgowej charakteryzującemu ruch koła w warunkach największej przyczepności dla określonego stanu nawierzchni (sucha, mokra, oblodzona). Dla nawierzchni suchej można zatem przyjąć wartość tego współczynnika równą 0,8, natomiast dla oblodzonej 0,3. Takie wartości przyjęte były w przykładach symulacji manewrów pokazanych w rozdziale 4 i 5, a także w pracach autora, np. [140], [285], [286], [288] oraz [289].

Podsumowując, do dalszych analiz zostały wykorzystane pojazdy, których bryłę pokazano na rys. 1 i 2 z odpowiednimi modyfikacjami dotyczącymi m.in. opon, położenia środka masy i zmiany momentów bezwładności, co zostanie przedstawione w rozdziale 3. Podstawą analiz będą wyniki symulacji pokazane w wybranych pracach oraz uzyskane na potrzeby dalszych rozważań, co zostanie przedstawione w rozdziałach 4 i 5.

3. ROLA ZABURZEŃ PARAMETRÓW SAMOCHODU W PROCESIE BADANIA STATECZNOŚCI

Ruch pojazdów samochodowych, jak podano np. w [242], składa się z jazdy po odcinkach prostych i łukach. Pokonanie odległości samochodem związane jest z koniecznością wykonania różnych manewrów często wymagających od kierowcy koncentracji i koordynacji wzrokowo-ruchowej. Niemniej nie tylko umiejętności kierowcy mogą decydować o bezpieczeństwie ruchu pojazdów. Występujące losowo nagle przypadki, jak np. konieczność ominięcia przeszkody na drodze podczas jazdy z dużą prędkością, mogą spowodować odchyłkę od zamierzonego toru ruchu pojazdu, a efekt ten może zostać wzmocniony w przypadku różnych stanów nawierzchni, warunków pogodowych, stanu technicznego pojazdu itp.

Biorąc pod uwagę czynniki inne niż umiejętności i doświadczenie kierowcy, skupiono się na parametrach samochodu i drogi, które mogą mieć wpływ na utratę bądź zakłócenie takich cech eksploatacyjnych samochodu jak np. stateczność lub zjawiska występujące w strefie kontaktu kół z drogą.

Dla zaprezentowania dalszych rozważań zostanie uwzględniony podział zaburzeń mogących mieć wpływ na wybrane cechy eksploatacyjne samochodu. Dokonano rozdziału na trzy grupy:

- zaburzenia związane z nierównomiernym, niesymetrycznym rozkładem mas w pojeździe związane ze zmianą parametrów masowo-bezwładnościowych;
- zaburzenia geometrii nadwozia wynikłe ze zderzenia i naprawy, w ramach której nadwozie pojazdu nie zostało poddana kontroli np. na stole pomiarowo-naprawczym, czego konsekwencją mogą być pewne nabyte wady konstrukcyjne, np. złe ustawienie geometrii zawieszenia samochodu wskutek nieprawidłowego położenia punktów bazowych nadwozia;
- zaburzenia pochodzące od nierówności drogi bezpośrednio wpływające na ruch pojazdu jako czynniki zewnętrzne.

W ramach powyższego podziału pokazane zostaną zaburzenia, które zostały uwzględnione w pracach autora oraz te, które można uwzględnić, badając zagadnienia związane z podanymi w podrozdziale 1.4 cechami eksploatacyjnymi samochodu.

3.1. Zaburzenia parametrów masowo-bezwładnościowych

Zaburzenia położenia środka masy były wykorzystywane w wielu pracach związanych przede wszystkim z badaniem stateczności technicznej stochastycz-

nej samochodu oraz wybranymi problemami współpracy koła z nawierzchnią drogi.

Przykładem tego typu analizy mogą być wyniki testów dwu samochodów ciężarowych o różnym położeniu środka masy podczas wykonywania manewrów pojedynczej zmiany pasa ruchu (zgodnie z normą rosyjską oraz ISO), które zostały zaprezentowane w pracy [232]. Dla obu pojazdów przyjęto różne konfiguracje położenia środka masy.

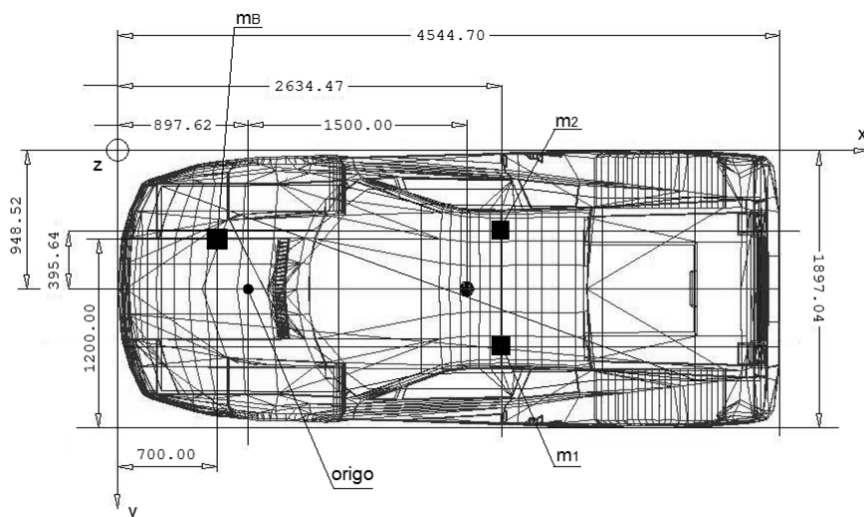
W niżej przedstawionych przykładach głównym problemem była zmiana parametrów masowo-bezwładnościowych nadwozia pojazdu uzyskana w wyniku przesunięcia środka masy względem jego pierwotnego położenia poprzez nierównomierne obciążanie nadwozia modelu pojazdu, który wykorzystywano następnie w symulacjach. O wynikach tych symulacji wspomniane będzie w rozdziale 4. Otrzymane rezultaty zaburzenia parametrów masowo-bezwładnościowych odnieszono głównie do punktu „origo”, tak jak nominalne współrzędne środka masy pojazdu (rozdział 2). Ponadto w każdym przypadku wyznaczano momenty bezwładności i dewiacji, które również odnoszono do wartości nominalnych podanych w rozdziale 2.

Na rys. 6 oraz 7 pokazano odległość środków mas dodatkowo obciążających nadwozie względem jego przedniej krawędzi, przy czym przyjęto następującą konfigurację obciążenia nadwozia:

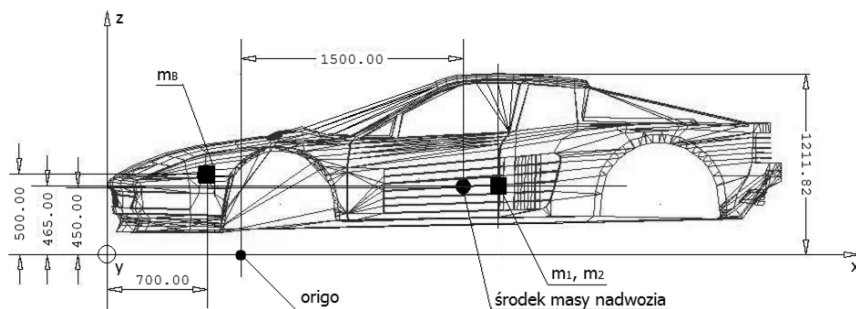
- masa kierowcy $m_1 = 75$ kg, pasażera $m_2 = 105$ kg oraz bagażu $m_B = 50$ kg.
- masa nadwozia po obciążeniu kierowcą, pasażerem oraz bagażem $m_{NO} = 1225$ kg;
- współrzędne środka masy nadwozia pojazdu względem punktu „origo”:
 $x_C = 1,481$ m, $y_C = 0,081$ m, $z_C = 0,454$ m;
- wartości momentów bezwładności dla nadwozia zaburzonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”: $I_{X0} = 461$ kg·m², $I_{Y0} = 3441$ kg·m², $I_{Z0} = 3297$ kg·m²;
- wartości momentów dewiacji dla nadwozia zaburzonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”: $I_{XY0} = 148$ kg·m², $I_{XZ0} = 824$ kg·m², $I_{YZ0} = 45$ kg·m².

W każdym przypadku zaburzenia nominalnych wartości parametrów masowo-bezwładnościowych można również badać wybrane cechy eksploatacyjne pojazdu, przyjmując dodatkowe zaburzenia wynikające np. z nieprawidłowej naprawy powypadkowej nadwozia lub zmian w jego geometrii. Przykładowo w pracy [288] uwzględniono dodatkowe zmiany w położeniu środka masy i momentach bezwładności dla samochodu z rys. 1 jako wynikłe z nieprawidłowo przeprowadzonej naprawy pojazdu biorącego udział w wypadku drogowym.

Innym przykładem nierównomiernego obciążenia pojazdu może być zwiększenie masy nadwozia (równej 995 kg – rozdział 2) o masę kierowcy ($m_1 = 75$ kg), pasażera ($m_2 = 110$ kg) oraz bagażu ($m_B = 60$ kg). Położenie środków mas obciążających wraz z odległościami od początku przyjętego układu współrzędnych pokazano na rys. 8 i 9. Podobnie jak w przypadku z rys. 6 i 7 przyjęto, że położenie środków mas kierowcy i pasażera leży w jednej płaszczyźnie równoległej do nawierzchni drogi.



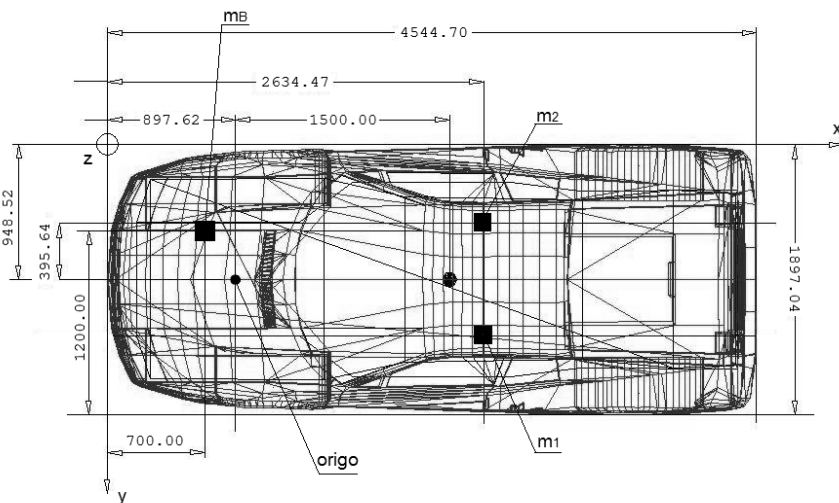
Rys. 6. Rzut bryły nadwozia samochodu sportowego z góry z uwzględnieniem wymiarów oraz położenia mas kierowcy, pasażera oraz bagażu
Źródło: [292].



Rys. 7. Rzut bryły nadwozia samochodu sportowego z boku z uwzględnieniem wymiarów i położenia mas kierowcy, pasażera oraz bagażu
Źródło: [292].

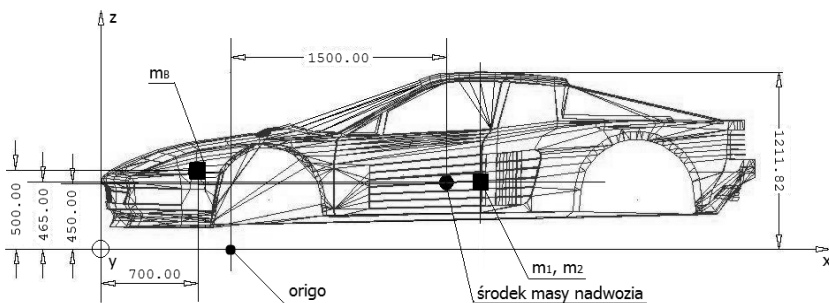
W wyniku powyższych założeń otrzymano następujące rezultaty:

- położenie środka masy nadwozia względem punktu „origo”:
 $x_C = 1,472 \text{ m}$, $y_C = 0,085 \text{ m}$, $z_C = 0,454 \text{ m}$.
- masa nadwozia obciążonego dwoma pasażerami i bagażem $m_{NO} = 1240 \text{ kg}$;
- wartości momentów bezwładności i dewiacji nadwozia obciążonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”:
 $I_{X0} = 464 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{Y0} = 3442 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{Z0} = 3295 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;
 $I_{XY0} = 155 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{XZ0} = 828 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{YZ0} = 47 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.



Rys. 8. Rozkład mas kierowcy, pasażera oraz bagażu w nadwoziu pojazdu sportowego w rzucie z góry

Źródło: [290].



Rys. 9. Rozkład mas kierowcy, pasażera oraz bagażu w nadwoziu pojazdu sportowego w rzucie z boku

Źródło: [290].

Również w tym przypadku można uwzględnić dodatkowe zaburzenia wynikające np. ze zjawisk omawianych w pracy [288], takich jak zmiany geometrii nadwozia wywołane dłuższą eksploatacją pojazdu bądź wynikające z napraw powypadkowych.

W pracy [292] dokonano analizy wpływu zaburzenia położenia środka masy z rys. 6 i 7 w modelu matematycznym samochodu sportowego (rys. 1) na jego stateczność. Wykorzystano przy tym manewr nagłego obrotu koła o kąt równy 90 stopni w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara. Manewr odzwierciedlał konieczność ominięcia przeszkody przy prędkości 70 km/h na nawierzchni oblodzonej, gdzie dodatkowo losowo występowały nierówności na-

wierzchni drogi. W pracy tej przyjęto zaburzenie położenia środka masy pojazdu wynikłe z nierównomiernego i niesymetrycznego rozkładu mas w nadwoziu samochodu.

Kolejnym przykładem wykorzystania nierównomiernego rozkładu mas są rezultaty pokazane w pracy [290], gdzie przedstawiono wyniki analizy wpływu warunków drogowych na stateczność techniczną stochastyczną modelu matematycznego samochodu, którego bryłę pokazano na rys. 1 przy nierównomiernym obciążeniu nadwozia pokazanym na rys. 8 i 9. Zrealizowano manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu spowodowanej np. wyprzedzaniem, jednak przy prędkości 100 km/h dla ruchu po nawierzchni gładkiej i oblodzonej oraz nierównej (losowe nierówności) i oblodzonej.

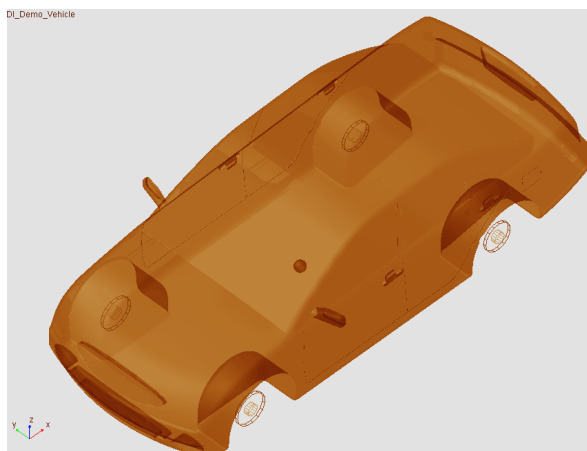
W kilku innych pracach przyjmowano różne zaburzenia parametrów masowo-bezwładnościowych na tej samej zasadzie dla pojazdu sportowego dwumiejscowego. Dla przykładu w pracach [140] oraz [145] przyjęto obciążenie masą kierowcy ($m_k = 74$ kg), pasażera ($m_p = 105$ kg) oraz bagażu ($m_b = 45$ kg), przy czym ich rozkład był taki sam, jak na rys. 8 i 9, współrzędne zaś środka masy wyniosły: $x_C = 1,562$ m, $y_C = 0,016$ m, $z_C = 0,471$ m. Wartości momentów bezwładności i dewiacji nadwozia obciążonego względem ois przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{X0} = 460 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Y0} = 3624 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Z0} = 3464 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$I_{XY0} = 29 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{XZ0} = 683 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{YZ0} = 9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

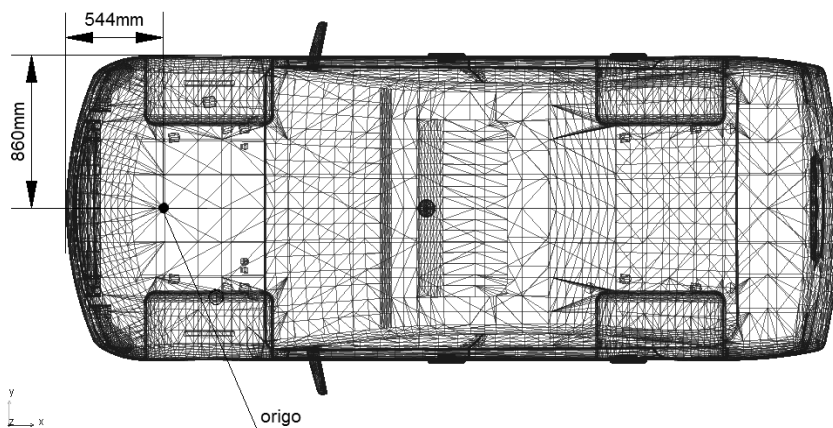
Masa nadwozia wyniosła w tym przypadku 1174 kg.

Zmiany wynikłe z przyjętych obciążeń, jak również innych czynników, takich jak nieprawidłowo przeprowadzone naprawy bądź zaburzenia geometrii nadwozia samochodu, można stosować także w przypadku rozważania ruchu pojazdów o innym nadwoziu. Dla przykładu pojazdu z rys. 2 można rozważyć obciążenie kierowcą i trzema pasażerami oraz bagażem, ale umieszczonym z tyłu, a nie z przodu, jak w przypadku nadwozia pojazdu sportowego. Nadwozie w widoku trójwymiarowym pokazano na rys. 10.



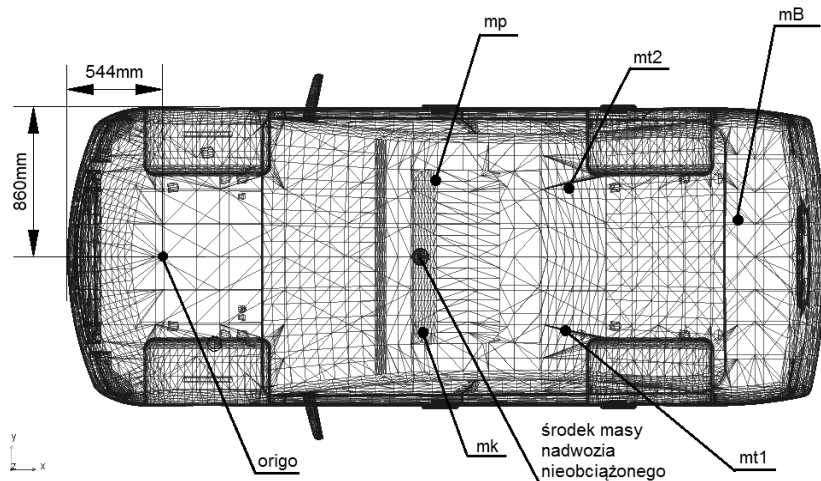
Rys. 10. Widok nadwozia pojazdu czteromiejscowego

Źródło: MSC Adams/Car.

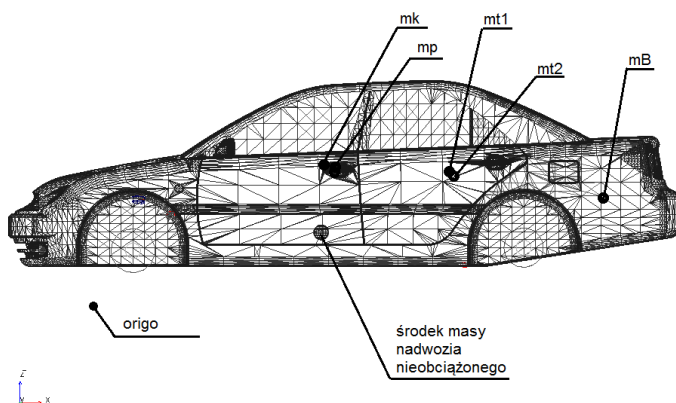


Rys. 11. Położenie punktu „origo” względem środkowego punktu przedniej krawędzi nadwozia oraz bocznej krawędzi nadwozia pojazdu cztermiejsowego
 Źródło: MSC Adams/Car.

Przykładową lokalizację mas obciążających nawozie pokazano na rys. 12 i 13, na rys. 14 i 15 zaprezentowano zaś położenie poszczególnych mas w relacji do punktu „origo”. Dla przykładu przyjęto, że pojazd z rys. 2 został obciążony nierównomiernie czterema masami reprezentującymi czteroosobową rodzinę oraz bagaż. Niech na rys. 12 i 13, m_k oznacza masę kierowcy, m_p masę pasażera, zaś m_{t1} oraz m_{t2} odpowiednio masy pasażerów znajdujących się na tylnych fotelach pojazdu. Ponadto niech m_B oznacza masę bagażu.



Rys. 12. Przykładowe położenie środków mas kierowcy, pasażera oraz bagażu – rzut z góry
 Źródło: opracowanie własne.



Rys. 13. Przykładowe położenie środków mas kierowcy, pasażera oraz bagażu – rzut z boku

Źródło: opracowanie własne.

Nominalne wartości parametrów masowo-bezwładnościowych nieobciążonego nadwozia pojazdu cztermiejsowego względem osi przechodzących przez punkt „origo” wynosiły (podobnie jak dla samochodu dwumiejsowego):

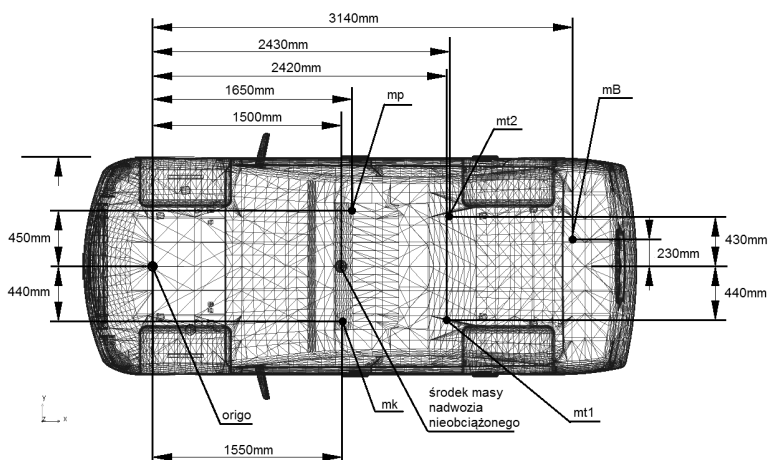
– współrzędne środka masy: $x_C = 1,5$ m, $y_C = 0$, $z_C = 0,45$ m;

– momenty bezwładności i dewiacji:

$I_X = 401$ kg·m², $I_Y = 2940$ kg·m², $I_Z = 2838$ kg·m²;

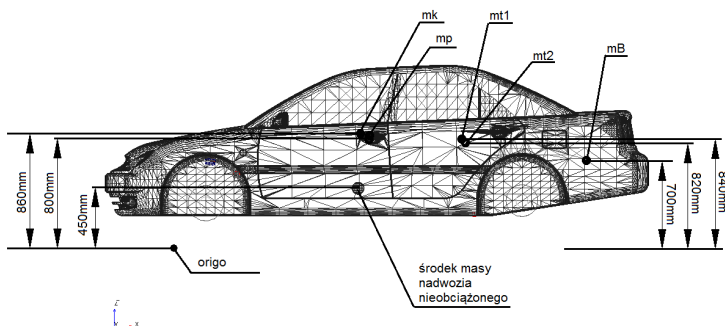
$I_{XY} = 0$, $I_{XZ} = 671$ kg·m², $I_{YZ} = 0$.

– masa nadwozia nieobciążonego: $m_N = 995$ kg.



Rys. 14. Położenie mas kierowcy, pasażera oraz bagażu w pojeździe cztermiejsowym, z odległościami względem punktu „origo”, widok z góry. Oznaczenia takie jak na rys. 10

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 15. Położenie mas kierowcy, pasażera oraz bagażu w pojeździe czteromiejscowym z odległościami względem punktu „origo”, widok z lewej. Oznaczenia takie jak na rys. 10

Źródło: opracowanie własne.

Przyjęte wartości nominalne dla samochodu z rys. 2 są takie, jak dla pojazdu z rys. 1, jednak mogą zostać zmienione, jeżeli np. masa nadwozia samochodu czteromiejscowego z rys. 2 zostanie zwiększona. Pozostawienie wartości jak dla przypadku nadwozia z rys. 1 podyktowane było tym, że po pierwsze nadwozie pojazdu czteromiejscowego zostało umieszczone na tym samym podwoziu, co nadwozie samochodu sportowego (wymiary takie jak rozstaw kół czy osi nie uległy zmianie), po drugie zaś, że nadwozie pojazdu czteromiejscowego jest krótsze (4392 mm) od nadwozia samochodu sportowego (4550 mm).

Przyjęto również dwie przykładowe konfiguracje dotyczące mas obciążających nadwozie. Ich położenie pokazano schematycznie na rys. 14 i 15. W pierwszym przypadku założono, że na dodatkowe obciążenie składa się masa kierowcy $m_k = 80$ kg, masa pasażera $m_p = 55$ kg, masa pasażera siedzącego za kierowcą $m_{t1} = 60$ kg, masa pasażera siedzącego z tyłu po prawej stronie $m_{t2} = 45$ kg oraz masa bagażu $m_B = 30$ kg. W wyniku obliczeń otrzymano następujące wartości:

- współrzędne środka masy samochodu obciążonego pasażerami i bagażem względem punktu „origo”:

$$x_C = 1,632 \text{ m}, y_C = -0,008 \text{ m}, z_C = 0,53 \text{ m};$$

- momenty bezwładności i dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{X0} = 548 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Y0} = 4150 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Z0} = 3902 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$I_{XY0} = -16 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{XZ0} = 1072 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{YZ0} = -5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

- masa nadwozia obciążonego: $m_{NO} = 1240$ kg

W drugim przypadku przyjęto, że masy obciążające są większe, tzn. masa kierowcy $m_k = 80$ kg, masa pasażera $m_p = 110$ kg, masa pasażera siedzącego za kierowcą $m_{t1} = 75$ kg, masa pasażera siedzącego z tyłu po prawej stronie $m_{t2} = 90$ kg, oraz masa bagażu $m_B = 50$ kg. Dla tej konfiguracji otrzymano następujące wartości:

- współrzędne środka masy względem punktu „origo”:

$$x_C = 1,692 \text{ m}, y_C = 0,022 \text{ m}, z_C = 0,55 \text{ m};$$

- momenty bezwładności i dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{X0} = 624 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Y0} = 4931 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Z0} = 4608 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$I_{XY0} = 52 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{XZ0} = 1302 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{YZ0} = 17 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

– masa nadwozia obciążonego: $m_{NO} = 1400 \text{ kg}$.

W obu przypadkach przyjęcie dodatkowego zaburzenia mającego podłoże niezwiązane z obciążaniem samochodu, a jedynie ze zmianami wynikłymi np. z zaburzeń geometrii nadwozia, może spowodować również zmiany w położeniu środka masy oraz momentów bezwładności w układzie wyjściowym, poddawalnemu symulacji.

Przykładowo dla konfiguracji z drugiego przypadku obciążenia samochodu czteroosobowego do już zaburzonych współrzędnych położenia środka masy można dodać jeszcze zaburzenia niewynikające bezpośrednio z obciążenia nadwozia. Niech zaburzenie takie wyniesie odpowiednio $\Delta x_C = 0,05 \text{ m}$, $\Delta y_C = 0,03 \text{ m}$, $\Delta z_C = 0,01 \text{ m}$. Wtedy współrzędne środka masy będą wynosiły: $x_C = 1,742 \text{ m}$, $y_C = 0,052 \text{ m}$, $z_C = 0,56 \text{ m}$.

Dla takiej konfiguracji, przy zachowaniu obciążenia jak poprzednio (odnosząc się do rys. 14 i 15, masa kierowcy $m_k = 80 \text{ kg}$, masa pasażera $m_p = 110 \text{ kg}$, masa pasażera siedzącego za kierowcą $m_{t1} = 75 \text{ kg}$, masa pasażera siedzącego z tyłu po prawej stronie $m_{t2} = 90 \text{ kg}$ oraz masa bagażu $m_B = 50 \text{ kg}$, masa obciążonego nadwozia $m_{NO} = 1400 \text{ kg}$), otrzymane wartości momentów bezwładności i dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo” będą następujące:

$$I_{X0} = 639 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Y0} = 5187 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Z0} = 4848 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$I_{XY0} = 12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{XZ0} = 1365 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{YZ0} = 4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Warto zwrócić uwagę, że mimo stosunkowo niewielkiego zaburzenia położenia środka masy, w pojeździe czteroosobowym nastąpił wzrost wartości momentów bezwładności, szczególnie wyraźny dla momentu względem osi Y i Z. Można również zaobserwować wzrost momentu dewiacji względem płaszczyzny X-Z, co może być konsekwencją zmiany położenia środka masy w kierunku obu osi tworzących tę płaszczyznę. Z pozoru niewielkie zaburzenia mogą zatem prowadzić nie tylko do zmian parametrów masowo-bezwładnościowych w pojeździe, ale również wpływać na niektóre cechy eksploatacyjne samochodów w ruchu, szczególnie podczas wykonywania manewrów mających na celu np. uniknięcie kolizji, co w zakresie stateczności pokazano np. w pracy [288].

Przykładowo podano tylko dwie konfiguracje obciążenia nadwozia samochodu, ponieważ w dalszej części rozdziału zwrócono uwagę również na inne źródła zaburzeń ruchu samochodu, niezwiązane bezpośrednio z rozkładem mas obciążających pojazd.

3.2. Zaburzenia wynikłe ze zmian konstrukcyjnych

W grupie parametrów zaburzających wybrane cechy eksploatacyjne samochodów można wyróżnić także elementy związane z zaburzeniem geometrii nadwozia, np. w wyniku zderzenia i nieprawidłowej lub niekompletnej naprawy, a także związane z nimi zaburzenia geometrii zawieszenia.

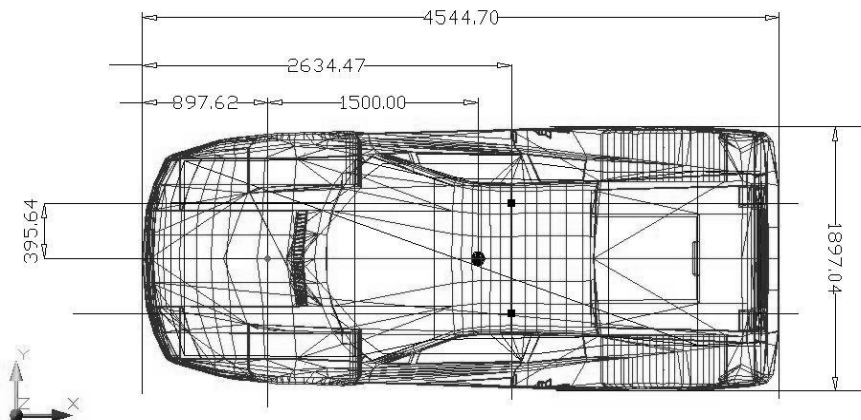
Zaburzeniami związanymi z geometrią nadwozia zajmowano się w niektórych pracach, również w kwestii ich ewentualnego wpływu na niektóre cechy eksploatacyjne pojazdu.

W pracy [70] poruszony został problem wyznaczania charakterystyk bocznego znoszenia samochodu z uwzględnieniem wpływu zakłóceń pochodzących

od parametrów zawieszenia oraz struktury nadwozia. Natomiast w pracy [73] przeprowadzona została analiza wpływu położenia środka masy na ruch pojazdu ciężarowego.

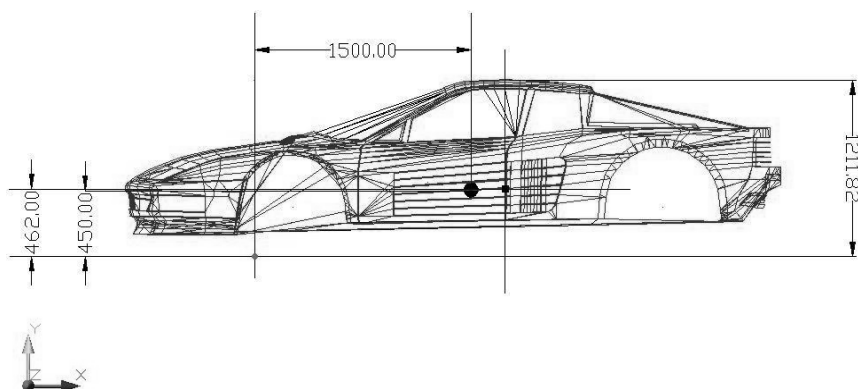
Rozważania w zakresie zaburzeń geometrii nadwozia związane z ich wpływem na stateczność ruchu pojazdu można prowadzić np. z użyciem pojazdu z rys. 1, przyjmując założenie upraszczające, że położenie środków mas kierowcy i pasażera leży w jednej płaszczyźnie (jednakowa wysokość nad poziomem jezdni). Odległość środków mas kierowcy i pasażera od przedniej krawędzi pojazdu pokazano na rys. 16 i 17, przy czym nie uwzględniono bagażu. W oparciu o rysunki określić można położenie środków mas obciążających nadwozie względem punktu „origo”.

Analizy dotyczące zmian konstrukcyjnych wpływających na parametry masowo-bezwładnościowe samochodu można rozszerzyć, nie ograniczając się jedynie do wyznaczenia współrzędnych środka masy nadwozia pojazdu obciążonego kierowcą i pasażerem, co sprowadzałoby się do problemów poruszonych w podrozdziale 3.1. Chcąc uwzględnić zaburzenia geometrii nadwozia, można do uzyskanych w wyniku obliczeń współrzędnych położenia środka masy dodać dodatkowe zaburzenie, przyjmując, że wynikało ono ze zderzenia i nieprawidłowo wykonanej naprawy powypadkowej, bez kontroli wymiarów oraz punktów bazowych nadwozia. Trudnością jest określenie wielkości tego zaburzenia. Ponieważ nie znaleziono literatury przedstawiającej typowe zaburzenia położenia środka masy w pojazdach powypadkowych oraz poddanych naprawie powypadkowej, więc wielkości zaburzeń dodatkowych można przyjąć tak, aby pozwoliły one na odzwierciedlenie ich ewentualnego wpływu na stateczność pojazdu podczas wykonywania wybranego manewru, np. podwójnej zmiany pasa ruchu. Rozważania takie prowadzono np. w pracy [288]. Symulowany manewr nie był standardowy, ponieważ zmodyfikowano go tak, aby odzwierciedlał omijanie przeszkody na odległości ok. 700 m.



Rys. 16. Położenie środków mas kierowcy i pasażera przyjęte na potrzeby pracy [288].
Rzut z góry

Źródło: [288].



Rys. 17. Położenie środków mas kierowcy i pasażera przyjęte na potrzeby pracy [288].
Rzut z lewej

Źródło: [288].

Rozważania prowadzone w pracy [288] można rozszerzyć na inne typy pojazdów poddawanych analizie. Dla przykładu w samochodzie czteremiejscowym z rys. 2 można przyjąć, że nadwozie z wyniku zderzenia zostało zdeformowane, a następnie naprawione bez kontroli z użyciem ramy pomiarowej (prostowanie odkształconych elementów) oraz wymiany zniszczonych fragmentów nadwozia z wykorzystaniem mas wypełniających i innych technik upraszczających oraz zmniejszających koszty naprawy. Można także przyjąć, że rama pomiarowa tylko w części eliminuje wady wynikające z naprawy nadwozia, ponieważ naprężenia powstające w wyprostowanych elementach mogą skutkować ich ponownym, pozornie niewidocznym odkształceniem w czasie dalszej eksploatacji. Ponadto wprowadzenie dodatkowych elementów masowych w miejscach uszkodzeń zmienia wartości parametrów masowo-bezwładnościowych.

Dla przykładu można przyjąć, że współrzędne środka masy nadwozia pojazdu czteremiejscowego z rys. 2, i tak już zmienione po obciążeniu (rys. 14 i 15), zostaną dodatkowo zmodyfikowane poprzez dodanie zaburzenia wynikłego z nieprawidłowej naprawy powypadkowej. Jeśli przyjęto, że naprawa została przeprowadzona niefachowo, to dodatkowe zaburzenie może wynieść np. około 0,01 m w kierunku osi Ox oraz Oy , a także około 0,005 m w kierunku pionowym (Oz). Nie są to założenia poparte konkretnymi danymi, jednak zmiany te zostały przyjęte przykładowo, w celu zobrazowania omawianego zjawiska.

Otrzymane w wyniku powyższych rozważań rezultaty wyniosły:

- a) dla pierwszej konfiguracji obciążenia pojazdu z rys. 14 i 15 (masa nadwozia obciążonego $m_{NO} = 1240$ kg):
 - współrzędne środka masy samochodu obciążonego pasażerami i bagażem z dodatkowo uwzględnionym zaburzeniem wynikłym z naprawy:
 $x_C = 1,642$ m, $y_C = -0,018$ m, $z_C = 0,535$ m;
 - momenty bezwładności i dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo” po uwzględnieniu zmian związanych z naprawą powypadkową:
 $I_{X0} = 555$ kg·m², $I_{Y0} = 4198$ kg·m², $I_{Z0} = 3943$ kg·m²;

$$I_{XY0} = -36 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{XZ0} = 1089 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{YZ0} = -12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

b) dla drugiej konfiguracji obciążenia pojazdu z rys. 14 i 15 (masa nadwozia obciążonego $m_{NO} = 1400 \text{ kg}$):

– współrzędne środka masy samochodu:

$$x_C = 1,702 \text{ m}, y_C = 0,038 \text{ m}, z_C = 0,555 \text{ m};$$

– momenty bezwładności i dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo” po uwzględnieniu zmian związanych z naprawą powypadkową:

$$I_{X0} = 632 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Y0} = 4986 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Z0} = 4656 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$I_{XY0} = 76 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{XZ0} = 1322 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{YZ0} = 24 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Stosunkowo małe dodatkowe zaburzenie może powodować zmiany parametrów masowo-bezwładnościowych pojazdu. Można też przypuszczać, że takie zaburzenia wpływają na pracę podstawowych układów samochodu odpowiedzialnych za łatwość manewrów oraz komfort jazdy z punktu widzenia kierowcy.

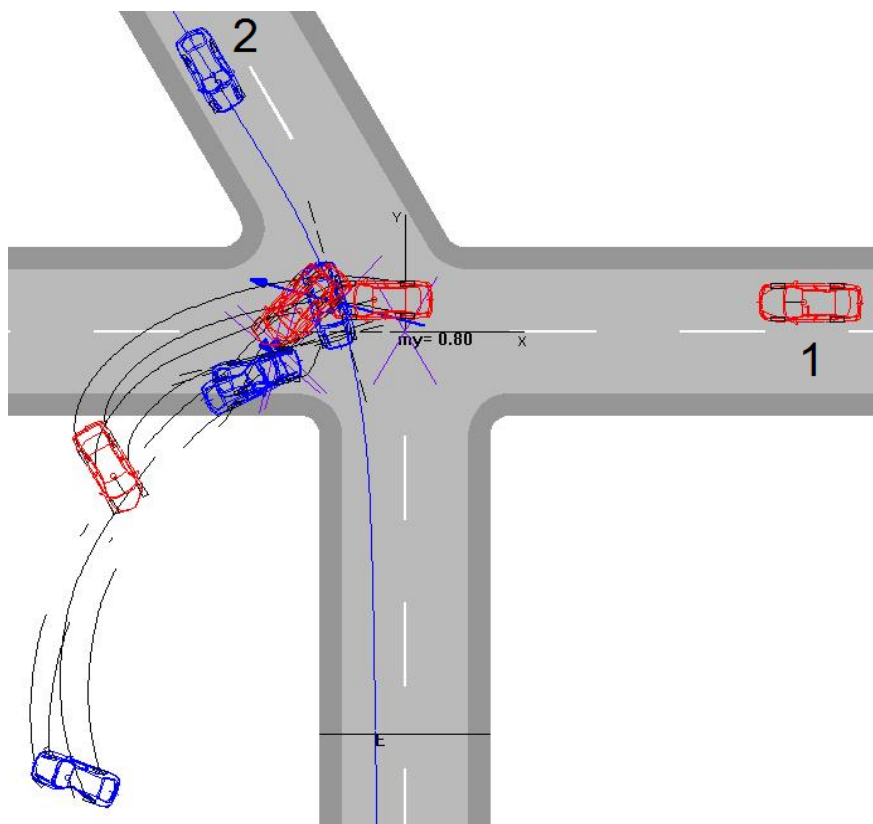
Problem w rozważaniu zaburzeń wynikłych ze zderzenia i późniejszej naprawy powypadkowej polega na oszacowaniu wielkości dodatkowych zaburzeń dodawanych do współrzędnych środka masy. Takie rozważania prowadzono m.in. w pracy [288], jednak nie znaleziono żadnych opracowań pokazujących, jak duże mogą być to zaburzenia.

Chcąc sprowadzić problem zaburzeń położenia środka masy m.in. do kwestii współpracy koła z nawierzchnią, poprzez np. różne wartości reakcji wynikłe z nierównomiernego rozkładu mas, można przeprowadzić np. w programie PC-Crash symulację zderzenia pojazdów, dzięki której pokazane będą zmiany wartości normalnych reakcji nawierzchni samochodu po zderzeniu. Ponadto można przeprowadzić dwuetapową analizę wyznaczania położenia środka masy pojazdu po zderzeniu.

W tym celu można przeprowadzić następującą symulację zderzenia bocznego skośnego. Niech pojazdem uderzającym jest duży samochód osobowy, np. limuzyna (nr 1 na rys. 18), uderzanym zaś – pojazd kompaktowy (nr 2 na rys. 18). Niech pojazdy biorące udział w symulacji poruszają się z prędkościami: 80 km/h pojazd 1 oraz 50 km/h pojazd 2. Masa całkowita pojazdu 1 wynosi 1700 kg, zaś pojazdu 2 – 1195 kg, natomiast wysokość położenia środka masy, zgodnie z pracą [222] przyjęto dla pojazdu 1 równą 0,543 m, dla pojazdu nr 2 – 0,535 m.

Rozważania takie prowadzono m.in. w pracy [293], gdzie jednym z celów analizy było wyznaczenie współrzędnych środka masy pojazdu po zderzeniu. Obliczenia związane ze zmianą parametrów masowo-bezwładnościowych prowadzono dla pojazdu nr 2, jako tego, w którym zaobserwowano większe uszkodzenia. Za podstawę tych obliczeń przyjęto podział pojazdu na bryły o równomiernym lub nierównomiernym rozkładzie mas, w oparciu np. o pracę [270], na podstawie zaś otrzymanych wyników stwierdzono, że przyjmowanie równomiernego rozkładu mas w pojeździe może skutkować nieprawdziwymi wynikami niemogącymi stanowić podstawy do dalszych rozważań.

Pokazano wartości reakcji pionowych dla każdego z kół pojazdu nr 2 przed i po zderzeniu (rys. 19 i 20), a także widok pojazdu przed i po zderzeniu wraz z deformacjami i wymiarami brył, na które podzielono pojazd.



Rys. 18. Przebieg symulacji zderzenia bocznego skośnego z pracy [293]
 Źródło: [293].

obc. koła 1	(N) :	2930.74
obc. koła 2	(N) :	2930.74
obc. koła 3	(N) :	2930.74
obc. koła 4	(N) :	2930.74

Rys. 19. Wartości reakcji pionowych nawierzchni na koła pojazdu nr 2 z rys. 18 przed zderzeniem

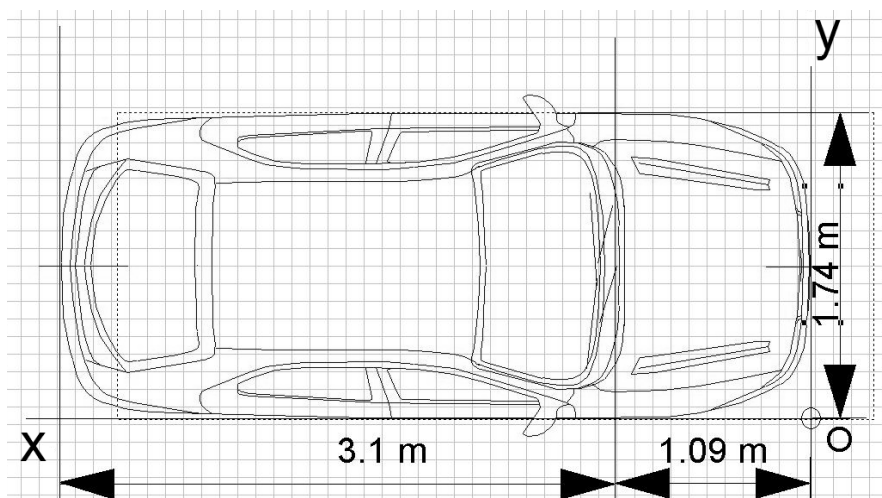
Źródło: [293].

obc. koła 1	(N) :	2869.97
obc. koła 2	(N) :	2996.68
obc. koła 3	(N) :	2864.84
obc. koła 4	(N) :	2991.55

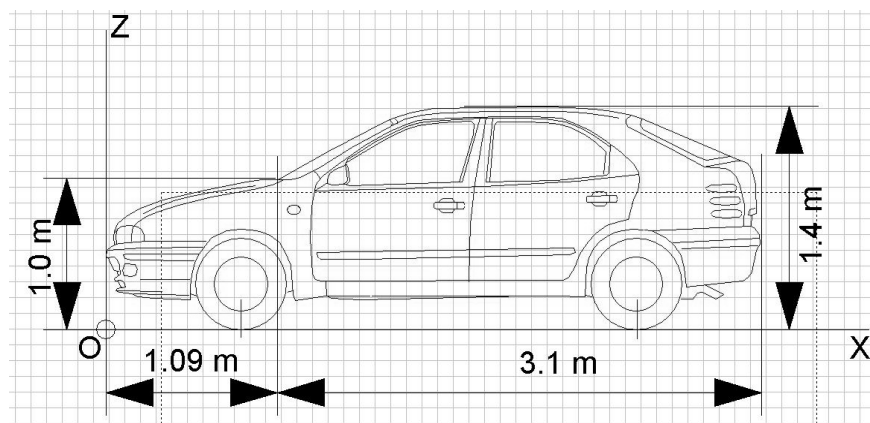
Rys. 20. Wartości reakcji pionowych nawierzchni na koła pojazdu nr 2 z rys. 18 po zderzeniu

Źródło: [293].

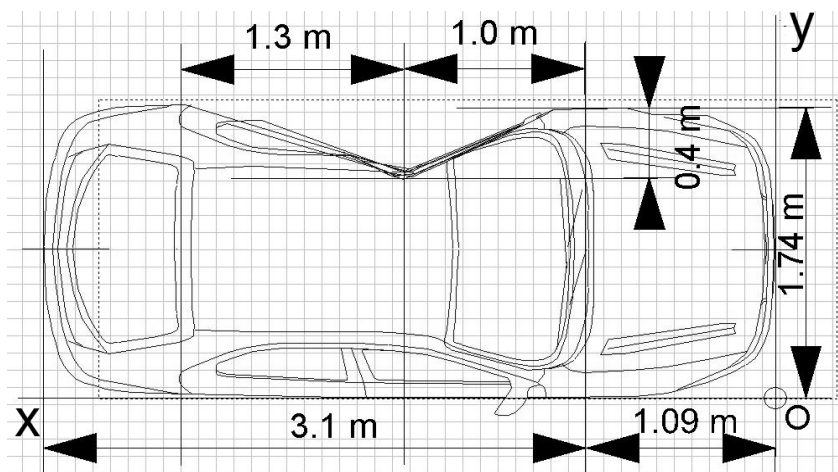
Widok pojazdu nr 2 w rzucie z góry i z boku przed zderzeniem oraz z góry po zderzeniu pokazano odpowiednio na rys. 21 i 22 oraz na rys. 23, przy czym rysunki te zawierają wymiary przyjęte do obliczeń współrzędnych położenia środka masy.



Rys. 21. Rzut bryły pojazdu nr 2 z góry, przed zderzeniem
Źródło: [293].

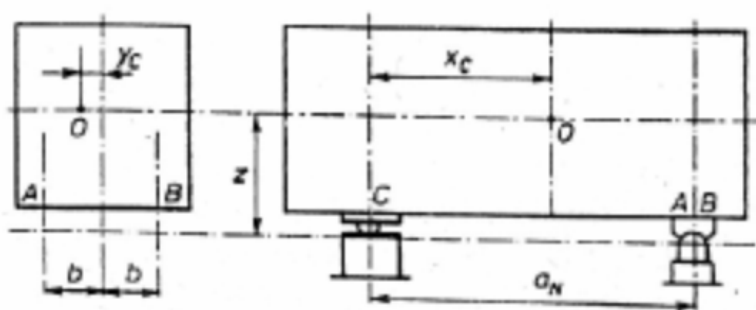


Rys. 22. Rzut bryły pojazdu nr 2 z boku, przed zderzeniem
Źródło: [293].



Rys. 23. Rzut bryły pojazdu nr 2 z góry. Widok po zderzeniu
Źródło: [293].

Prócz pokazanych wyników w pracy [293] przeprowadzono dodatkowo krótką analizę dotyczącą możliwości alternatywnego wyznaczania parametrów masowych samochodu traktowanego jako bryła sztywna. Stwierdzono, że bazując np. na rozważaniach z pracy [134], można przyjąć sposób podparcia pojazdu w trzech punktach, jak na rys. 24. Sposób ten w pracy [134] pokazano dla wagonów kolejowych. Bryłę samochodu można jednak potraktować jako quasi-sztywną, co umożliwi wykorzystanie przedstawionej metody.



Rys. 24. Sposób podparcia bryły samochodu zaproponowany w pracy [113] dla wagonu kolejowego
Źródło: [293].

Rozważania omówione wyżej zostały szerzej zaprezentowane w pracy [293]. Miały one na celu podkreślenie, że powstałe w wyniku zderzenia deformacje nadwozia mogą stanowić dodatkowy czynnik zaburzający jego geometrię w taki sposób, że nieprawidłowa naprawa może spowodować nierównomierny nacisk kół na

nawierzchnię, co w efekcie może skutkować nierównomiernymi siłami w kontakcie koła z drogą dla każdego z kół samochodu. Zjawiska te w połączeniu z innymi parametrami zaburzającymi ruch mogą decydować o niektórych cechach eksploatacyjnych pojazdu wypadkowego lub przynajmniej obciążonego nierównomiernie.

Analizę zjawisk związanych z eksploatacją samochodów można prowadzić również dla pojazdów ciężarowych, gdzie po pierwsze środek masy ma inne położenie niż w przypadku pojazdów osobowych, po drugie obciążenia oraz siły w kontakcie kół z nawierzchnią również mogą mieć inny, bardziej zróżnicowany rozkład.

3.3. Zaburzenia pochodzące od nierówności dróg

Kolejnym parametrem wpływającym na ruch pojazdu, na który można zwrócić uwagę podczas badania cech eksploatacyjnych samochodu, są zaburzenia zewnętrzne niewynikające bezpośrednio z rozkładu mas czy zmian konstrukcyjnych wywołanych np. zderzeniem pojazdów. Tymi zaburzeniami mogą być np. siły pochodzące od naporu wiatru bocznego, zjawiska zachodzące podczas współpracy koła z nawierzchnią drogi, gdzie stan nawierzchni odgrywa kluczową rolę (np. nawierzchnia oblodzona) lub zjawiska towarzyszące pokonywaniu dróg o nawierzchni pochyłej. Wspomnianymi zjawiskami różni autorzy zajmowali się w wielu pracach, np. [52], [68], [69], czy [70]. W dalszych rozważaniach zjawiska aerodynamiczne oraz związane z poprzeczną pochyłością drogi nie będą uwzględniane.

Inną kwestią jest przyjęcie nierównej nawierzchni jako dodatkowego czynnika, który może powodować zakłócenia ruchu pojazdu, szczególnie podczas wykonywania manewrów związanych ze zmianą kierunku ruchu samochodu.

Na potrzeby analizy dotyczącej tych zagadnień zwrócono uwagę na zaburzenia ruchu pojazdu pochodzące od nierówności dróg, przy czym nierówności te są traktowane jako proces stochastyczny o własnościach: stacjonarny w szerszym sensie i globalnie ergodyczny, w którym występują nierówności o różnej długości fali. Ponadto w rozważaniach na temat wpływu wybranych parametrów na określone wcześniej cechy eksploatacyjne pojazdu uwzględniono ruch pojazdu po drodze o losowo występujących nierównościach z możliwością przyjęcia różnego współczynnika przyczepności kół do nawierzchni w przypadku jazdy po drodze oblodzonej lub mokrej.

W programie MSC Adams/Car profil nawierzchni domyślnie przyjętej dla symulacji dowolnego manewru jest płaski, zaś w celu przeprowadzenia symulacji na nawierzchni z losowo występującymi nierównościami należy go zmienić. Zmiany tej dokonuje się poprzez wybór odpowiedniego pliku definiującego żądany profil drogi (w programie MSC Adams/Car plik ten nosi nazwę „2d_stochastic_uneven.rdf”) na etapie ustawień parametrów symulacji wybranego manewru.

W badaniach wybranych cech eksploatacyjnych samochodu można wykorzystać profil drogi o losowo występujących nierównościami, przyjmując wartość współczynnika przyczepności kół do nawierzchni jednakową dla każdego koła (zarówno dla nawierzchni suchej, mokrej, jak i oblodzonej) oraz współczynnik zapewniający podobieństwo profilu drogi dla kół lewych i prawych określane jako

$corr_{lp}$, równy 0, 1 lub 0,5. Przedstawiane założenia wykorzystano np. w pracy [283], [286], [289] czy [292].

Procedura generowania losowych nierówności drogi podana została np. w pracy [130], gdzie badano stateczność techniczną stochastyczną modelu matematycznego wagonu kolejowego. Co prawda nierówności generowano dla toru kolejowego, jednak ponieważ profil drogi w programie Adams/Car jest generowany dla każdego koła oddzielnie, zatem podana metoda może być stosowana również w przypadku badania ruchu modeli matematycznych samochodów.

Przedstawiona w pracy [130] metoda generowania nierówności toru jako realizacji procesu stochastycznego D_x stacjonarnego w szerszym sensie i globalnie ergodycznego polega na aproksymowaniu tej realizacji innym procesem stochastycznym \tilde{D}_x mającym taką samą wartość gęstości widmowej mocy nierówności (która jest transformatą Fouriera funkcji kowariancji), a co za tym idzie także taką samą wartość funkcji kowariancji.

W założeniach metody opisywanej w pracy [130] przyjęto, że losowy charakter mają następujące parametry toru kolejowego:

- szerokość toru (wzajemna odległość między główkami szyn);
- nierówności pionowe i poprzeczne toru;
- tzw. „przechyłka” toru, czyli pochylenie poprzeczne linii łączącej wierzchołki główek szyn względem poziomu.

Ze względu na losowy charakter parametrów toru oraz to, że w wyniku podanej metody ich wartości mają być generowane, opisano ich własności probabilistyczne, zwracając uwagę na naturalną w przypadku nierówności geometrycznych cechę stacjonarności w szerszym sensie i globalnej ergodyczności. Ponadto zaproponowano postać funkcji kowariancji opisującej wspomniane parametry toru, dzięki czemu łatwiejsza jest również analiza widmowa procesu jako transformacji Fouriera funkcji kowariancji. Autor pracy [130] zaprezentował także uogólnienie tej metody dla niestacjonarnych procesów stochastycznych.

W pracy [130] zaprezentowano także alternatywną metodę numerycznego generowania realizacji procesu \tilde{D}_x , dzięki której można generować losowe nierówności geometryczne toru kolejowego. Podana metoda może znaleźć zastosowanie przy generowaniu nierówności drogi dla każdego z kół. Należy jedynie pamiętać, że potencjalne losowe odchyłki toru od normy mogą być znacznie mniejsze niż nierówności nawierzchni drogi względem jej płaszczyzny. W związku z tym dla ruchu samochodów można przyjąć większe dopuszczalne przedziały wartości generowanych parametrów. W przypadku ruchu pojazdu po drodze tymi parametrami mogą być np. szerokość między środkami śladu kontaktu kół lewych i prawych z drogą, pionowe i poprzeczne nierówności nawierzchni oraz pochylenie poprzeczne płaszczyzny drogi względem poziomu.

W pracy [288] za opracowaniami dydaktycznymi z zakresu obsługi programu Adams/Car przytoczono proces generowania profilu nawierzchni drogi z losowo występującymi nierównościami, który przebiega następująco:

- po pierwsze generowane są sygnały szumu białego na podstawie zmiennych losowych o prawie jednorodnym rozkładzie;
- dwie z tych zmiennych są następnie przypisywane do drogi w odległości co 10 mm;

- otrzymane w ten sposób wartości całkowane są po argumentie długości drogi;
- efektem całkowania jest otrzymanie dwóch aproksymowanych realizacji prędkości szumu białego, zaś sygnały o takich własnościach stanowią profile drogi o falistości 2^1 ;
- następnie obydwie realizacje $z_l(s)$ oraz $z_p(s)$ zostają przekształcone za pomocą wzoru (3.1) w celu otrzymania profilu drogi dla koła lewego i prawego (odpowiednio $z_l(s)$, oraz $z_p(s)$), co przedstawiono w oparciu o pracę [257]:

$$\begin{aligned} z_l(s) &= z_1(s) + \frac{corr_{lp}}{2}(z_2(s) - z_1(s)) \\ z_p(s) &= z_2(s) + \frac{corr_{lp}}{2}(z_2(s) - z_1(s)) \end{aligned} \quad (3.1)$$

gdzie: $corr_{lp}$ – współczynnik określający podobieństwo między profilami drogi dla realizacji sygnałów $z_l(s)$ oraz $z_p(s)$.

Nierównościami drogi i profilom dróg o losowo występujących nierównościami poświęcono wiele prac, np. [14], [65], [84], [203] czy [254]. W pracach tych autorzy podejmowali m.in. próby analiz losowych nierównośći dróg z punktu widzenia ich opisu oraz możliwości generowania.

Warto podkreślić, że np. w celu badania stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu w oparciu o symulację istotne jest przyjęcie, że losowo występujące nierównośći drogi są traktowane jako stacjonarny i globalnie ergodyczny proces stochastyczny (kryterium Lipschitza przytoczone m.in. w pracy [140]), dzięki czemu badanie stateczności może odbywać się na podstawie jednej realizacji.

Problem opisu losowych nierównośći nawierzchni ujęto także w normie ISO 8608, gdzie dokonano klasyfikacji wzdłużnych profili dróg w oparciu o gęstość widmową mocy ich nierównośći. Pokazano to także m.in. w pracach [65] i [255], gdzie stwierdzono, że jeśli pojazd porusza się po losowo nierównej drodze z określoną prędkością, to nierównośći nawierzchni mogą być określone przez ich gęstość widmową mocy.

W normie ISO 8608 określono nierównośći drogi jako proces stacjonarny, gaussowski. W oparciu o gęstość widmową mocy nierównośći nawierzchni dokonano klasyfikacji dróg na klasy od A do H. Podstawą podziału jest wzór [255]:

$$G_H(\Omega) = C(\Omega/\Omega_0)^{-\delta} \quad (3.2)$$

gdzie:

- C – wskaźnik wyrażony w $[m^3/rad]$, określający stan nawierzchni;
- Ω – częstość kołowa nierównośći drogi $[rad/m]$;
- Ω_0 – tzw. częstość kołowa odniesienia, równa zazwyczaj $1 [rad/m]$;
- δ – wskaźnik tzw. falistości drogi, który określa, czy w widmie występują nierównośći o falach długich czy krótkich. Zazwyczaj przyjmowana wartość tego wskaźnika równa jest 2.

¹ Falistość drogi została opisana w kilku pracach, m.in. w [186].

W normie ISO 8608 klasyfikacja dróg przedstawiona jest dla wartości wskaźnika $\delta = 2$ oraz $\Omega_0 = 1$ rad/m w oparciu o wartość iloczynu $C \times 10^{-6}$ następująco [255]:

- klasa A – średnia wartość wskaźnika C równa 1, brak dolnej wartości granicznej, górna wartość graniczna równa 2;
- klasa B – średnia wartość wskaźnika C równa 4, dolna wartość graniczna równa 2, górna wartość graniczna równa 8;
- klasa C – średnia wartość wskaźnika C równa 16, dolna wartość graniczna równa 8, górna wartość graniczna równa 32;
- klasa D – średnia wartość wskaźnika C równa 64, dolna wartość graniczna równa 32, górna wartość graniczna równa 128;
- klasa E – średnia wartość wskaźnika C równa 256, dolna wartość graniczna równa 128, górna wartość graniczna równa 512;
- klasa F – średnia wartość wskaźnika C równa 1024, dolna wartość graniczna równa 512, górna wartość graniczna równa 2048;
- klasa G – średnia wartość wskaźnika C równa 4096, dolna wartość graniczna równa 2048, górna wartość graniczna równa 8192;
- klasa H – średnia wartość wskaźnika C równa 16384, dolna wartość graniczna równa 8192, brak górnej wartości granicznej.

W normie jako drogi klasy A określono gładkie nawierzchnie dróg szybkiego ruchu, dla których iloczyn $C \times 10^{-6}$ jest równy 10^{-6} . Dla dróg o najbardziej nierównej nawierzchni jego wartość średnia wynosi 16384×10^{-6} .

W pracy [65] pokazano dwie metody generowania jednowymiarowych, losowych nierówności drogi, czyli sposób z wykorzystaniem filtru kształtującego oraz aproksymacji sinusoidalnej użytych w symulacji tzw. ćwierci lub połowy modelu matematycznego samochodu (jedno koło z zawieszeniem oraz masą pojazdu, która na nie przypada bądź tylko przednie lub tylne koła z zawieszeniem i obciążającą je częścią masy pojazdu) wykorzystywanej zazwyczaj w przypadku badania określonych cech zawieszenia i odpowiedzi zawieszenia pojazdu na wymuszenie. Odniesiono się także do klasyfikacji nawierzchni dróg zawartej w przytoczonej wyżej normie. Pokazano sposób generowania losowych nierówności drogi z użyciem filtru kształtującego oraz zwrócono uwagę na możliwość wykorzystania aproksymacji sinusoidalnej do generowania losowych profili dróg.

W przypadku filtru kształtującego zauważono, że stała czasowa funkcji przenoszenia pierwszego rzędu, która jest odpowiedzialna za generowanie losowych nierówności nawierzchni, jest niezależna od pochylenia drogi. Stwierdzono przy tym, że w większości opracowań przyjmuje się zależność tej stałej zarówno od profilu drogi, jak i od prędkości jazdy samochodu. W przypadku przybliżenia sinusoidalnego zauważono proporcjonalność każdej otrzymanej amplitudy funkcji sinusoidalnej opisującej nierówność do kwadratowego pierwiastka jej gęstości widmowej mocy, co powoduje, że za pomocą współczynników szeregu Fouriera można aproksymować m.in. sygnał zdeterminowany.

W pracach [21] i [22] autorzy zajmowali się statystycznym opisem oraz analizą losowo występujących nierówności dróg, przy czym w [21] do zamodelowania nierównej nawierzchni drogi zaproponowany został proces średniej ruchomej Laplace'a, sam zaś model odpowiadał ośmiu pomierzonym nawierzchniom dróg.

Natomiast w [22] zaproponowany został statystyczny opis i analiza uszkodzeń samochodów w wyniku jazdy po losowo nierównej nawierzchni, przy czym zwrócono uwagę na niemożność zastosowania standardowych narzędzi statystyki ze względu na przyjętą cechę niestacjonarności nierówności drogi. To z kolei skłoniło autorów pracy do zwrócenia uwagi na pewien sposób aproksymacji intensywności uszkodzeń pojazdu jako opis wpływu nierówności drogi na te uszkodzenia.

W pracy [203] dokonano analizy możliwości wykorzystania profili dróg oraz modeli matematycznych pojazdów do przewidywania odpowiedzi rzeczywistych samochodów na wymuszenia pochodzące od nierówności dróg. Celem analizy było opracowanie algorytmu wspomagającego pomiar profili dróg, pozwalającego przekształcać sygnał wejściowy uzyskany w wyniku symulacji liniowego modelu matematycznego tzw. połowy samochodu (ang. *half-car model*) o 4 stopniach swobody, poruszającego się po losowo nierównej nawierzchni, na rzeczywisty profil o losowych nierównościach mogący odzwierciedlać rzeczywistą nawierzchnię drogi. Model matematyczny połowy samochodu sprowadza się do zastąpienia dwóch kół jednej osi jednym kołem o masie i charakterystykach zawieszenia odpowiadających dwóm kołom oraz elementom zawieszenia tych kół.

W pracy [296] pokazano wyniki analiz związanych z modelowaniem niestacjonarnych losowych profili nierówności dróg, które można wykorzystać w symulacjach ruchu pojazdu, badając jego odpowiedź na wymuszenie pochodzące od drogi. Modelowanie tych nierówności było możliwe dzięki wykorzystaniu gęstości widmowej mocy stacjonarnych losowych nierówności drogi. Podobnymi zagadnieniami zajmowali się autorzy pracy [261].

Innym podejściem do analizy losowych nierówności nawierzchni jest analiza widmowa, co zostało pokazane m.in. w ramach pracy [255] dla modelu matematycznego ćwierci samochodu (ang. *quarter-car model*), za który przyjęto traktować jedno koło ogumione oraz odpowiadające mu elementy zawieszenia (tzw. masy nieresorowane) i nadwozia (tzw. masy resorowane). W pracy tej przyjęto, że cechy podatno-tłumiące zawieszenia wyrażone są pasywną sprężyną o stałej sztywności $k_s = 16000$ N/m oraz tłumikiem pasywnym o stałym współczynniku $c_s = 980$ Ns/m. Sam model ćwierci samochodu został opisany m.in. w pracy [130].

W pracy [255] dokonano, na podstawie modelu matematycznego ćwierci samochodu analizy możliwości widmowego modelowania wzdłużnych profili drogi w oparciu o aproksymację linią prostą (tzw. widmo o jednym spadku) wykresów gęstości widmowej mocy nierówności typowych dróg określonych normą ISO 8608. Zauważono, że modelowanie nierówności losowych zgodnie z normą opiera się na założeniu, że dana droga ma takie same wartości parametrów statystycznych służących do jej opisu na całej długości modelowanego odcinka. Przedstawiono klasyfikację profili dróg o losowych nierównościach zgodnie z normą ISO 8608, w której określony został sposób opisu pomiarów nierówności dróg, a nie ich przeprowadzania.

Jako alternatywę dla założeń normy ISO podano sposób modelowania profili dróg z wykorzystaniem tzw. widma dwuspadkowego (krzywej złożonej z dwóch prostych, nierównoległych odcinków) określonego w pracy [255] jako widmo MIRA (*Motor Industry Research Association*), polegający na aproksyma-

cji gęstości widmowych nierówności dróg różnych klas krzywą składającą się z dwóch odcinków (krzywą łamaną), co wg autorów umożliwiła matematyczne odwzorowanie danych empirycznych dotyczących losowych nierówności nawierzchni. Dane te zebrano, prowadząc pomiary dróg w Europie i Ameryce Północnej.

W pracy [99] dyskutowano różne metody estymacji gęstości widmowej mocy nierówności dróg oraz jej aproksymacji równaniami analitycznymi. W tym celu wykorzystano np. pomiary nierówności dróg z wykorzystaniem samochodu wyposażonego w czujniki laserowe wysokiej rozdzielczości dokonujące ciągłego pomiaru podczas jazdy na szerokości pasa ruchu, umożliwiając w ten sposób cyfrowe odtworzenie profilu drogi czy odpowiedź pojazdu wyposażonego w sprzęt pomiarowy na wymuszenia pochodzące od nierównej nawierzchni. Zwrócono uwagę na fakt, że do opisu charakterystyk nierówności dróg i torów kolejowych można wykorzystać dziedzinę ich długości fal. Ponadto dokonano przeglądu typowych nierówności toru kolejowego i analizy podobieństw w ich opisie do dróg kołowych. Stwierdzono, że w opisie geometrycznym nierówności w przypadku obydwu rodzajów dróg można wykorzystać krzywiznę linii odniesienia (linii pokazującej kształt, względem której wyznaczane są wszystkie punkty toru lub drogi), przechył poprzeczny oraz krzywą przejściową toru lub drogi. Takie porównanie może być istotne z punktu widzenia symulacji ruchu samochodu, ponieważ, jak podkreślono w pracy [99], wykorzystanie losowych nierówności w symulacjach wymaga, zwłaszcza jeśli wykorzystywane są dane rzeczywiste dotyczące nierówności nawierzchni bądź toru, różnych czynności, począwszy od pomiaru, przez przetwarzanie otrzymanych sygnałów pomiarowych, aż po selekcję nierówności nadających się do wykorzystania w wirtualnym profilu drogi, np. pod względem długości fali. Zwrócono także uwagę na istotność problemu w kwestii wykorzystania otrzymanych profili dróg losowo nierównych bądź torów kolejowych o losowych nierównościach jako czynnik determinujący otrzymanie poprawnych wyników symulacji ruchu pojazdów oraz odzwierciedlenie określonych warunków drogowych.

Takie podejście zaprezentowano w kwestii generowania losowych nierówności toru w pracy [130], jak również w kwestii przyjmowania określonych warunków drogowych podczas symulacji ruchu samochodów, co pokazano w rozdziale 4.

Gęstość widmowa mocy nierówności drogi ma na osi rzędnych (poziomej) odwrotność długości fal ($1/\lambda$).

Problem tzw. drgań „shimmy” w aspekcie nierówności dróg i współpracy koła z drogą nierówną został poruszony w pracy [209], zaś utrata kontaktu koła z nierówną drogą – np. w [180], w odniesieniu do krytycznej prędkości, przy której taka utrata kontaktu byłaby możliwa. W pracy [125] autorzy zajmowali się estymacją sił w normalnych i stycznych do płaszczyzny kontaktu koła z drogą, wykorzystując filtr Kalmana.

3.4. Reasumpcja rozdziału trzeciego

Z przedstawionej wyżej analizy wynika, że autorzy przytoczonych prac uwzględnili wiele aspektów wykorzystania określonych parametrów, zdetermi-

nowanych lub losowych, jako wielkości zaburzających ruch i mogących wpływać na cechy eksploatacyjne pojazdu.

Kluczowa wydaje się możliwość połączenia i analizy jednoczesnego wpływu kilku parametrów zakłócających ruch samochodu, nie zaś każdego z osobna. W tym aspekcie ważne jest wzięcie pod uwagę zarówno nierównomiernego i niesymetrycznego rozkładu mas w pojeździe, ewentualnych zmian konstrukcyjnych wynikających z eksploatacji, uszkodzeń bądź napraw powypadkowych, a także wpływu zakłóceń zewnętrznych, np. warunków drogowych związanych ze stanem nawierzchni (losowe nierówności drogi) oraz czynnikami atmosferycznymi (nawierzchnia sucha, mokra czy oblodzona).

Co do losowych nierówności dróg, to zarówno w zakresie symulacji, jak i modelowania oraz badań odpowiedzi samochodu na wymuszenia pochodzące od nawierzchni, wydaje się, że kluczowa jest odpowiedź na pytanie, jakie nierówności mogą wpływać na ruch pojazdu, np. na jego stateczność.

Chcąc odpowiedzieć na to pytanie, należy przeprowadzić analizę widmową losowych nierówności drogi. Jak już wcześniej wspomniano, losowe nierówności nawierzchni traktowane są jako proces stochastyczny stacjonarny w szerszym sensie i globalnie ergodyczny, co umożliwia dalszą analizę na podstawie jednej realizacji (jeden przebieg nierówności, np. w dziedzinie długości przebytej drogi). Mając profil nierówności nawierzchni w funkcji drogi, można wyznaczyć dwie podstawowe funkcje opisujące procesy losowe: średnią oraz funkcję autokorelacji.

Po otrzymaniu funkcji autokorelacji nierówności drogi można wyznaczyć jej transformatę Fouriera, w wyniku czego otrzymuje się gęstość widmową mocy tych nierówności w funkcji odwrotności ich długości fal. Umożliwia to dalszą analizę pokazującą, które długości fal losowych nierówności nawierzchni mogą mieć wpływ np. na omawiane w pracy cechy eksploatacyjne pojazdu.

Proces wyznaczania gęstości widmowej mocy nierówności nawierzchni można przyspieszyć, stosując algorytm szybkiej transformaty Fouriera (ang. FFT), ponieważ w ramach tego przekształcenia wyznaczana jest funkcja autokorelacji, a następnie gęstość widmowa mocy nierówności drogi.

Takie podejście umożliwia jednoczesną analizę wpływu wielu parametrów na ruch modelu matematycznego samochodu. Poza analizą widmową można również przyjmować różne wartości współczynnika przyczepności dla kół samochodu, odzwierciedlając np. najechanie jednym z kół na kałużę lub pobocze, a także różne wartości współczynnika określającego podobieństwo profilu nierówności drogi dla kół lewych i prawych pojazdu.

4. STATECZNOŚĆ TECHNICZNA JAKO PRZEDMIOT ANALIZY WPŁYWU PARAMETRÓW MASOWYCH NADWOZIA SAMOCHODU I NIERÓWNOŚCI DROGI NA RUCH POJAZDU

Jedną z bardziej istotnych cech eksploatacyjnych samochodu, szczególnie w bezpieczeństwie ruchu w różnych warunkach i przy realizacji różnych manewrów, wydaje się jego stateczność definiowana przez normę ISO 8855. Cecha ta postrzegana jest jako zdolność do utrzymania zadanego kierunku jazdy, natomiast w opisie matematycznym stateczność jest zdefiniowana w sensie Lapunowa, w związku z czym badania z wykorzystaniem tej definicji, zwłaszcza dla modeli matematycznych nieliniowych są znacznie bardziej złożone.

Bezpieczeństwo ruchu samochodu można rozpatrywać wg różnych kryteriów, np. pod kątem ochrony pasażerów podczas zderzenia lub korekty zadanego przez kierowcę toru jazdy. Na potrzeby dalszych rozważań z terminem bezpieczeństwo ruchu samochodu związane będą zagadnienia dotyczące zachowania się pojazdów w różnych warunkach ruchu, przy wykonywaniu różnych manewrów i różnym stanie nawierzchni drogi, ale bez uwzględniania systemów odpowiedzialnych za korygowanie toru jazdy (np. ESP, ABS, itp.). Dla badania stateczności modeli matematycznych samochodu używana będzie stateczność techniczna stochastyczna.

Definicję stateczności technicznej stochastycznej dla modeli matematycznych znaleźć można w pracy [23], gdzie została podana w następujący sposób.

Sformułowane zostały założenia, dzięki którym można stosować tę definicję w badaniach modeli matematycznych obiektów technicznych, w tym samochodów.

Przyjmijmy określone założenia. Dany jest układ równań stochastycznych:

$$\frac{dx}{dt} = f[x, t, \xi(t)] \quad (4.1)$$

gdzie $x=(x_1, \dots, x_n)$ oraz $f(x, t, y)=(f_1, \dots, f_n)$ są wektorami, natomiast $\xi(t)=(\xi_1, \dots, \xi_n)$, $t \geq 0$ jest procesem stochastycznym opisującym losowo występujące zaburzenia.

Dla funkcji $f(x, t, y)$ przyjęto, że jest określona dla każdego $x \in E_n$, $y \in E_n$ i $t \geq 0$. Przyjęto również, że dla procesu stochastycznego $f(0, t, \xi(t))$ zachodzi:

$$P\left\{\int_0^T |f(0, t, \xi(t))| dt < \infty\right\} = 1, \text{ dla każdego } T > 0 \quad (4.2)$$

Założono również istnienie procesu stochastycznego $f(X, t, \xi(t))$, który spełnia kryterium Lipschitza w przedziale $[0, T]$:

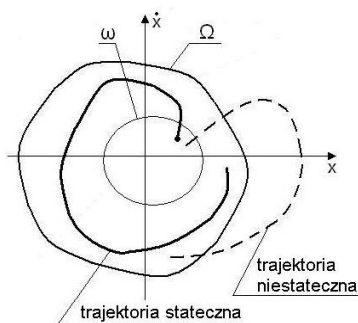
$$|f(x_2, t, \xi(t)) - f(x_1, t, \xi(t))| \leq \eta(t) |x_2 - x_1| \quad (4.3)$$

dla innego procesu $\eta(t)$ bezwzględnie całkownego w danym przedziale.

Wynikiem powyższych założeń jest istnienie tylko jednego rozwiązania z warunkami początkowymi $t = t_0$ oraz $x(t_0) = x_0$, które jest procesem stochastycznym bezwzględnie ciągłym, z prawdopodobieństwem 1 dla $t \geq t_0$.

Przy spełnieniu tych założeń została w pracy [23] zaprezentowana definicja stateczności technicznej stochastycznej, gdzie przyjęto istnienie dwu obszarów w przestrzeni euklidesowej E_n : ω – ograniczonego i otwartego oraz Ω – ograniczonego i zamkniętego, gdzie $\omega \subset \Omega$. Założono, że istnieje również liczba dodatnia ε , gdzie $0 < \varepsilon < 1$ oraz proces stochastyczny $X(t)$ określony dla $t \geq t_0$. Oznaczono również warunki początkowe rozwiązania przez $t = t_0$, $x(t_0) = x_0$ oraz rozwiązanie przez (t, t_0, x_0) .

Definicja stateczności technicznej stochastycznej, wg opracowania z pracy [23], brzmi: jeśli każde rozwiązanie równania (4.1) mające warunki początkowe (t, t_0, x_0) w obszarze ω należy do obszaru Ω z prawdopodobieństwem $1 - \varepsilon$, to układ (4.1) jest stateczny technicznie stochastycznie względem ω , Ω oraz procesu $\xi(t)$ z prawdopodobieństwem $1 - \varepsilon$ (rys. 25). Zależność tę opisano wzorem (4.4) m.in. w pracy [130].



Rys. 25. Graficzna interpretacja stateczności technicznej stochastycznej
Źródło: [130].

$$P\{(t, t_0, x_0) \in \Omega\} > 1 - \varepsilon, \quad \text{dla } \bar{x}_0 \in \omega \quad (4.4)$$

Na potrzeby niektórych prac autora, np. [288], przytoczone zostały definicje stateczności dla rzeczywistych samochodów (norma ISO 8855). Definicje te mogą zostać wykorzystane np. jako element umożliwiający porównania wyników otrzymanych w symulacjach komputerowych modeli matematycznych pojazdów z warunkami stateczności określonymi dla rzeczywistych samochodów.

Stan ustalony w normie ISO 8855 określono jako stan pojazdu, w którym suma przyłożonych sił zewnętrznych i pochodzących od nich momentów oraz równoważących je sił i momentów bezwładności tworzy układ, dla którego nie występują zaburzenia ruchu samochodu względem zadanego toru jazdy. Jako

przejsiowe zostały opisane inne stany, w których na samochód działają czynniki zaburzające jego zadany ruch. Definicje stateczności samochodu za normą ISO 8855 oraz pracą [288] brzmią następująco:

- stateczność nieokresowa – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że po każdym małym, czasowym zakłóceniu lub sygnale wejściowym sterującym pojazd powróci bez oscylacji do stanu ustalonego;
- stateczność obojętna – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że po każdym dowolnie małym, czasowym zakłóceniu lub sygnale wejściowym sterującym pojazd będzie wykonywał ruch bliski ruchowi pierwotnemu, ale do niego nie powróci;
- stateczność oscylacyjna – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że każde dowolnie małe, czasowe zakłócenie lub sygnał wejściowy sterujący wywołuje oscylacyjną odpowiedź pojazdu o malejącej amplitudzie i powrót do wyjściowego stanu ustalonego;
- niestateczność nieokresowa – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że każde dowolnie małe, czasowe zakłócenie lub sygnał wejściowy sterujący spowoduje wzmocnienie odpowiedzi pojazdu bez oscylacji;
- niestateczność oscylacyjna – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że każde dowolnie małe, czasowe zakłócenie lub sygnał wejściowy sterujący wywoła oscylacyjną odpowiedź pojazdu o rosnącej amplitudzie od początkowego, ustalonego stanu równowagi.

W wybranych pracach, np. w [145] i [148], dokonano prób odniesienia wyników otrzymanych w badaniach symulacyjnych modeli matematycznych samochodów do definicji zawartych w normie ISO 8855, przy czym porównań tych dokonano w oparciu o trajektorie ruchu pojazdów uzyskane w procesie symulacji.

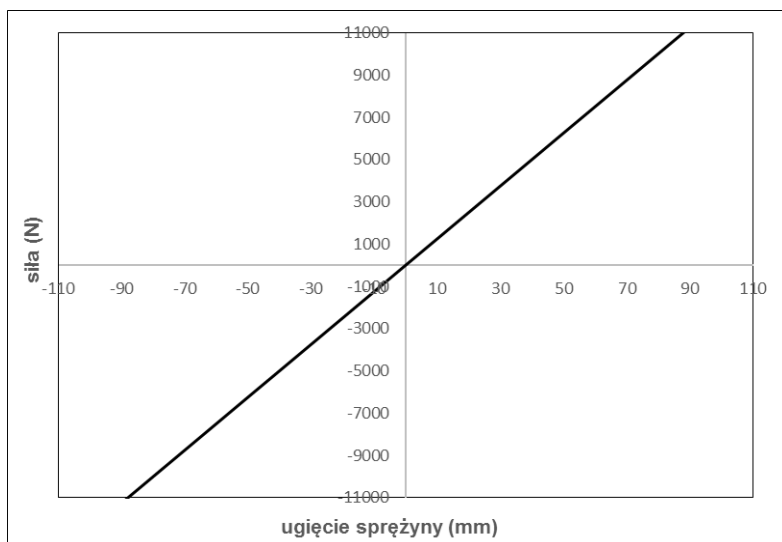
4.1. Badanie stateczności technicznej stochastycznej na przykładzie wybranych manewrów

Stateczność techniczną stochastyczną wybrano, ponieważ definicję tę można odnieść do warunków rzeczywistych ruchu pojazdu (np. zaburzenia zewnętrzne pochodzące od nierówności drogi). Problem ten można analizować na podstawie otrzymanych trajektorii ruchu rzeczywistych obiektów lub modeli matematycznych, przy przyjętych kryteriach związanych ze znalezieniem się danej trajektorii w obszarze uważanym za przedział rozwiązań dopuszczalnych.

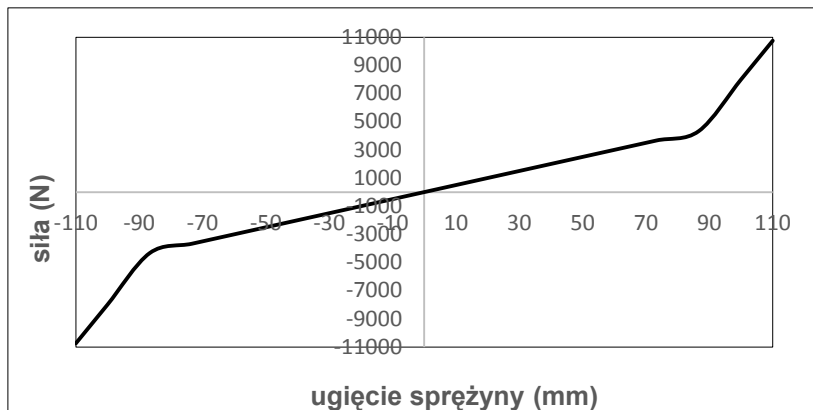
Badając stateczność techniczną stochastyczną modeli matematycznych samochodów, można jakościowo i ilościowo ocenić ruch pojazdu pod kątem bezpieczeństwa wykonywania określonych manewrów w różnych warunkach drogowych i obciążenia, jak również dokonać porównań między otrzymanymi w wyniku symulacji rezultatami a definicjami zawartymi w normie ISO 8855 dla rzeczywistych samochodów. Przykłady wykorzystania definicji stateczności technicznej stochastycznej jako ocenianej cechy eksploatacyjnej samochodu pokazano w wybranych pracach autora ([140], [283], [287], [290] czy [292]), zaś przykłady prób porównania trajektorii otrzymanych w symulacjach z definicjami zawartymi w normie ISO 8855 – m.in. w [148] i [288].

Wykorzystany w pracach, np. [140], [283] czy [290], pojazd z rys. 1 został zmodyfikowany pod kątem charakterystyk zawieszenia, które pierwotnie były liniowe. Uwzględnione zostały nieliniowe elementy sprężysto-tłumiące. Na rys. 26a pokazano liniową zależność siły od ugięcia sprężyny, zaś na rys. 26b – charakterystykę nieliniową elementu wykorzystywanego w symulacjach pojazdu z rys. 1. Natomiast na rys. 27a zaprezentowano liniową zależność siły tłumienia od prędkości działania amortyzatora w kolumnie MacPhersona, na rys. 27b – charakterystykę nieliniową tego elementu przyjętą w symulacjach pojazdu z rys. 1.

a)



b)

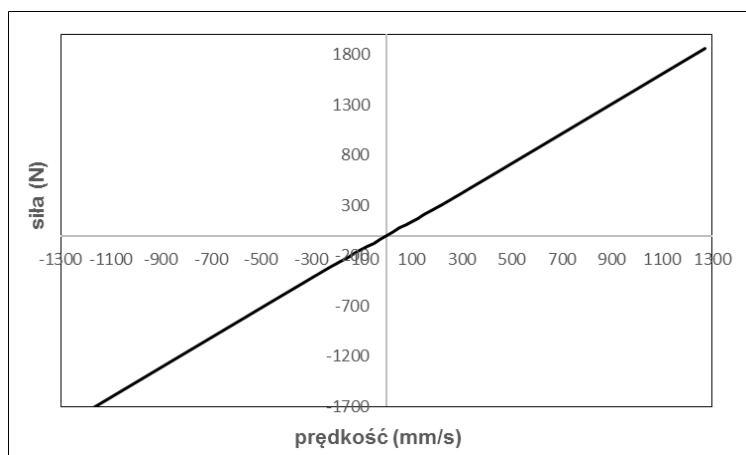


Rys. 26. Siła w funkcji ugięcia sprężyny w zawieszeniu pojazdu z rys. 1 – charakterystyka liniowa (a) oraz nieliniowa (b)

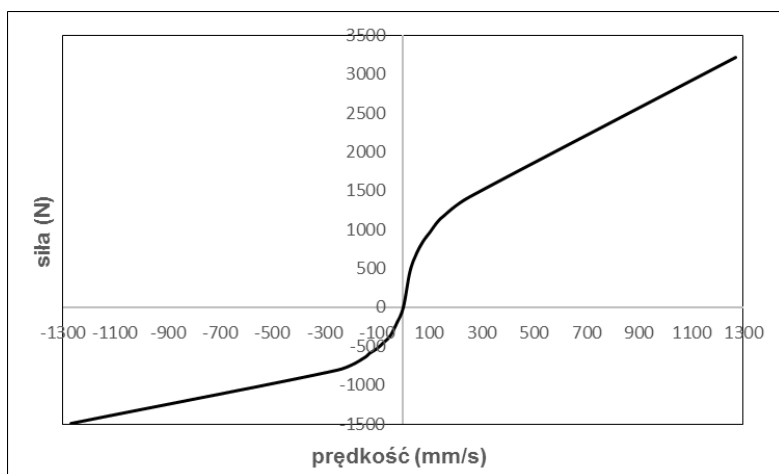
Źródło: MSC Adams/Car.

Charakterystyka liniowa sprężyny (rys. 26a) wskazuje, że maksymalna siła sprężysta występuje przy ugięciu ok. 90 mm, jednak stała sztywność sprężyny powoduje, że wartości pośrednie siły rosną wraz ze wzrostem ugięcia. W porównaniu z tym charakterystyka nieliniowa (rys. 26b) pokazuje, że w zakresie ugięcia pomiędzy 0 a ok. 90 mm na sprężynę działają mniejsze siły niż w przypadku elementu liniowego. Charakterystyka ta wskazuje, że w tym zakresie ugięć sprężyna nieliniowa jest bardziej miękka od liniowej. Po przekroczeniu ugięcia ok. 90 mm charakterystyka wskazuje na usztywnienie sprężyny i w większym zakresie ugięć, powyżej 90 mm, możliwe jest działanie sił takich, jak powyżej ok. 50 mm ugięcia w przypadku sprężyny o charakterystyce liniowej.

a)



b)



Rys. 27. Siła w funkcji prędkości w amortyzatorze zawieszenia pojazdu z rys. 1 – charakterystyka liniowa (a) oraz nieliniowa (b)

Źródło: MSC Adams/Car.

W przypadku amortyzatora o liniowej charakterystyce prędkość sprężania bądź odprężania amortyzatora wywołuje siłę liniowo zależną osiągającą przy maksymalnej prędkości ok. 1300 mm/s wartość ok. 1800 N dla odprężania i ok. 1700 N dla sprężania. Natomiast nieliniowa charakterystyka pokazuje możliwość przeniesienia większych sił odprężających (ok. 3200 N) przy tej samej prędkości ok. 1300 mm/s oraz mniejszych sił sprężających (ok. 1500N), co wskazuje na lepsze właściwości tłumienia drgań niż w przypadku amortyzatora o liniowej charakterystyce.

Możliwość badań stateczności technicznej stochastycznej przy losowych zaburzeniach ruchu pochodzących od nierówności drogi oraz zdeterminowanych zaburzeniach położenia środka masy i momentów bezwładności pokazano na następujących przykładach, gdzie autor prowadził analizy w oparciu o uzyskane trajektorie ruchu samochodu dla różnych warunków drogowych. Wszystkie symulacje realizowano w programie MSC Adams/Car 2005r2.

Jednym z przykładów może być symulacja, którą przeprowadzono dla dwóch konfiguracji modelu samochodu:

a) obciążonego kierowcą i pasażerem bez zaburzenia, gdzie przyjęto następujące wartości parametrów masowo-bezwładnościowych:

– współrzędne położenia środka masy względem punktu „origo”:

$$x_C = 1,528 \text{ m}, y_C = 0, z_C = 0,451 \text{ m};$$

– wartości momentów bezwładności względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{X0} = 430 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Y0} = 3370 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Z0} = 3240 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

– wartości momentów dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{XY0} = 0, I_{XZ0} = 779 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{YZ0} = 0;$$

b) obciążonego kierowcą i pasażerem z uwzględnieniem zaburzenia położenia środka masy i momentów bezwładności nadwozia wynikłego z nieprawidłowej naprawy powypadkowej:

– współrzędne położenia środka masy względem punktu „origo”:

$$x_C = 1,264 \text{ m}, y_C = 0,173 \text{ m}, z_C = 0,451 \text{ m};$$

– wartości momentów bezwładności względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{X0} = 464 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Y0} = 2537 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{Z0} = 2440 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

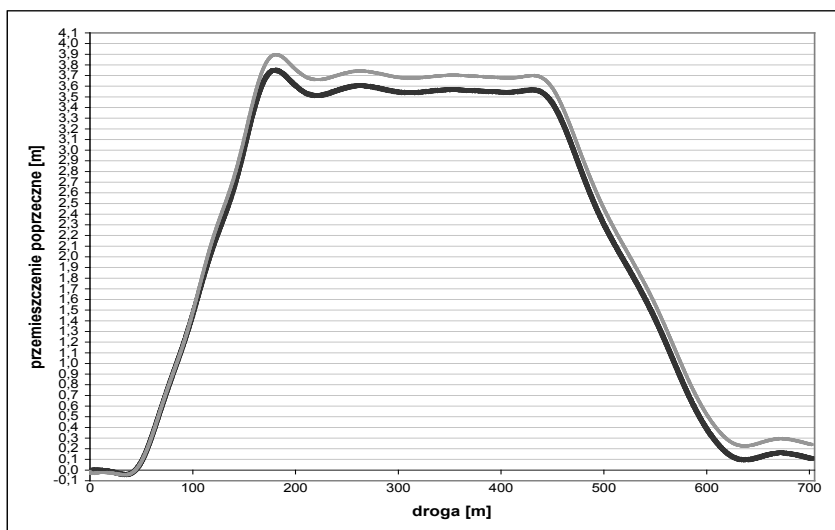
– wartości momentów dewiacji względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{XY0} = 247 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{XZ0} = 644 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, I_{YZ0} = 88,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Dodatkowo symulację przeprowadzono w ekstremalnie różnych warunkach ruchu (nawierzchnia sucha, mokra i oblodzona), wykorzystując niestandardowy manewr podwójnej zmiany pasa ruchu (inny niż obowiązujący wg normy ISO dotyczącej tzw. kierowności pojazdu). W ramach realizowanego manewru model matematyczny pojazdu przebył drogę o długości 700 m. Dla każdej konfiguracji oraz stanu nawierzchni uzyskano po dwie trajektorie.

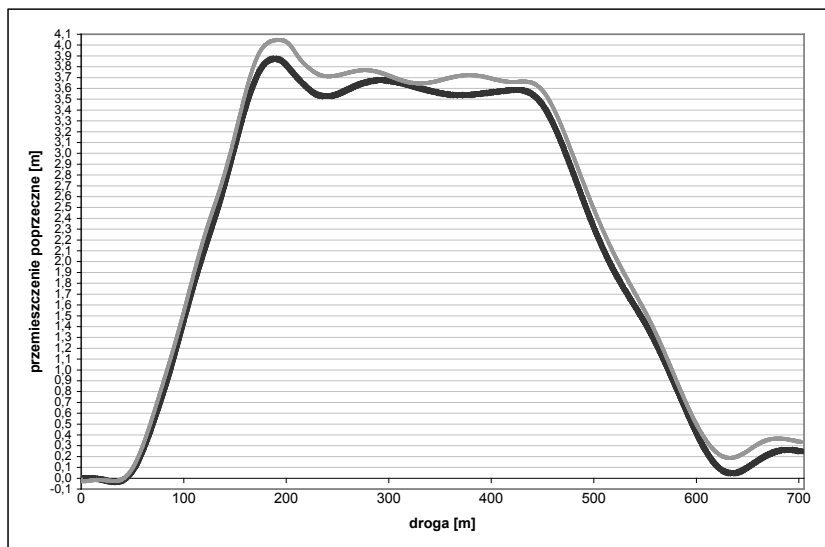
Przykładowo na rys. 28 i 29 pokazano trajektorie dla ruchu na nawierzchni suchej i oblodzonej, przy czym krzywa niepogrubiona koloru szarego reprezentuje trajektorię dla pojazdu z dodatkowo zaburzonym położeniem środka masy

nadwozia, zaś krzywa czarna i pogrubiona – dla pojazdu bez zaburzeń. Szczegóły analiz można znaleźć w pracy [288].



Rys. 28. Przesunięcie poprzeczne modelu samochodu w funkcji drogi dla nadwozia obciążonego kierowcą i pasażerem, na nawierzchni suchej

Źródło: [288].



Rys. 29. Przesunięcie poprzeczne modelu samochodu w funkcji drogi dla nadwozia obciążonego kierowcą i pasażerem, na nawierzchni oblodzonej

Źródło: [288].

Analiza stateczności modelu matematycznego samochodu w pracy [288] dotyczyła dwóch zakresów pokonanego odcinka drogi. Pierwszym był etap omijania przeszkody między 160 a 450 metrem na rys. 28 i 29, drugim zaś – etap po powrocie na wyjściowy pas ruchu – po ok. 610 metrze drogi.

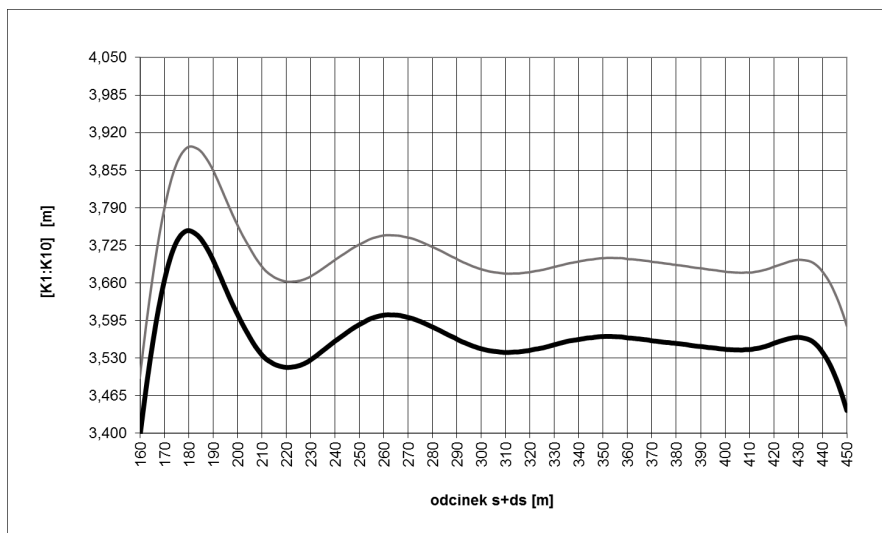
Na rys. 30 i 31 pokazano wycinki etapów omijania przeszkody odpowiednio dla trajektorii z rys. 28 i 29. Jak poprzednio, krzywa szarej barwy oznacza ruch pojazdu z zaburzonym położeniem środka masy, krzywa zaś czarna pogrubiona – ruch pojazdu bez dodatkowych zaburzeń. Osie rzędnych na obu rysunkach podzielono na klasy, dzięki czemu możliwe było zbadanie stateczności samochodu. Metodę podziału wybranego obszaru, w którym powinna pozostać trajektoria rozwiązania, stosowano także np. w pracach [140], [145], [283], [288] czy [290]. Również dla pojazdu z rys. 2 przy różnych dodatkowych zaburzeniach opisanych w rozdziale 3 można stosować ten sposób podziału, ponieważ, jak już pokazano w wyżej wymienionych pracach, umożliwia to zarówno jakościowe, jak i ilościowe badanie stateczności technicznej stochastycznej.

Innym przykładem badania stateczności są wyniki symulacji, gdzie dla drogi płaskiej oraz dla drogi z losowo występującymi nierównościami nawierzchni, w obu przypadkach oblodzonej, przeprowadzono symulację manewru nagłego obrotu kołem kierownicy o 90 stopni w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara. W tym celu przyjęto założenia traktowania pojazdu z rys. 1 jako ciała quasi sztywnego, zaś zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych uzyskano przez nierównomierne obciążenie pojazdu, które zostało opisane i pokazane na rys. 6 i 7 w podrozdziale 3.1. Zakłócenie ruchu zrealizowano przy prędkości 70 km/h, uzyskując trajektorie odpowiedzi pojazdu na zadane wymuszenie.

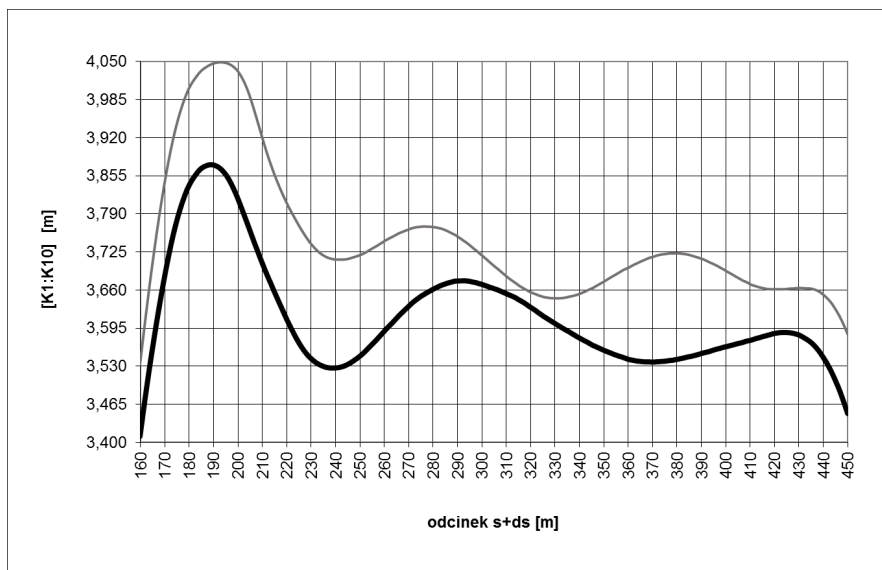
Symulację omawianego manewru przeprowadzono dla samochodu nieobciążonego oraz obciążonego kierowcą, pasażerem i bagażem, w obu przypadkach poruszającego się na oblodzonej płaskiej nawierzchni drogi lub na oblodzonej nawierzchni z losowo występującymi nierównościami. Szczegóły analiz znaleźć można w pracy [292].

Uzyskano w pracy [292] po dwie trajektorie dla każdej z opisywanych konfiguracji pojazdu i warunków drogowych, jak na rys. 32. Ponadto na rys. 33 i 34 zaznaczono zbiór dopuszczalnych rozwiązań Ω podzielony na 20 klas zarówno dla drogi gładkiej, jak i nierównej. Wycinki zawarte na tych dwóch rysunkach odpowiadają odcinkowi od 20 do 100 metra, ponieważ na podstawie tego fragmentu trajektorii badano w pracy [292] niestateczność samochodu.

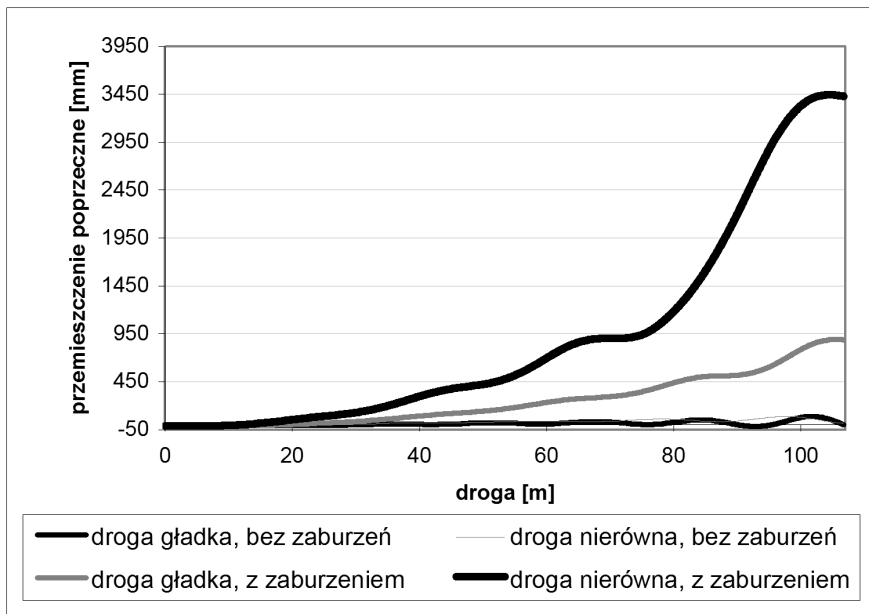
Kolejnym przykładem może być symulacja ruchu samochodu z rys. 1, przy czym realizowany manewr stanowi niepełną podwójną zmianę pasa ruchu (rys. 35) odwzorowującą np. omijanie przeszkody, w tym przypadku przy prędkości 120 km/h. W podrozdziale 3.1 pokazano zaburzenia położenia środka masy oraz momentów bezwładności i dewiacji (rys. 8 i 9) w wyniku nierównomiernego obciążenia nadwozia przyjętego do analizy. Szczegóły analizy znaleźć można w pracy [140].



Rys. 30. Fragment [s;s+ds] obu trajektorii z rys. 24 z podziałem na klasy [K1; K10]
Źródło: [288].

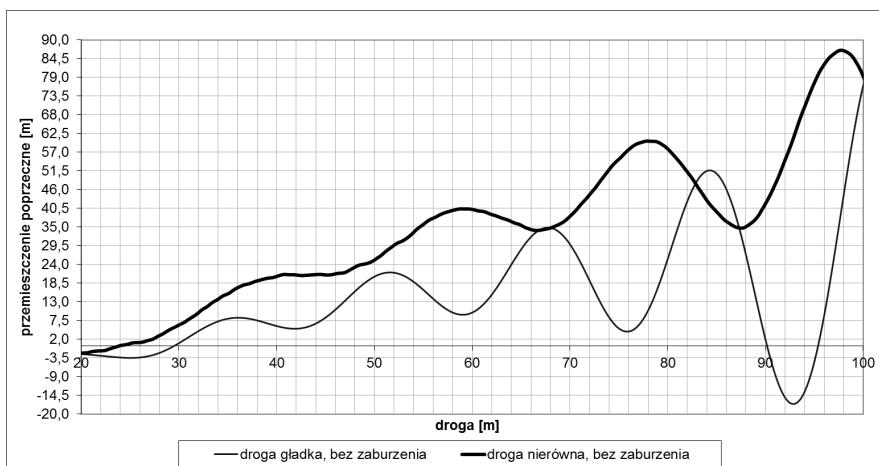


Rys. 31. Fragment [s;s+ds] obu trajektorii z rys. 24 z podziałem na klasy [K1; K10]
Źródło: [288].



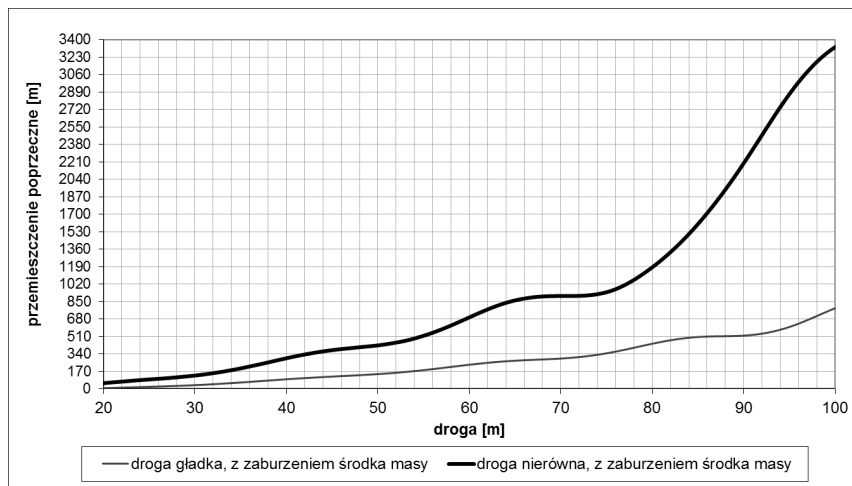
Rys. 32. Trajektorie otrzymane w wyniku symulacji ruchu pojazdu z rys. 1 polegającym na nagłym obrocie koła kierownicy o 90 stopni

Źródło: [292].



Rys. 33. Fragment obu trajektorii z rys. 32 dla pojazdu o niezaburzonych parametrach masowo-bezwładnościowych

Źródło: [292].

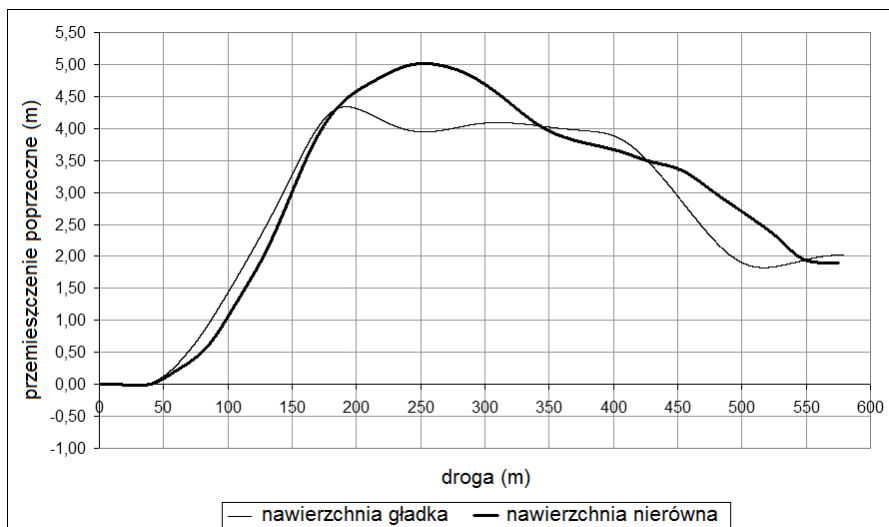


Rys. 34. Fragment obu trajektorii z rys. 32 dla pojazdu z zaburzeniem położenia środka masy
 Źródło: [292].

Mechanizm generowania losowych nierówności drogi w programie MSC Adams/Car, które wykorzystywano we wszystkich przedstawionych przykładach, omówiono w podrozdziale 3.3. Związane z tym wyniki badania stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu zamieszczono w kilku pracach autora, podczas analiz zaś bazowano na przyjętej metodzie podziału obszaru dopuszczalnych rozwiązań (przebywania pojazdu w trakcie manewru) na klasy [288]. W pracy [145] dokonano przeglądu wyników tych badań obejmujących rezultaty z prac [140], [142], [143], [283], [290], gdzie poruszano kwestię jakościowej analizy otrzymanych rezultatów oraz możliwość ich porównania do definicji stateczności wg normy ISO.

W ramach badania stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu zwrócono uwagę na spełnienie pewnych warunków, takich jak uniknięcie bifurkacji rozwiązań, zagadnienia nieliniowości elementów zawieszenia pojazdu, komentarz do kryterium Lipschitza zawartego w definicji stateczności technicznej stochastycznej podanej na początku rozdziału 4 itp.

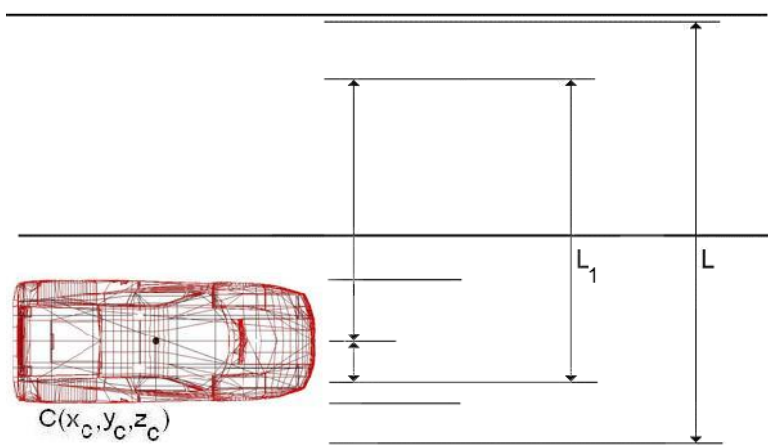
Odnosząc się do rys. 36, gdzie zaznaczono szerokości obszarów drogi, w których pojazd powinien pozostawać podczas wykonywania manewru (L oznacza szerokość drogi, na której samochód może pozostawać podczas jazdy i omijania przeszkody, zaś L_1 – dopuszczalną szerokość drogi dla punktu reprezentacyjnego, w omawianym przypadku środka masy samochodu) oraz do metody podziału obszaru dopuszczalnych rozwiązań, czyli szerokości drogi na klasy, można dokonać ilościowej oceny stateczności pojazdu w oparciu o prawdopodobieństwo znalezienia się trajektorii rozwiązania w określonej klasie. Szczegóły rozważań związanych z pozostawianiem pojazdu w obszarze przyjętym jako stateczny zamieszczono np. w pracach [140], [145], [283], [288] i [290].



Rys. 35. Trajektorie ruchu pojazdu wykonującego niepełny manewr podwójnej zmiany pasa ruchu

Źródło: [140].

W pracach [140] i [283] zaprezentowano dodatkowo rozważania związane z ilościowym badaniem stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego pojazdu w oparciu o prawdopodobieństwo znalezienia się trajektorii rozwiązania w obszarze dopuszczalnych rozwiązań uważanym za obszar ruchu statecznego.



Rys. 36. Dopuszczalne obszary szerokości drogi dla samochodu i środka masy podczas wykonywania manewru niepełnej podwójnej zmiany pasa ruchu

Źródło: [140].

Badania takie można kontynuować i rozwijać np. dla samochodów cztero-miejscowych (np. pojazd z rys. 2), jak i większych pojazdów osobowych oraz ciężarowych, gdzie po pierwsze środek masy jest położony znacznie wyżej niż w pojazdach osobowych, po drugie zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych może być znacząco inne niż dotąd pokazywane. Wynika stąd, że odpowiedzi takich modeli na wymuszenie mogą być także inne, zarówno pod względem przebiegów, jak i obszaru występujących rozwiązań i związanego z nimi prawdopodobieństwa ruchu niestatecznego.

4.2. Wybrane aspekty badań stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu

Badając stateczność dla przykładu obciążenia pojazdu w pracy [288], wyznaczono częstości zdarzeń przebywania rozwiązania w określonej klasie zbioru Ω stanowiącego dopuszczalną szerokość drogi, na której pojazd mógł pozostawać w trakcie realizacji manewru podwójnej zmiany pasa ruchu. Długość wybranego fragmentu drogi, jaką pokonał pojazd, podzielono na podprzedziały, zaś dla każdego z nich zbadano częstości występowania rozwiązania w każdej klasie. Za pracą [130] zastąpiono czas przejazdu drogą jako dziedziną określoności w rozważanym układzie. W pracach [288], [290] oraz [292] zostało to szerzej zaprezentowane.

Na przykładzie pracy [288] można omówić stosowaną metodologię. Otrzymane wartości częstości zdarzeń przedstawiono w postaci tabelarycznej, następnie wykorzystano statystykę Kołmogorowa-Smirnowa odpowiednio dla rozkładu normalnego (Gaussa) i Rayleigha. Przeprowadzony test Kołmogorowa-Smirnowa (test λ) służył weryfikacji hipotezy o niezgodności rozkładów otrzymanej krzywej schodkowej rozwiązań i krzywej ciągłej dla podanych rozkładów na poziomie istotności $\alpha = 0,05$. Wartość krytyczną obu statystyk (odczytaną z tablic statystycznych) porównano z otrzymanymi statystykami dla częstości występowania rozwiązania w danej klasie. Dystrybuantę ciągłą dla obu wziętych do analizy rozkładów również wyznaczono na podstawie tablic statystycznych.

Celem tych analiz prowadzonych w pracy [288] było porównanie empirycznego rozkładu częstości przebywania rozwiązania w danej klasie (dystrybuanta skokowa) z rozkładem ciągłym opisywanym zależnościami analitycznymi, a także zweryfikowanie hipotezy o niezgodności tych rozkładów.

Mimo przeprowadzenia wyżej opisanych analiz, dokonano jedynie jakościowego badania stateczności technicznej stochastycznej modelu samochodu, głównie w oparciu o porównanie trajektorii ruchu pojazdu o niezaburzonem i zaburzonym położeniu środka masy. Jest to ważny element omawianych zagadnień, ponieważ pozwala na porównanie otrzymanych rezultatów np. z normą ISO 8855. Analizę ilościową przeprowadzono, wyznaczając częstości zdarzeń występowania rozwiązania w określonej klasie w aspekcie odchylenia od położenia początkowego. Podobne analizy prowadzono np. w pracach [290] i [292].

Badanie stateczności technicznej stochastycznej uzupełniono dwoma zagadnieniami. Pierwszym była próba odniesienia się oraz bardziej szczegółowego omówienia definicji stateczności technicznej stochastycznej pod kątem wymogów, jakie należy spełnić, wykorzystując ją w badaniach jako cechę eksploatacyjną świadczą-

cą o bezpieczeństwie samochodu pojmowanym zgodnie z definicją przyjętą na początku rozdziału 4. Drugim aspektem było wyznaczenie wskaźnika określającego stateczność techniczną stochastyczną w oparciu o badanie znalezienia się trajektorii rozwiązania w określonym, dopuszczalnym obszarze, w którym ruch jest uważany za stateczny, również w odniesieniu do wykorzystywanej definicji (wzór 4.4). Szczegóły tych rozważań znaleźć można w pracach [140] oraz [145].

W odniesieniu do obszaru dopuszczalnych rozwiązań można przyjąć, że obszar, w którym może przebiegać trajektoria rozwiązania podzielony zostanie na 10 równych klas. Całkowita szerokość obszaru Ω odpowiadać może szerokości dwóch pasów ruchu równej w sumie około 5 m. Minimalna szerokość pasa ruchu zgodnie z rozporządzeniem Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z 2 marca 1999 r. (Dz. U. Nr 43, poz. 430) wynosi 2,5 m, w związku z czym założenie przyjęto jako słuszne [288]. Ponadto przyjęto ruch stateczny dla sytuacji, kiedy środek masy modelu samochodu nie przekracza określonej odległości od linii środkowej dzielącej drogę na dwa pasy ruchu, co pokazano np. na rys. 36, a omówiono również w pracach [140] i [288]. Zwrócono uwagę, że środek masy jest jedynie punktem reprezentacyjnym i w związku z tym należy uwzględnić szerokość samochodu przy określaniu, czy ruch jest stateczny czy nie.

Przy badaniu stateczności jednym z czynników, jakie brano pod uwagę w pracach poświęconych omawianemu zagadnieniu, były maksymalne wartości amplitud trajektorii otrzymanych w wyniku symulacji w różnych warunkach ruchu. I tak, przykładowo dla samochodu z zaburzeniami położenia środka masy w pobliżu granicy stateczności znajdowały się trajektorie dla ruchu po suchej i mokrej nawierzchni, zaś w przypadku ruchu na oblodzonej nawierzchni drogi wykraczały one poza przyjęty obszar stateczności [288].

Druga część analizy otrzymanych wyników dotyczy częstości występowania trajektorii w określonych przedziałach. Przykładowo dla porównywanych trajektorii z rys. 30 i 31 w określonych klasach zachodziły różnice rzędu nawet 0,6 pomiędzy wartościami częstości zdarzeń otrzymanymi dla ruchu samochodu zaburzonego i niezaburzonego, co odpowiada wynikom symulacji otrzymanym dla najbardziej ekstremalnych warunków ruchu, czyli dla nawierzchni oblodzonej. Szczegóły tych analiz można znaleźć w pracy [288], zaś podobne badania prowadzono także m.in. w pracach [290] i [292] dla innych manewrów.

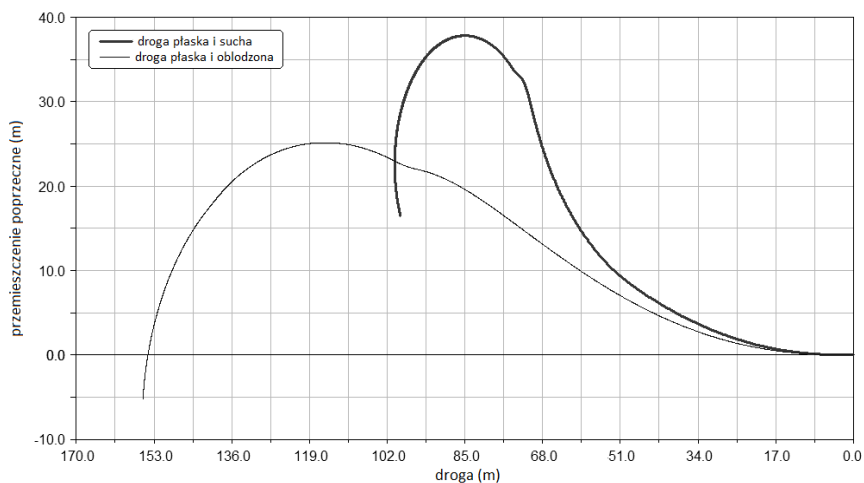
Oba fragmenty analizy mogą być zastosowane również do badań innych pojazdów, np. pokazanego na rys. 2.

Innym przykładem badania stateczności ruchu samochodu może być symulacja manewru zawracania o kształcie trajektorii ruchu zbliżonym do haka (ang. *fish hook*). Symulację przeprowadzono, podobnie jak poprzednie, w programie MSC Adams/Car. W tym przypadku masę nadwozia pojazdu z rys. 1 zwiększono do 1150 kg, obciążając je dwoma takimi samymi masami reprezentującymi kierowcę i pasażera, położonymi równomiernie względem płaszczyzny symetrii pojazdu. Odległości położenia środka masy nadwozia względem punktu „origo” po obciążeniu wyniosły: $x_C = 1,589\text{ m}$, $y_C = 0$, $z_C = 0,452\text{ m}$.

Elementy podatno-tłumiące zawieszenia miały nieliniowe charakterystyki zgodnie z rys. 26b i 27b. Symulację przeprowadzono dla czterech konfiguracji warunków drogowych, przy prędkości początkowej równej 80 km/h:

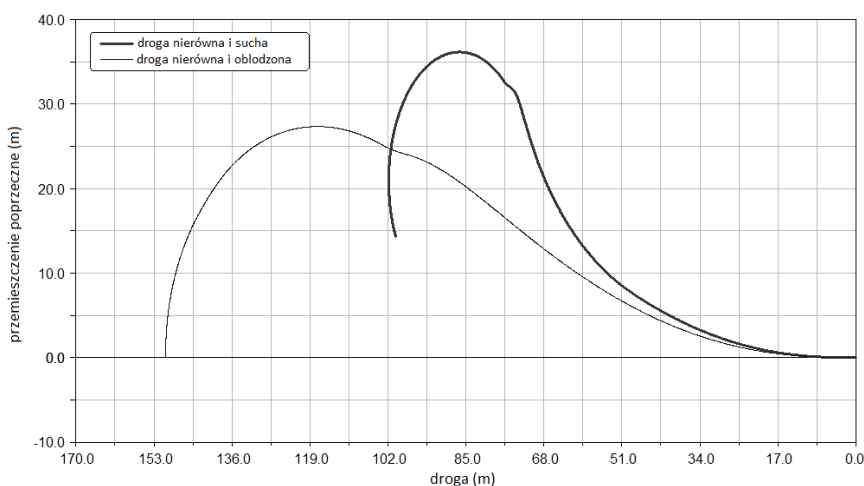
- nawierzchnia drogi sucha i gładka;
- nawierzchnia oblodzona i gładka;
- nawierzchnia sucha i losowo nierówna;
- nawierzchnia oblodzona i losowo nierówna.

Na rys. 37 i 38 pokazano kształt trajektorii ruchu samochodu jako przemieszczenie poprzeczne w funkcji przebytej drogi.



Rys. 37. Przemieszczenie poprzeczne w funkcji przebytej drogi dla manewru zawracania na nawierzchni płaskiej

Źródło: [285].



Rys. 38. Przemieszczenie poprzeczne w funkcji przebytej drogi dla manewru zawracania na nawierzchni nierównej

Źródło: [285].

Manewr zawracania zrealizowano nie w celu badania stateczności samochodu w przyjętych warunkach ruchu, a jedynie dla analizy wybranych aspektów dynamiki samochodu, takich jak zmiany przyspieszenia wzdłużnego i poprzecznego pojazdu. Jednak przykład ten może stanowić podstawę dalszych badań związanych z wykorzystaniem definicji stateczności technicznej stochastycznej dla różnych manewrów i przy różnym obciążeniu, np. dla pojazdu z rys 2. Szczegóły analizy związanej z symulacją ruchu pojazdu wykonującego manewr zawracania zamieszczone są w pracy [285],

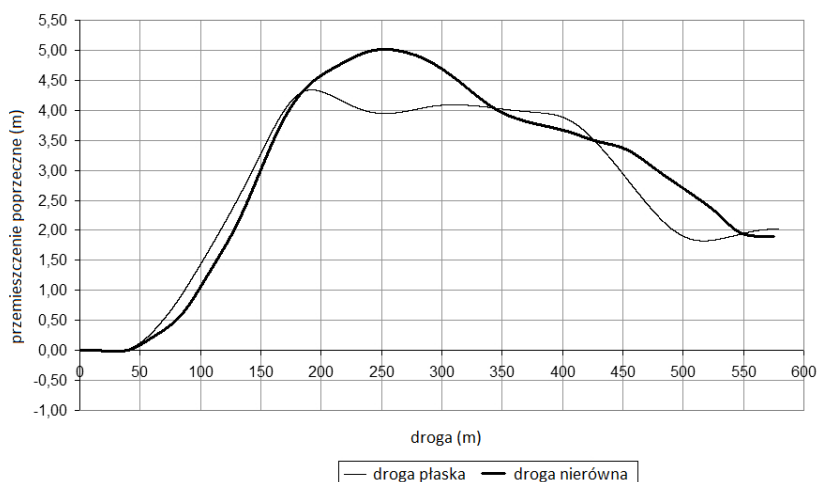
4.3. Problemy związane z odniesieniem badanych zjawisk do definicji stateczności technicznej stochastycznej

Analizy związane ze statecznością techniczną stochastyczną samochodu pokazanego na rys. 1, realizującego wybrane manewry mogą zostać rozszerzone o pewne spostrzeżenia dotyczące ilościowej oceny stateczności w oparciu o częstości zdarzeń znalezienia się trajektorii rozwiązania w dopuszczalnym obszarze szerokości drogi. Aspekt ten szerzej omówiono w pracach [140], [145] czy [283].

Jednym z działań mających na celu odniesienie omawianych zjawisk ruchu modelu matematycznego pojazdu w różnych warunkach drogowych do definicji stateczności technicznej stochastycznej może być przeprowadzenie symulacji manewru podwójnej zmiany pasa ruchu bez całkowitego powrotu na pas pierwotny, przy określonych warunkach ruchu, a także przyjętych parametrach masowo-bezwładnościowych oraz związanych z zawieszeniem modelu pojazdu, których charakterystyki pokazano na rys. 26b i 27b. Warunki ruchu, jakie można przyjąć dla realizowanego manewru mogą być skrajnie różne, np. jazda z prędkością 120 km/h po drodze suchej i gładkiej oraz z tą samą prędkością po drodze oblodzonej i losowo nierównej. Ponadto przyjąć można wartości parametrów masowo-bezwładnościowych pojazdu obciążonego jak w podrozdziale 3.1 z odniesieniem do rys. 8 i 9. Na rys. 39 pokazano przebieg trajektorii dla analizowanego przypadku, natomiast szczegóły analiz związanych z manewrem niepełnej podwójnej zmiany pasa ruchu znaleźć można w pracach [140] i [145].

Pierwszym z warunków, na jakie należy zwrócić uwagę jest uniknięcie bifurkacji, czyli co najmniej podwójnego rozwiązania dla ruchu rozpatrywanego modelu samochodu o nieliniowych charakterystykach zawieszenia (rys. 26b i 27b). Stwierdzono, że w tym celu niezbędne jest istnienie pochodnej i całkowalność procesu stochastycznego, jakim opisuje się losowo występujące nierówności drogi stanowiące jeden z potencjalnych czynników zaburzających ruch. Ponadto zwrócono uwagę na fakt, że całkowalność tego procesu stwarza możliwość badania stateczności na podstawie otrzymanej trajektorii ruchu, natomiast kryterium Lipschitza, również uwzględnione w definicji stateczności technicznej stochastycznej, zapewnia istnienie pochodnej funkcji opisującej losowo występujące zaburzenia pochodzące od drogi [140].

Jako zbiór dopuszczalnych rozwiązań Ω dla trajektorii z rys. 39 przyjęto określoną szerokość jezdni, którą podzielono na 15 klas [K1; K15], co 0,1 m (rys. 40) na osi przemieszczenia poprzecznego. Częstości zdarzeń liczone dla obszaru omijania przeszkody między 170 a 410 metrem drogi dla kroku co 20 m, co dało 12 podprzedziałów na wybranym fragmencie [140].

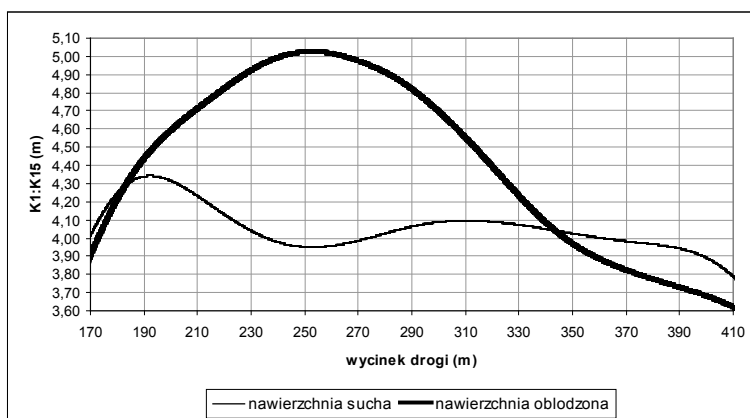


Rys. 39. Trajektorie ruchu pojazdu dla omijania przeszkody podczas manewru niepełnej podwójnej zmiany pasa ruchu

Źródło: [140].

Jednym z aspektów badania stateczności technicznej stochastycznej modelu samochodu było porównanie trajektorii ruchu oraz częstości zdarzeń występowania wartości odchylenia od położenia nominalnego, za które przyjęto uważać trajektorię ruchu pojazdu po płaskiej i suchej nawierzchni (rys. 40).

Za obszar dopuszczalnych rozwiązań przyjęto w pracy szerokość dwóch pasów ruchu równych około 6 m, ruch stateczny zaś miał miejsce w przypadku niewykroczenia środka masy modelu pojazdu poza określoną, pokazaną na rys. 36, odległość od linii środkowej dzielącej drogę na dwa pasy ruchu [140]. Tę dopuszczalną szerokość oznaczono na rys. 36 jako $L1$.



Rys. 40. Wycinek trajektorii dla omijania przeszkody podzielony na 15 klas [K1; K15]

Źródło: [140].

Do wyznaczenia częstości zdarzeń przebywania rozwiązania w określonej klasie wykorzystano zależności pokazane m.in. w pracach [140] i [288], zaś otrzymane wartości częstości zdarzeń przedstawiono w postaci tabelarycznej (tabela 1 i 2). N_{K_j} w obu tabelach oznacza liczbę podprzedziałów odcinka między 170 a 410 metrem, w których rozwiązanie (trajektoria) przebywa w danej klasie, zaś $W(K_j)$ – częstość przebywania rozwiązania w danej klasie.

Formułując wnioski do rezultatów otrzymanych na rys. 35 oraz pokazanych w tabelach 1 i 2 stwierdzono, że maksymalne wartości amplitud trajektorii ruchu pojazdu z rys. 1 były, przy przyjętej konfiguracji samochodu oraz warunków drogowych, w pobliżu granicy stateczności, zaś dla ruchu na drodze oblodzonej trajektoria ta wykraczała poza przyjęty obszar stateczności. Zaobserwowano, że istotne różnice występowały w klasach 3, 4, 5 oraz 14, co szczególnie pokazano np. w pracy [140].

Tabela 1. Częstości znalezienia się rozwiązania w określonej klasie przyjętego obszaru Ω dla ruchu pojazdu po nawierzchni suchej i gładkiej

Klasa	N_{K_j}	$W(K_j)$
1	0	0
2	1	0,077
3	0	0
4	4	0,308
5	6	0,462
6	0	0
7	1	0,077
8	1	0,077
9	0	0
10	0	0
11	0	0
12	0	0
13	0	0
14	0	0
15	0	0

Tabela 2. Częstości zdarzeń wystąpienia rozwiązania w określonej klasie przyjętego obszaru Ω dla nawierzchni nierównej i oblodzonej

Klasa	N_{K_j}	$W(K_j)$
1	1	0,077
2	1	0,077
3	2	0,154
4	1	0,077
5	0	0,000
6	0	0,000
7	1	0,077
8	0	0,000
9	1	0,077
10	1	0,077
11	0	0,000
12	1	0,077
13	1	0,077
14	2	0,154
15	1	0,077

Źródło: opracowanie własne.

W ramach badania stateczności technicznej stochastycznej zwrócono również uwagę na aspekt wyznaczania częstości znalezienia się rozwiązania (trajektorii ruchu pojazdu) w przyjętym obszarze rozwiązań dopuszczalnych, a także możliwości określenia tej częstości dla ruchu statecznego. Dodatkowo zwrócono uwagę na problem doboru górnej granicy obszaru, dla którego w określonych warunkach można wyznaczyć ruch stateczny. W ramach badania stateczności technicznej stochastycznej zwrócono również uwagę na aspekt wyznaczania częstości znalezienia się rozwiązania (trajektorii ruchu pojazdu) w przyjętym obszarze rozwiązań dopuszczalnych, a także możliwości określenia tej częstości dla ruchu statecznego. Dodatkowo zwrócono uwagę na problem doboru górnej granicy obszaru, dla którego w określonych warunkach można wyznaczyć ruch stateczny. Na potrzeby tej części analiz przyjęto, że częstość wystąpienia rozwiązania w określonej klasie związana jest z wcześniej wyzna-

czonymi częstościami (tabela 1 i 2). Ponieważ w obu tabelach suma częstości zdarzeń równa jest 1, zatem można było wykorzystać wzór, który wcześniej stosowano np. w pracy [288], [290] czy [292]:

$$W(K_j) = \frac{N_{K_j}}{\sum N_{K_j}} \quad (4.5)$$

gdzie: $W(K_j)$ – częstość wystąpienia rozwiązania w j-tej klasie;
 N_{K_j} – ilość zdarzeń w j-tej klasie;
 $\sum N_{K_j}$ – suma zdarzeń rozwiązania we wszystkich klasach,

Następnie założono, że jeżeli szerokość obszaru Ω podzieloną na 15 klas można potraktować jako obszar przebywania trajektorii z prawdopodobieństwem równym 1, to dzięki parametrowi ε , określone w definicji stateczności technicznej stochastycznej, można zawęzić obszar dopuszczalnych rozwiązań do szerokości, w jakiej powinna zmieścić się trajektoria pojazdu, bez zmiany szerokości obszaru Ω , dopasowując jedynie obszar stateczny do wymogów określonych np. realizowanym manewrem.

Stwierdzono dalej, że dla omawianego przypadku ruchu pojazdu parametr ε powinien przyjąć wartość odpowiadającą ośmiu dolnym klasom [K1:K8] z rys. 40 zajęтым przez trajektorię traktowaną jako stateczną (ruch modelu po suchej i gładkiej nawierzchni), tzn. $\varepsilon = \frac{8}{15} = 0,53$, a w związku z tym można,

m.in. w oparciu o wzór 4.4 określić wskaźnik, który dla ruchu statecznego przyjmie wartość $P \geq 1 - \varepsilon = 0,47$. Oznaczało to, że dla określonego parametru ε można określić wartość wskaźnika informującego o ruchu statecznym, czyli zapewniającego zmieszczenie się całej trajektorii w obszarze postrzeganym jako stateczny, który dla realizowanego manewru miał wartość większą bądź równą 0,47. Dla trajektorii ruchu modelu pojazdu po suchej nawierzchni kryterium to zostało spełnione, zaś dla trajektorii na nawierzchni oblodzonej i nierównej było bliskie zeru, ponieważ szerokość obszaru Ω zajmowana przez to rozwiązanie obejmowała 14 z 15 klas. W takim przypadku wartość wskaźnika informującego o ruchu statecznym wyniosła $P = 1 - \varepsilon = 1 - \frac{14}{15} \cong 0,067$ i była znacznie mniejsza, niż wartość dla ruchu pojazdu po nawierzchni suchej.

Dodatkowo stwierdzono, że gdyby w wyniku symulacji uzyskać trajektorię biegnącą bliżej osi jezdni, wtedy wartość tego wskaźnika informującego o ruchu statecznym byłaby jeszcze bliższa 1. Rozważania związane ze znalezieniem się trajektorii ruchu w określonym obszarze oraz ilościowym określeniu ruchu statecznego zostały zamieszczone np. w pracach [140], [145] oraz [283].

Takie zależności można wykorzystywać również w badaniu innych modeli pojazdu, przy wykonywaniu innych manewrów. Istotna wydaje się tu możliwość dysponowania trajektoriami ruchu w różnych warunkach drogowych, również takich, które można przyjąć za wyjściowe lub nominalne, służące odniesieniu dla innych rezultatów otrzymanych dla ruchu zaburzonego.

5. WYBRANE ASPEKTY PROCESU HAMOWANIA I ROZPĘDZANIA SAMOCHODU

Wśród wybranych cech eksploatacyjnych mogących mieć wpływ na bezpieczeństwo ruchu samochodu rozpatrywanych zgodnie z definicją podaną w rozdziale 4 można wyszczególnić te, które związane są z realizacją określonych manewrów umożliwiających uniknięcie kolizji lub przynajmniej ograniczenie rozmiaru jej skutków.

W rozdziale 4 wspomniano o stateczności ruchu pojazdów, którą na kilku przykładach analizowano w oparciu o badanie modeli matematycznych. Wykorzystane w związku z tym manewry polegały na ruchu prostoliniowym bądź krzywoliniowym pojazdu w zależności od tego, czy badany był jedynie wpływ nierówności drogi, czy również zachowanie się pojazdu np. w sytuacji omijania przeszkody.

W ruchu drogowym zdarzają się również sytuacje, które wymagają od kierowcy nagłego hamowania lub przyspieszania, niezależnie od zadanego ruchu prostoliniowego bądź krzywoliniowego samochodu. Kluczowym zjawiskiem w obu przypadkach wydaje się współpraca kół z nawierzchnią drogi, co z kolei zależy od różnych czynników.

Prowadząc rozważania w omawianym obszarze, autor przyjął, że kontakt pneumatyka z nawierzchnią drogi jest powierzchnią (śladem), której parametry geometryczne wzdłuż osi poprzecznej powodują powstawanie różnych prędkości liniowych wynikających z różnych długości promienia tocznego. Rozważania takie prezentowane były m.in. przez prof. Hansa Pacejkę.

5.1. Wybrane aspekty współpracy koła z nawierzchnią drogi w procesie hamowania

W ramach analiz związanych z wpływem współpracy koła samochodu z nawierzchnią drogi na bezpieczeństwo ruchu samochodu postrzegane wg definicji podanej w rozdziale 4 można prowadzić np. analizy związane ze zmianą sił występujących w strefie kontaktu kół z nawierzchnią drogi podczas symulacji wybranych manewrów ruchu pojazdu z rys. 1 lub 2. Jednym z elementów analiz może być badanie zmian wartości pionowych, wzdłużnych i poprzecznych reakcji nawierzchni na koła samochodu, przykładowo dla manewru hamowania pojazdu obciążonego jak na rys. 41 i 42, hamującego od prędkości 100 km/h m.in. na nawierzchni losowo nierównej i oblodzonej. Szczegóły pokazano np. w pracach [286] oraz [289]. Innym przykładem analizy dotyczącej współpracy koła z nawierzchnią może być symulacja przyspieszania, np. od prędkości 5 km/h, lub pojedynczej zmiany pasa ruchu przy stałej prędkości (np. 80 km/h). Szczegóły można znaleźć w pracy [291].

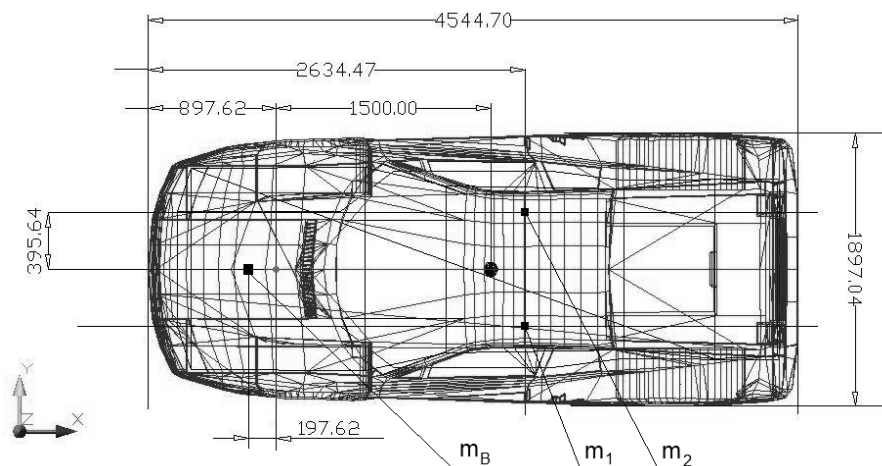
Przykładową analizę wpływu stanu nawierzchni drogi oraz zmiany położenia środka masy w pojeździe z rys. 1 na przebieg wartości reakcji normalnych na kołach w funkcji przebytej drogi (rys. 43–46) przeprowadzono, wykorzystując manewr hamowania na nawierzchni gładkiej oraz o losowo występujących nierównościach. Symulację ruchu pojazdu przeprowadzono w programie MSC Adams/Car dla przypadku hamowania od prędkości 100 km/h na V biegu. Ponadto przyjęto dodatkowe założenia dotyczące wykorzystania podczas symulacji nieliniowych elementów sprężysto-tłumiących w zawieszeniu pojazdu, których charakterystyki pokazano na rys. 26b i 27b. Wykorzystano pojazd z zespołem napędowym umieszczonym z tyłu (rys. 1), a ponadto przyjęto quasi-sztywną bryłę nadwozia. Symulację przeprowadzono dla czterech następujących konfiguracji [289]:

- hamowanie pojazdu nieobciążonego na suchej, gładkiej nawierzchni o współczynniku przyczepności $\mu = 0,8$;
- hamowanie pojazdu nieobciążonego na nawierzchni suchej i losowo nierównej;
- hamowanie pojazdu obciążonego kierowcą, pasażerem oraz bagażem na suchej i gładkiej nawierzchni o współczynniku przyczepności $\mu = 0,8$;
- hamowanie pojazdu obciążonego kierowcą, pasażerem oraz bagażem na suchej i losowo nierównej nawierzchni drogi.
- przyjęto prostoliniowy kierunek jazdy podczas realizacji manewru;
- dla wybranego manewru przyjęto wartość współczynnika określającego ciśnienie hamowania (tzw. *brake line pressure* w programie Adams) równą 10, co oznaczało, że model pojazdu wykonywał manewr przypominający bardziej zwalnianie niż gwałtowne hamowanie [289].

Na potrzeby tej symulacji przyjęto obciążenie nadwozia pojazdu masą kierowcy $m_1 = 70$ kg, pasażera $m_2 = 70$ kg oraz bagażu $m_B = 50$ kg (roz rozmieszczenie tych mas pokazano na rys. 41 i 42). Wybrane parametry nadwozia po obciążeniu wyniosły:

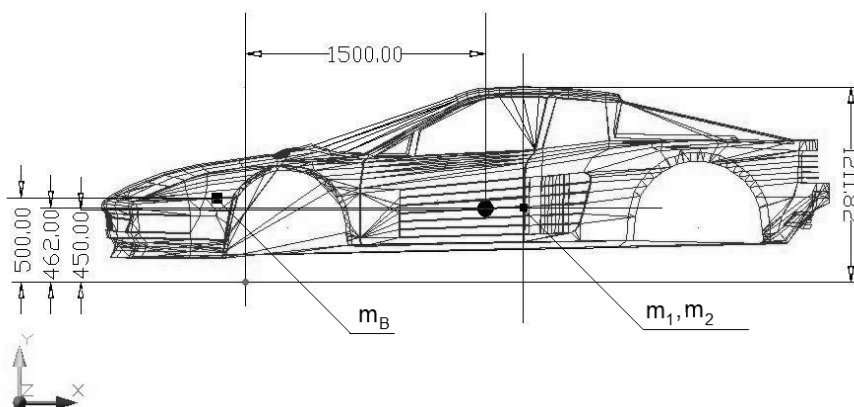
- masa nadwozia $m_N = 1185$ kg;
- masa całkowita pojazdu $m_p = 1718$ kg;
- współrzędne środka masy nadwozia względem punktu „origo”:
 $x_C = 1,456$ m, $y_C = 0$, $z_C = 0,454$ m;
- momenty bezwładności nadwozia względem osi przechodzących przez punkt „origo”:
 $I_{X0} = 444$ kg·m², $I_{Y0} = 3256$ kg·m², $I_{Z0} = 3112$ kg·m²;
- momenty dewiacji nadwozia względem osi przechodzących przez punkt „origo”:
 $I_{XY0} = 0$, $I_{XZ0} = 783$ kg·m², $I_{YZ0} = 0$.

Dla wszystkich przyjętych konfiguracji model pojazdu przebył drogę około 200 m w czasie 10 s. Prędkość początkowa wyniosła 100 km/h, końcowa zaś była zależna przede wszystkim od tego, czy pojazd był obciążony kierowcą, pasażerem i bagażem. W tabeli 3 pokazano wartości prędkości końcowej dla podanych wyżej konfiguracji pojazdu oraz drogi w symulacji manewru hamowania [289]. Prędkość końcowa manewru dla pojazdu obciążonego poruszającego się po nawierzchni gładkiej była mniejsza niż pojazdu nieobciążonego. Prędkość końcowa pojazdu obciążonego wykonującego manewr hamowania na drodze losowo nierównej także była mniejsza niż prędkość pojazdu nieobciążonego.



Rys. 41. Rzut nadwozia pojazdu z rys. 1 z góry wraz z wymiarami oraz usytuowaniem mas obciążających

Źródło: [289].



Rys. 42. Rzut nadwozia pojazdu z rys. 1 z boku

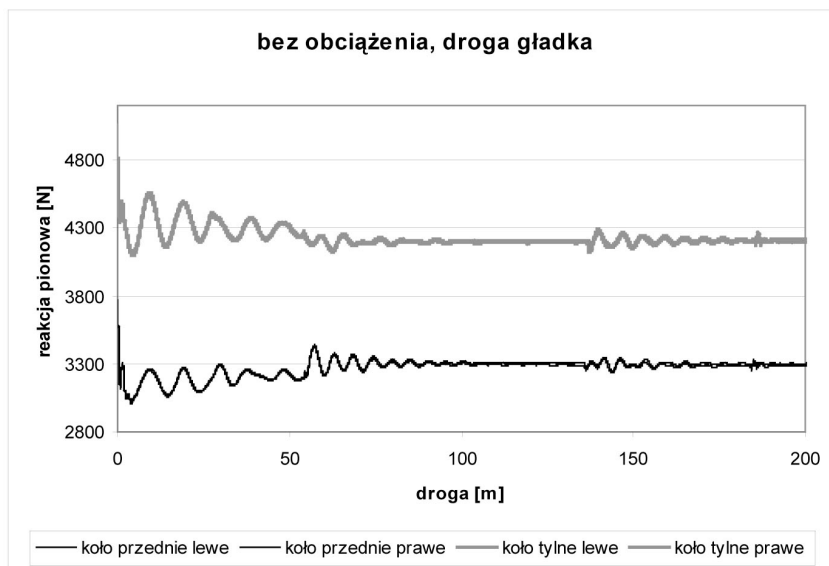
Źródło: [289].

Długość drogi wynikała zarówno z przyjętej małej intensywności hamowania, co spowodowało uzyskanie niewielkiej siły hamującej i osiągnięcie niewielkiego opóźnienia, rzędu $1,5 \text{ m/s}^2$, jak i z przyjętego czasu symulacji równego 10 s. W tym przypadku bardziej istotne były zmiany wartości reakcji jako wielkości charakteryzujących współpracę kół z nawierzchnią drogi niż ocena efektywności hamowania. Stąd postanowiono przeprowadzić symulację dla przypadku łagodnego hamowania. Gdyby przyjąć większą siłę nacisku na pedał hamulca, wtedy można odwzorować manewr nagłego hamowania, np. w celu uniknięcia kolizji.

Tabela 3. Wartości prędkości początkowej i końcowej osiągnięte podczas symulacji manewru hamowania przeprowadzonej w pracy [289]

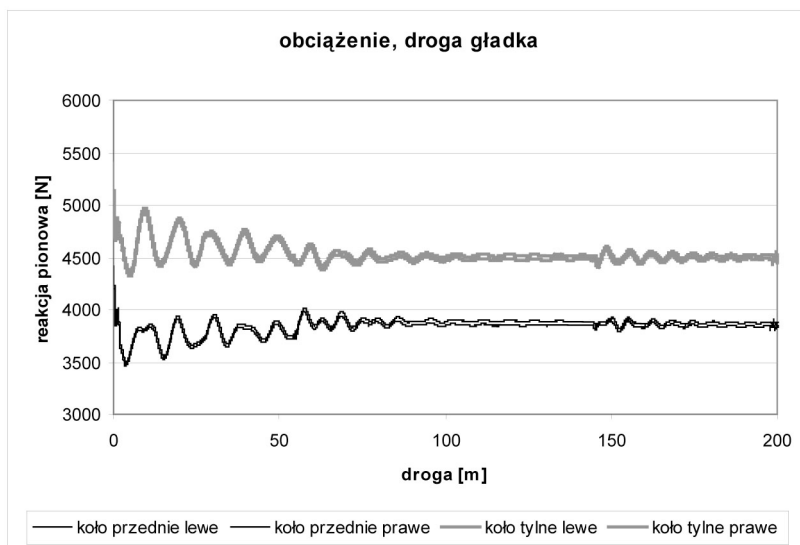
	Prędkość początkowa	Prędkość końcowa
Hamowanie pojazdu nieobciążonego na nawierzchni gładkiej	100 km/h	54 km/h
Hamowanie pojazdu obciążonego kierowcą, pasażerem i bagażem na nawierzchni gładkiej	100 km/h	48 km/h
Hamowanie pojazdu nieobciążonego na nawierzchni losowo nierównej	100 km/h	54 km/h
Hamowanie pojazdu obciążonego kierowcą pasażerem i bagażem na nawierzchni losowo nierównej	100 km/h	50 km/h

Źródło: opracowanie własne.

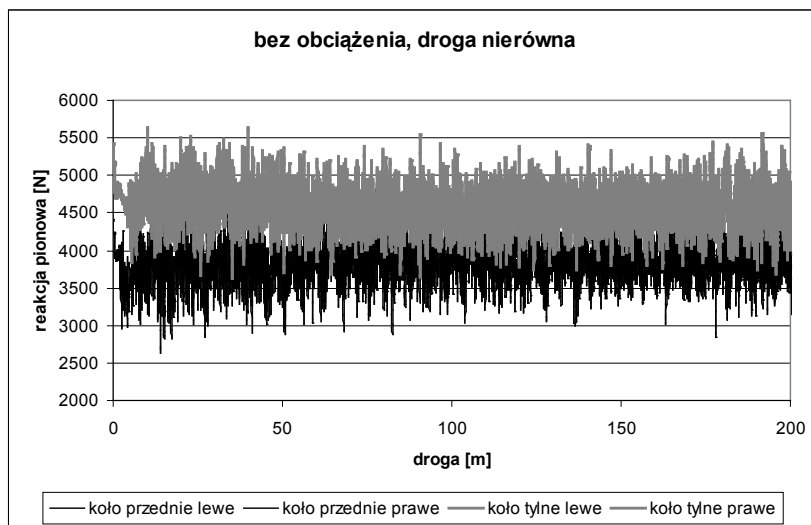


Rys. 43. Wartości reakcji pionowych kół w funkcji drogi przebytej podczas hamowania na gładkiej i suchej nawierzchni pojazdu nieobciążonego dla prędkości początkowej równej 100 km/h, końcowej zaś – 54 km/h. Czas trwania manewru wynosił 10 s

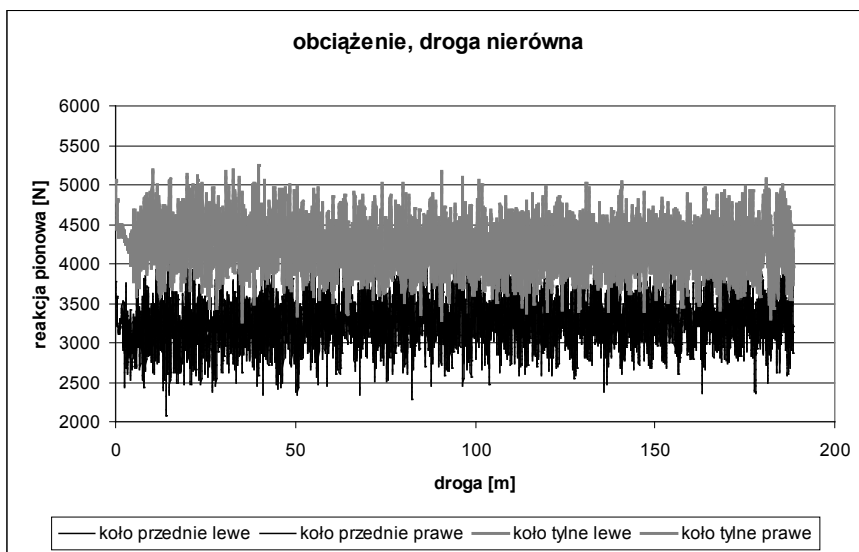
Źródło: [289].



Rys. 44. Wartości reakcji pionowych kół w funkcji drogi przebytej podczas hamowania na gładkiej i suchej nawierzchni pojazdu obciążonego dla prędkości początkowej równej 100 km/h, końcowej zaś – 48 km/h. Czas trwania manewru wynosił 10 s
Źródło: [289].



Rys. 45. Wartości reakcji pionowych kół w funkcji drogi przebytej podczas hamowania na losowo nierównej i suchej nawierzchni pojazdu nieobciążonego dla prędkości początkowej równej 100 km/h, końcowej zaś – 54 km/h. Czas trwania manewru wynosił 10 s
Źródło: [289].



Rys. 46. Wartości reakcji pionowych kół w funkcji drogi przebytej podczas hamowania na losowo nierównej i suchej nawierzchni pojazdu obciążonego dla prędkości początkowej równej 100 km/h, końcowej zaś – 50 km/h. Czas trwania manewru wynosił 10 s

Źródło: [289].

Na rys. 43–46 pokazano przebieg normalnych reakcji nawierzchni w funkcji przebytej drogi dla czterech przyjętych konfiguracji obciążenia pojazdu oraz stanu drogi. Na podstawie otrzymanych wyników dokonano oceny jakościowej tych przebiegów, z których wynika, że podczas hamowania na drodze gładkiej wartości reakcji pionowych stabilizowały się, osiągając określone wartości po przejechaniu odcinka drogi ok. 50 m dla pojazdu nieobciążonego oraz 75 m dla pojazdu z obciążeniem. Wchylenia od ich średniej wartości w drugiej części drogi hamowania, po ustabilizowaniu się, były pomijalnie małe. W przypadku losowo występujących nierówności amplitudy normalnych reakcji nawierzchni na koła osiągały wartości ekstremalne (maksima i minima) na całej długości hamowania, przy czym zauważono, że dla równomiernego obciążenia pojazdu przebieg wartości tych reakcji zachował cechy pewnej równomierności [289].

Przeprowadzono również ilościową ocenę wartości reakcji nawierzchni na koła, co pokazano w tabeli 4, gdzie zamieszczono średnie wartości reakcji dla każdego koła oraz ich maksymalne amplitudy. W tabeli zamieszczono także wartości reakcji pionowych drogi na koła pojazdu nieobciążonego oraz obciążonego jak na rys. 41 i 42 w położeniu statycznym.

Reakcje pionowe w położeniu statycznym dla pojazdu nieobciążonego nie mają równych wartości. Różnice nie są duże (rzędu kilkunastu niutonów), co może wynikać z tego, że po lewej stronie pojazdu z rys. 1 znajduje się układ kierowniczy. Dla pojazdu obciążonego, jak na rys. 41 i 42, równomiernie pod

względem rozmieszczenia bagażu oraz masy kierowcy i pasażera wartości reakcji pionowych w położeniu statycznym również wykazują te same tendencje. Różnica między ich wartościami dla kół lewych i prawych wynosiła 15 N dla kół przednich i 13 N dla tylnych.

Z tabeli 4 widać, że program Adams/Car jest dokładniejszy, jeśli chodzi o wyznaczanie sił podczas współpracy koła z drogą niż np. wykorzystywany w podrozdziale 3.2 PC-Crash, dla którego wartości pionowych reakcji pojazdu przed zderzeniem (rys. 19) były równe. Różnice w wartościach reakcji z tabeli 4 dla położenia statycznego są na tyle małe, że przy założeniu równomiernego obciążenia pojazdu nie mają wpływu na przebieg symulacji. Innym przypadkiem jest przyjęcie nierównomiernego obciążenia pojazdu z rys. 1 lub 2, gdzie nierównomierność ta mogłaby wpłynąć na odpowiedź pojazdu na wymuszenia pochodzące od nierówności nawierzchni, co pokazano np. dla pojazdu obciążonego jak na rys. 8 i 9 wykorzystanego do symulacji manewru niepełnej podwójnej zmiany pasa ruchu [140]. Jeszcze inne rezultaty można osiągnąć, badając wpływ nierównomierności obciążenia np. dla pojazdów ciężarowych, gdzie decydującą rolę odgrywa rozmieszczenie ładunku. W połączeniu z czynnikami dodatkowymi opisywanymi w rozdziale 3 można uzyskać interesujące rezultaty.

W oparciu o wyniki pokazane w tabeli 4 zaobserwowano, że podczas hamowania pojazdu bez obciążenia na obu rodzajach nawierzchni drogi dociążone zostały koła osi tylnej, co wynika z umieszczenia zespołu napędowego z tyłu pojazdu oraz z wartości średnich i amplitud pionowych reakcji nawierzchni, które są większe dla kół tylnych. W przypadku ruchu modelu pojazdu z obciążeniem również bardziej dociążone były koła osi tylnej.

W ruchu po drodze o nawierzchni gładkiej i bez obciążenia średnie wartości reakcji i ich amplitud różnią się pomiędzy kołami tej samej osi o 10 do 20 N, co mogło być spowodowane kołysaniem nadwozia wokół wzdłużnej osi symetrii oraz związanymi z tym chwilowymi, niewielkimi odciążeniami bądź dociążeniami lewej lub prawej pary kół mimo zadanego ruchu prostoliniowego.

W przypadku ruchu pojazdu obciążonego różnice między średnimi wartościami reakcji na koła tej samej osi miały podobny charakter, jednak w przypadku ich amplitud wyniosły 30 N dla kół przednich i 60 N dla tylnych, co mogło być spowodowane podwyższeniem środka masy w wyniku obciążenia (możliwe większe chwilowe odciążenia lub dociążenia kół po jednej stronie samochodu), jak również zwiększeniem masy pojazdu.

Podczas ruchu pojazdu obciążonego, zarówno dla drogi gładkiej, jak i nierównej, reakcje pionowe miały większe wartości niż dla pojazdu nieobciążonego, natomiast różnice między ich średnimi wartościami na koła tej samej osi wynosiły dla każdej pary kół 20 N. Amplitudy wartości reakcji nawierzchni były większe niż dla pojazdu nieobciążonego, co wynikało z obciążenia pojazdu.

Tabela 4. Średnie wartości, maksymalne amplitudy oraz wartości w położeniu statycznym reakcji pionowych drogi na koła podczas symulowanego manewru hamowania

	Bez obciążenia				Z obciążeniem			
	Droga gładka		Droga nierówna		Droga gładka		Droga nierówna	
Koło	Średnia wartość reakcji pionowej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji pionowej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji pionowej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji pionowej [N]	Amplituda [N]
Przednie lewe	3280	3780	3280	4300	3870	4420	3870	4900
Przednie prawe	3270	3770	3270	4270	3850	4400	3850	4870
Tylne lewe	4230	5060	4240	5190	4580	5430	4580	5640
Tylne prawe	4220	5040	4220	5250	4560	5410	4560	5640
Wartości reakcji pionowych w położeniu statycznym								
Koło	Bez obciążenia [N]				Z obciążeniem jak na rys. 41 i 42 [N]			
Przednie lewe	3160				3744			
Przednie prawe	3145				3729			
Tylne lewe	4352				4700			
Tylne prawe	4340				4687			

Źródło: [289].

Niewielkie różnice w prędkości uzyskanej przez pojazd na końcu manewru (tabela 3) wynikają jedynie z obciążenia. Samochód obciążony miał większą masę, a zatem większy opór bezwładności, który stanowi sumę sił bezwładności oddziałujących na samochód w trakcie przyspieszania lub hamowania, przy czym na opór bezwładności składają się siły oddziałujące na elementy pojazdu będące w ruchu postępowym (np. bryła nadwozia) oraz obrotowym (np. elementy układu napędowego lub koła) [242]. Stąd przebieg reakcji normalnych dla pojazdu obciążonego pokazany jest na krótszym odcinku drogi. Szczególnie widoczne jest to dla przypadku ruchu po drodze nierównej (rys. 45 i 46), gdzie dodatkowy opór ruchu mogły stanowić same nierówności nawierzchni.

Warto także zwrócić uwagę, że prędkość na końcu manewru wynosiła ok. 50 km/h, co z jednej strony wskazuje na łagodne hamowanie, które można określić raczej jako zwalnianie. Chcąc dokonać analizy ruchu do momentu zatrzyma-

nia, należałoby wydłużyć czas symulacji lub zwiększyć wartość współczynnika odpowiedzialnego za siłę hamującą. Wtedy, przy prędkości bliskiej zeru, przebieg wartości reakcji normalnych, a także ich wartości średnie byłyby inne niż pokazane na rys. 43–46 oraz w tabeli 4. Wydłużenie czasu symulacji przy zachowaniu przyjętych założeń mogłoby dać odpowiedź na zachowanie pojazdu przy mniejszych prędkościach, szczególnie na nawierzchni o losowo występujących nierównościach.

W ramach dalszych analiz można przede wszystkim zmienić położenie środka masy nadwozia, przyjmując inny, bardziej nierównomierny rozkład mas. Wykorzystując model z rys. 2, można także wprowadzić zmiany konstrukcyjne, o których mowa w podrozdziale 3.2 oraz prowadzić badania dla różnych wartości współczynnika określającego podobieństwo profilu drogi dla kół lewych i prawych.

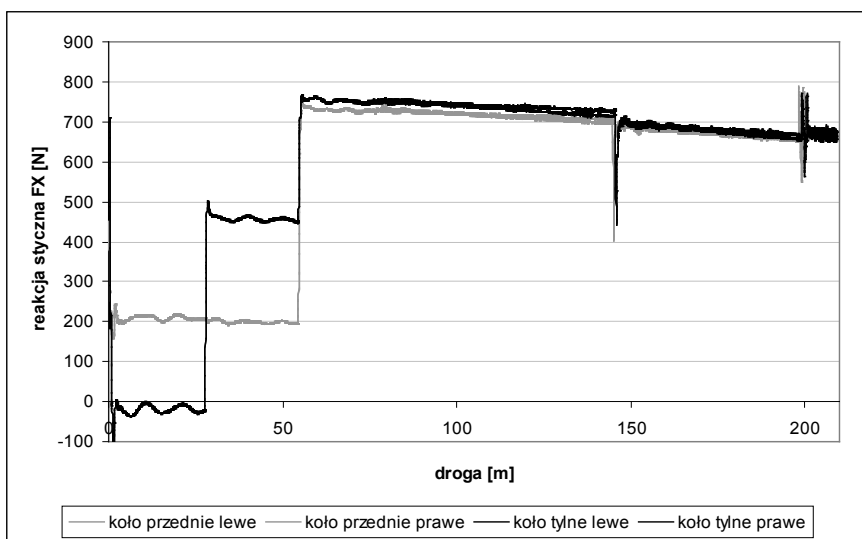
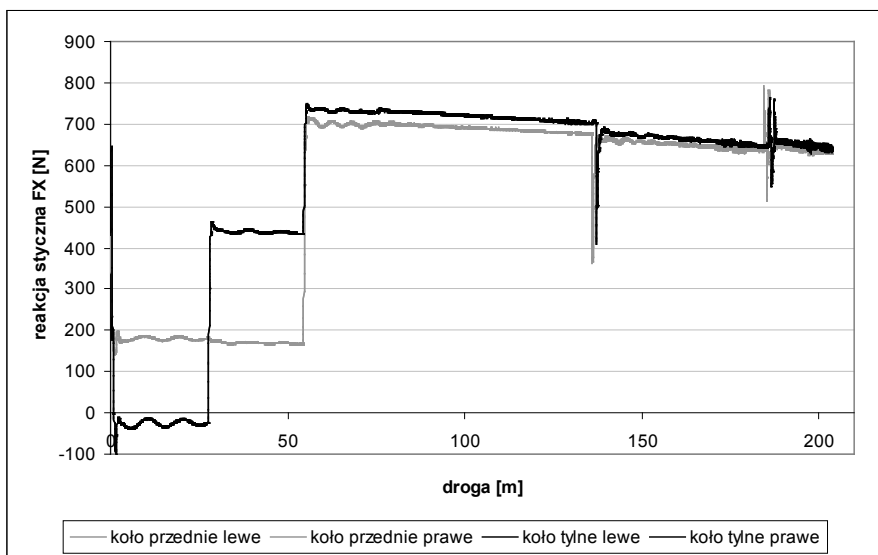
Innym aspektem współpracy koła z drogą jest występowanie sił w strefie kontaktu opony z nawierzchnią. Wybrane problemy dotyczące tych zjawisk były rozważane w pracy [286], gdzie zaprezentowano wyniki analizy w oparciu o rezultaty symulacji manewru hamowania dla konfiguracji pojazdu i warunków drogowych przyjętych w pracy [289]. W tym jednak przypadku analizie poddano zmiany wartości stycznych reakcji nawierzchni na koła samochodu z rys. 1 w trakcie hamowania prostoliniowego. Pozostałe założenia przyjęto tak, jak w pracy [289], ponieważ dotyczyły tego samego manewru.

Podejmując próbę oceny wpływu przyjętych warunków drogowych na wybrane aspekty współpracy koła z drogą podzielono otrzymane wartości sił na wzdłużne (FX) oraz poprzeczne (FY) do osi symetrii obszaru kontaktu pneumatyka z nawierzchnią, pokazując przebiegi ich zmian (rys. 47–50) [289].

W wyniku symulacji manewru hamowania otrzymano dla każdej konfiguracji pojazdu i drogi (tabela 3) zestaw krzywych zmian sił stycznych w kontakcie kół z nawierzchnią. Uzyskano po cztery przebiegi w kierunku wzdłużnym (FX) i poprzecznym (FY) względem płaszczyzny symetrii koła dla każdego przypadku obciążenia i stanu nawierzchni [286].

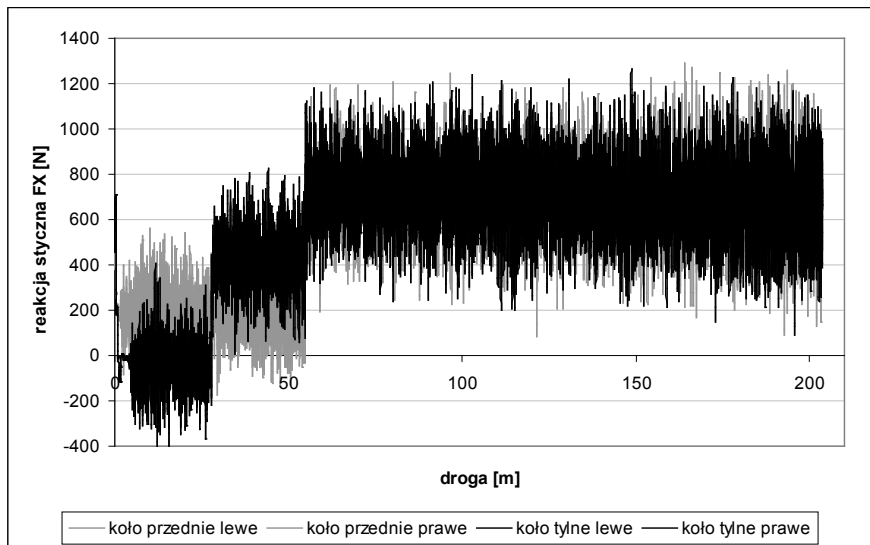
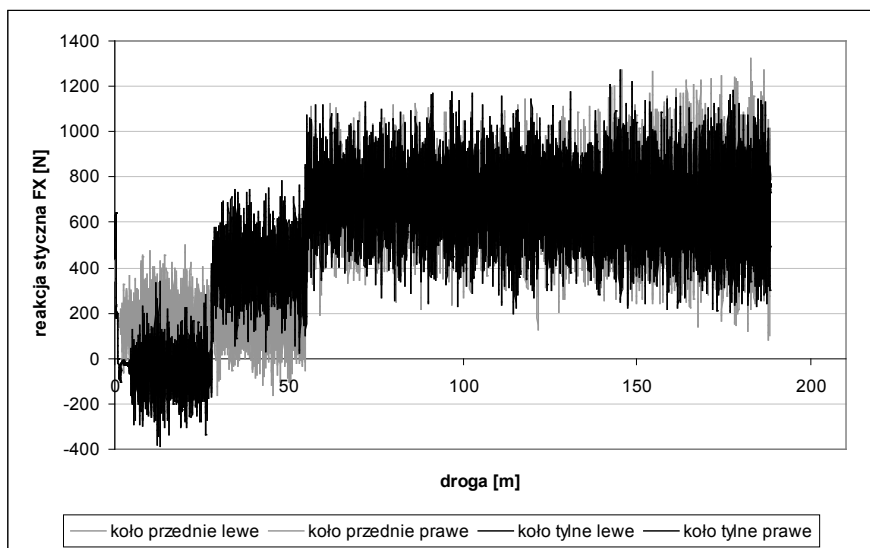
Na gładkiej i suchej nawierzchni pojazd nieobciążony podczas hamowania przebył drogę ok. 200 m przez 10 s. Pojazd obciążony jak na rys. 41 i 42 przebył drogę ok. 220 m, co pokazują przebiegi reakcji wzdłużnych (FX) i poprzecznych (FY) w funkcji przebytej drogi (rys. 47 i 49). Większa odległość przebyta podczas hamowania może wynikać z większej masy, a co za tym idzie z większej bezwładności samochodu, co przy jednakowych warunkach przyjętych w symulacji oznacza konieczność wyhamowania pojazdu o różnej masie poruszającego się z równą prędkością początkową (100 km/h).

W przypadku hamowania na drodze losowo nierównej różnice między długością hamowania pojazdu nieobciążonego i obciążonego jak na rys. 41 i 42 są większe. Pojazd nieobciążony w czasie 10 s pokonał długość ok. 180 m, obciążony zaś – ok. 200 m. Poza działaniem układu hamulcowego w tym przypadku (rys. 48 i 50) rolę odegrały także losowo występujące nierówności. Koła samochodu w takich warunkach mogły nie współpracować ściśle z nawierzchnią, ponieważ wchodząc w kontakt z nierównościami, mogły zostać dodatkowo dohamowywane.



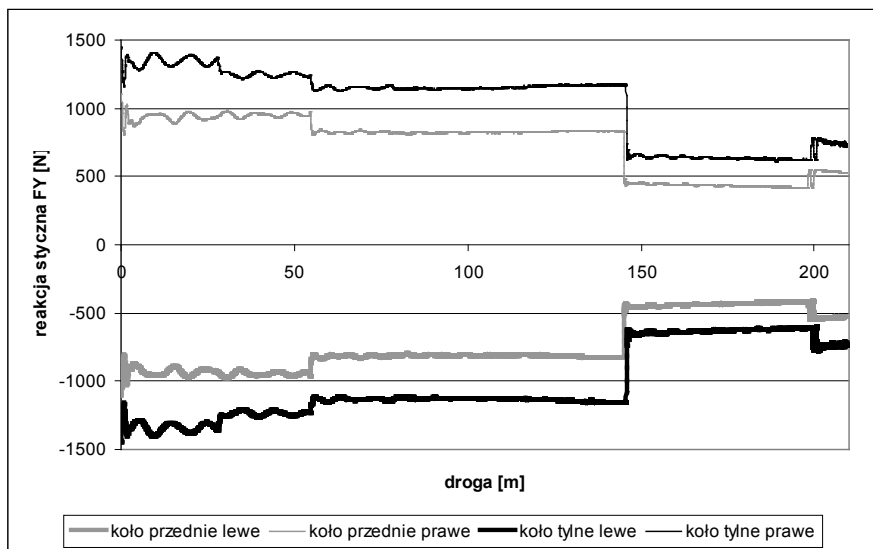
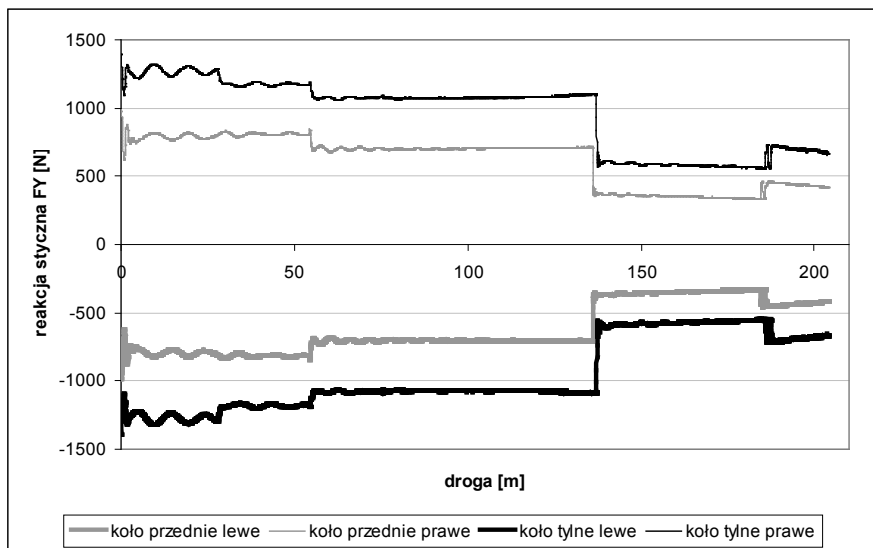
Rys. 47. Przebiegi składowych wzdłużnych stycznych reakcji nawierzchni na koła pojazdu podczas hamowania na gładkiej i suchej nawierzchni od prędkości początkowej równej 100 km/h. Pierwszy zestaw krzywych dotyczy ruchu pojazdu nieobciążonego (prędkość końcowa 54 km/h), drugi – obciążonego (prędkość końcowa 48 km/h). Czas trwania manewru wyniósł 10 s

Źródło: [286].



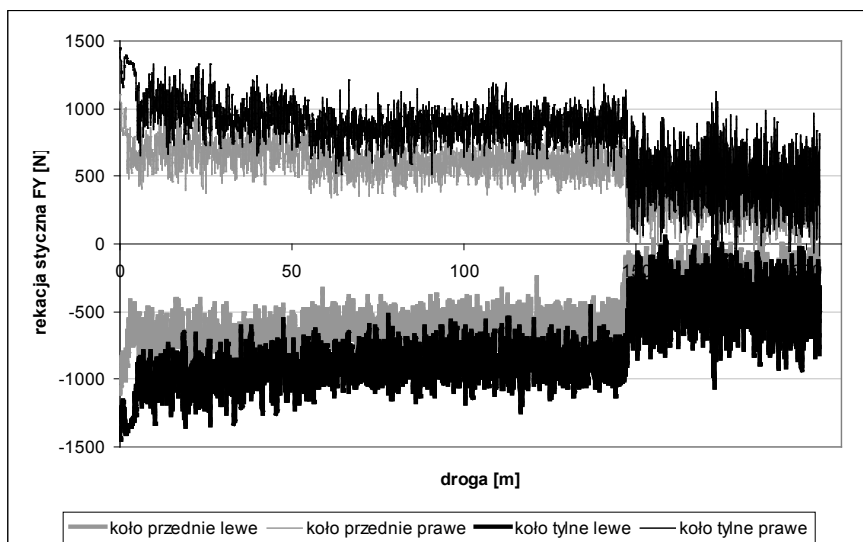
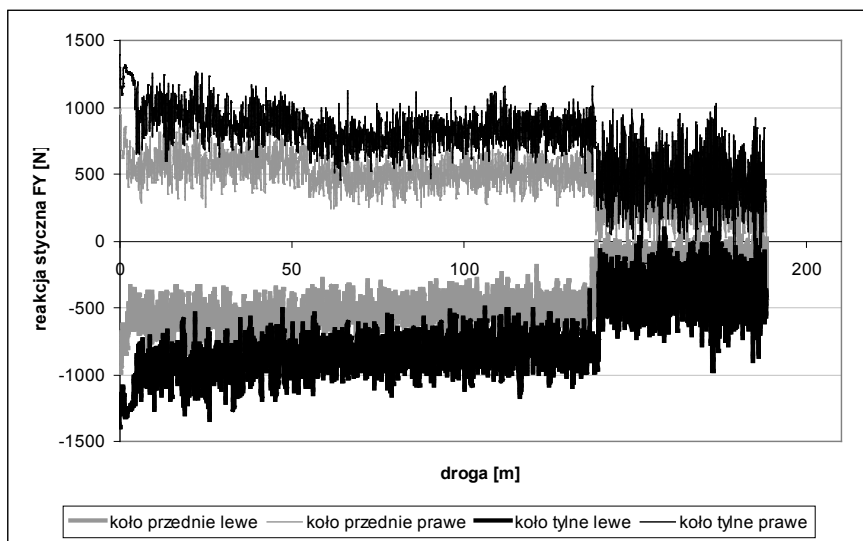
Rys. 48. Przebiegi składowych wzdłużnych stycznych reakcji nawierzchni na koła pojazdu podczas hamowania na suchej i nierównej nawierzchni od prędkości początkowej równej 100 km/h. Pierwszy zestaw krzywych dotyczy ruchu pojazdu nieobciążonego (prędkość końcowa 54 km/h), drugi – obciążonego (prędkość końcowa 50 km/h). Czas trwania manewru wyniósł 10 s

Źródło: [286].



Rys. 49. Przebiegi składowych poprzecznych stycznych reakcji nawierzchni na koła pojazdu podczas hamowania na gładkiej i suchej nawierzchni od prędkości początkowej równej 100 km/h. Pierwszy zestaw krzywych dotyczy ruchu pojazdu nieobciążonego (prędkość końcowa 54 km/h), drugi – obciążonego (prędkość końcowa 48 km/h). Czas trwania manewru wyniósł 10 s

Źródło: [286].



Rys. 50. Przebiegi składowych poprzecznych stycznych reakcji nawierzchni na koła pojazdu podczas hamowania na suchej i nierównej nawierzchni od prędkości początkowej równej 100 km/h. Pierwszy zestaw krzywych dotyczy ruchu pojazdu nieobciążonego (prędkość końcowa 54 km/h), drugi – obciążonego (prędkość końcowa 50 km/h). Czas trwania manewru wyniósł 10 s

Źródło: [286].

Na rys. 47 pokazano przebiegi składowych wzdłużnych stycznych reakcji nawierzchni na koła samochodu w funkcji przebytej drogi. Na pierwszym z wykresów zaprezentowano przebieg reakcji dla pojazdu nieobciążonego na drodze gładkiej, zaś na drugim – pojazdu obciążonego również na drodze gładkiej. Na rys. 48 przedstawiono przebiegi tych samych składowych, tyle że dla nawierzchni nierównej, na rys. 49 i 50 pokazano zaś pary wykresów obrazujących przebiegi składowych reakcji poprzecznych do osi symetrii śladu współpracy koła z nawierzchnią, odpowiednio dla pojazdu nieobciążonego i obciążonego na drodze gładkiej oraz nieobciążonego i obciążonego na drodze nierównej.

Dokonano, podobnie jak w przypadku reakcji pionowych, jakościowej i ilościowej oceny wartości otrzymanych składowych wzdłużnych i poprzecznych reakcji nawierzchni na koła. Również tutaj zaobserwowano, że podczas hamowania wartości reakcji wzdłużnych stabilizują się po przejechaniu określonego odcinka drogi (ok. 60 m), z tym że w określonych punktach drogi nastąpił gwałtowny, chwilowy skok amplitudy ich wartości. W przypadku ruchu po drodze z losowo występującymi nierównościami takich zmian nie zaobserwowano, ponieważ przebieg wartości składowych wzdłużnych reakcji charakteryzowały zmiany amplitudy dla całego przebytego odcinka drogi [286].

Tabela 5. Średnie wartości reakcji FX na koła pojazdu podczas hamowania oraz ich maksymalne amplitudy wychyleń

	Bez obciążenia				Z obciążeniem			
	Droga gładka		Droga nierówna		Droga gładka		Droga nierówna	
Koło	Średnia wartość reakcji wzdłużnej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji wzdłużnej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji wzdłużnej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji wzdłużnej [N]	Amplituda [N]
Przednie lewe	665	785	658	1273	690	773	682	1212
Przednie prawe	665	790	657	1323	695	787	682	1292
Tylne lewe	686	764	677	1217	703	766	693	1266
Tylne prawe	686	761	675	1274	711	771	692	1238

Źródło: [286].

Tabela 6. Średnie wartości reakcji FY na koła pojazdu podczas hamowania oraz ich maksymalne amplitudy wychyleń

	Bez obciążenia				Z obciążeniem			
	Droga gładka		Droga nierówna		Droga gładka		Droga nierówna	
Koło	Średnia wartość reakcji poprzecznej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji poprzecznej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji poprzecznej [N]	Amplituda [N]	Średnia wartość reakcji poprzecznej [N]	Amplituda [N]
Przednie lewe	-523	-328	-377	106	-613	-412	-463	109
Przednie prawe	524	725	390	753	637	842	469	877
Tylne lewe	-820	-549	-631	94	-891	-601	-682	57
Tylne prawe	826	1110	653	1160	905	1181	691	1210

Źródło: [286].

Przebiegi składowych poprzecznych reakcji stycznych zarówno dla pojazdu obciążonego, jak i nieobciążonego są podobne, z tym że dla pojazdu obciążonego wartości reakcji są większe o około 50 N. Przebieg tych krzywych charakteryzuje nagła zmiana po przejechaniu około 145 m drogi i spadek wartości o około 400 N. Tę samą tendencję można zaobserwować dla ruchu pojazdu po drodze nierównej (rys. 50). Kształt krzywych przedstawionych na rys. 49 i 50 pokazuje, że w śladzie współpracy kół z drogą istniały zjawiska znoszenia poprzecznego opon, jednak ponieważ krzywe te są lustrzanym odbiciem względem osi odciętych, a wartości reakcji mają przeciwne znaki, można zatem stwierdzić, że znoszenie kół prawych i lewych zostało wzajemnie wyeliminowane, co mogło zapewnić jazdę po torze prostoliniowym.

Ilościową ocenę wartości reakcji nawierzchni na koła przeprowadzono w oparciu o tabelę 5, gdzie pokazano średnie wartości wzdłużnych reakcji nawierzchni na każde koło oraz ich maksymalne amplitudy w przyjętych warunkach ruchu dla pojazdu obciążonego i nieobciążonego. Natomiast w tabeli 6 pokazano średnie oraz maksymalne wartości składowych reakcji poprzecznych uzyskanych w wyniku manewru hamowania [289].

Z przedstawionych w obu tabelach wartości widać, że podczas hamowania pojazdu bez obciążenia, na obu rodzajach nawierzchni, dociążone zostały koła osi tylnej, co potwierdza rozważania prowadzone w pracy [289]. W kwestii amplitud przedstawionych w obu tabelach wnioski nie wydają się tak oczywiste, zwłaszcza w przypadku ruchu na drodze nierównej. W przypadku hamowania na drodze gładkiej wystąpiła tendencja niewielkiego spadku wartości amplitud wzdłużnych składowych reakcji nawierzchni na koła przednie i wzrostu ich wartości dla kół tylnych w pojeździe obciążonym względem nieobciążonego (tabela 5). Natomiast dla drogi o losowych nierównościach takiej tendencji nie zaobserwowano. Co więcej, amplitudy wartości reakcji poprzecznych na drodze gładkiej wzrosły dla wszystkich kół w pojeździe obciążonym, zaś na drodze nierównej nie zaobserwowano takiego zjawiska (tabela 6).

Przyjęto, że badając zjawiska współpracy koła z nawierzchnią, należy wziąć pod uwagę, szczególnie na drogach losowo nierównych, możliwe chwilowe dociążanie lub odciążanie poszczególnych kół związane np. z oderwaniem się koła od drogi na nierówności wklęsłej lub jego dociśnięciem na nierówności wypukłej.

Ponadto założono, że gdyby zastosować w symulowanym pojeździe amortyzator o liniowej charakterystyce (rys. 27a), to należałoby przyjąć dla niego tłumienie krytyczne bądź nadkrytyczne, ponieważ w takim przypadku rozwiązanie równania różniczkowego dla układu wyposażonego w tłumik i sprężynę daje krzywą asymptotycznie zbliżającą się do położenia równowagi, która co najwyżej raz przecina oś czasu na wykresie czas-przemieszczenie (rys. 3.25 w pracy [199]). W prowadzonych analizach bardziej istotne było pokazanie wpływu zaburzeń zewnętrznych pochodzących od drogi na wybrane cechy eksploatacyjne pojazdu, niż analiza zachowania się pojazdu wyposażonego w amortyzatory o różnych współczynnikach tłumienia. Przypadek tłumienia krytycznego lub nadkrytycznego oznacza, że pojazd po wymuszeniu ruchów pionowych nadwozia przez nierówności drogi nie będzie wykonywał ruchu pływającego, co zwiększy komfort jazdy. Zawieszenie takiego samochodu lepiej tłumi drgania, nie pozwalając na dodatkowe oscylacyjne ruchy nadwozia o malejącej amplitudzie względem położenia równowagi.

W przypadku nieliniowej charakterystyki amortyzatora równanie drgań będzie miało bardziej złożoną postać, a jego rozwiązanie zależy od współczynnika β znajdującego się w nieliniowej części równania drgań [199]. Również w tym przypadku tłumienie drgań zachodzi przy $\beta \geq 0$, przy czym w pracy [199] stwierdzono, że dla $\beta > 0$ drgania zanikają szybciej niż dla $\beta = 0$, kiedy to ich amplituda maleje jak przy drganiach liniowych. Przypadek tłumienia drgań liniowych i nieliniowych, który można wykorzystać w rozważaniach dotyczących samochodów, oparto o fragment pracy [199] mówiący o tłumieniu viskozycznym, co w związku z konstrukcją typowych amortyzatorów, dla których charakterystyki pokazane m.in. w pracy [222] mają przebiegi podobne do krzywej z rys. 27b jest podejściem prawidłowym.

Dla nawierzchni o losowych nierównościach między kołami pojazdu a drogą nie muszą w danej chwili zachodzić podobne zjawiska związane z przyleganiem opony do nawierzchni, stąd amplitudy reakcji na koła mogą być różne dla różnych kół, ponieważ różne będą przebiegi reakcji dla każdego z nich po danej drodze.

Podobne analizy można prowadzić dla różnych modeli samochodów, np. dla pojazdu pokazanego na rys. 2. Dodatkowymi czynnikami zaburzającymi ruch i zmieniającymi wartości reakcji normalnych może być nierównomierne obciążenie nadwozia, jak pokazano w rozdziale 3. Dodatkowo można przyjmować zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych związane ze zmianami konstrukcyjnymi, jak pokazano w rozdziale 3, co w połączeniu z występowaniem zaburzeń zewnętrznych pochodzących od nierówności dróg może dodatkowo wpłynąć zarówno na drogę hamowania, przebieg zmian wartości reakcji normalnych nawierzchni na koła oraz prostoliniowość ruchu pojazdu. Ponadto można przyjąć bardziej ekstremalne warunki realizacji manewru poprzez zwiększenie siły na pedale hamulca, odwzorowując np. konieczność nagłego i gwałtownego hamowania w celu uniknięcia lub minimalizacji skutków zderzenia.

5.2. Wybrane aspekty współpracy koła z nawierzchnią drogi w procesie przyspieszania

Proces przyspieszania jest kolejnym z manewrów umożliwiającymi uniknięcie lub złagodzenie skutków zderzenia samochodów w zależności od rodzaju zderzenia i sytuacji drogowej, w jakiej może do niego dojść. Dzięki możliwości przyspieszania pojazdy mogą np. opuścić skrzyżowanie dróg lub włączyć się do ruchu na autostradzie, nie powodując sytuacji kolizyjnych. Do zderzenia bocznego może dojść np. na skrzyżowaniu dróg w wyniku niewystarczająco szybkiego opuszczenia skrzyżowania, co może doprowadzić np. do zderzenia bocznego, przy czym kierunki ruchu pojazdu opuszczającego skrzyżowanie i uderzającego nie są równoległe. Do sytuacji kolizyjnej może dojść także np. przy wjeździe na autostradę, gdzie w przypadku niewystarczająco płynnego włączenia się do ruchu może dojść do zderzenia tylnego.

Zdolność przyspieszania zależy nie tylko od właściwości dynamicznych danego pojazdu, ale także np. od stanu nawierzchni, ponieważ ruch samochodu zależy również od współpracy koła z drogą [230]. Dla przykładu na nawierzchni oblodzonej koła napędzane pojazdu mogą stracić przyczepność do nawierzchni i wykonywać jedynie ruch obrotowy, natomiast w przypadku losowo występujących nierówności nawierzchni koła przyspieszającego samochodu mogą chwilowo tracić kontakt z drogą w wyniku odrywania się na wgłębieniach, a także ruch pojazdu może być zaburzany w wyniku napotykania kół na nierówności pionowe.

Tak, jak w przypadku hamowania rozważano również wybrane aspekty pewnych cech eksploatacyjnych samochodu w oparciu o symulację manewrów, w których następuje zmiana prędkości. Jednym z elementów tych rozważań była analiza wpływu wybranych parametrów drogi pokonywanej przez pojazd realizowana przykładowo w oparciu o symulację manewru przyspieszania. Zaburzenia położenia środka masy nadwozia w modelu samochodu przyjęto jak na rys. 6 i 7 pokazanych w podrozdziale 3.1. Szczegóły można znaleźć w pracy [291].

Wpływ losowo występujących nierówności nawierzchni podzielono na dwa przypadki [291]:

- przyjęto profil drogi taki sam dla kół lewych i prawych pojazdu z rys. 1;
- przyjęto profile dróg różne dla kół lewych i prawych pojazdu sportowego z rys. 1.

Różne profile nawierzchni dla kół po obu stronach pojazdu zrealizowano, dobierając wartość współczynnika oznaczonego w pliku definiującym profil drogi jako $corr_p$ (wzór 3.1). Współczynnik ten określa stopień podobieństwa między wielkościami nierówności drogi dla kół po obu stronach pojazdu, przyjmując wartości między 0 a 1. Dla prawie identycznych profili drogi dla kół lewych i prawych wartość tego współczynnika jest bliska 1, natomiast chcąc uzyskać różne profile nawierzchni dla kół po obu stronach pojazdu, można przyjąć, że jest ona bliska 0. W programie Adams/Car współczynnik ten nazwano współczynnikiem korelacji.

Symulacja manewru przyspieszania została przeprowadzona dla dwóch różnych przypadków, co zrealizowano, dobierając wartość współczynnika równą około 1 dla takich samych profili drogi oraz około 0 przy różnych profilach nierówności dla kół lewych i prawych pojazdu [291]. W tabeli 7 pokazano zestawienie konfiguracji drogi i pojazdu dla manewru przyspieszania. Opis obciążenia pojazdu, położenia środka masy, momentów bezwładności i dewiacji pokazano w akapicie pod tabelą 7.

Przyjęto, że manewr przyspieszania rozpoczął się od prędkości 5 km/h, zaś czas jego trwania wynosił 10 s. Pojazdu osiągnął prędkość końcową równą około 60 km/h przy założonym 50% otwarciu przepustnicy i wynikającej stąd stałej wartości przyspieszenia.

Tabela 7. Konfiguracja pojazdu i nierówności nawierzchni dla kół lewych i prawych podczas manewru przyspieszania

Nawierzchnia	Pojazd	Wartość współczynnika określającego podobieństwo profilu nierówności nawierzchni dla kół lewych i prawych ($corr_p$)	
Nierówna (losowo występujące nierówności)	Obciążony zgodnie z rys. 6 i 7 – opis poniżej. Przyspieszanie od $v = 5$ km/h, czas manewru 10 s	0	1

Źródło: [291].

Pojazd został obciążony zgodnie z rozkładem pokazanym na rys. 6 oraz 7, przy czym przyjęto następującą konfigurację obciążenia nadwozia:

- masa kierowcy $m_1 = 75$ kg, pasażera $m_2 = 105$ kg, oraz bagażu $m_B = 50$ kg;
- współrzędne środka masy nadwozia pojazdu względem punktu „origo”:
 $x_C = 1,481$ m, $y_C = 0,081$ m, $z_C = 0,454$ m;

- wartości momentów bezwładności dla nadwozia zaburzonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”: $I_{X0} = 460 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{Y0} = 3440 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{Z0} = 3295 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$;
- wartości momentów dewiacji dla nadwozia zaburzonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”: $I_{XY0} = 147 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{XZ0} = 824 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{YZ0} = 45 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

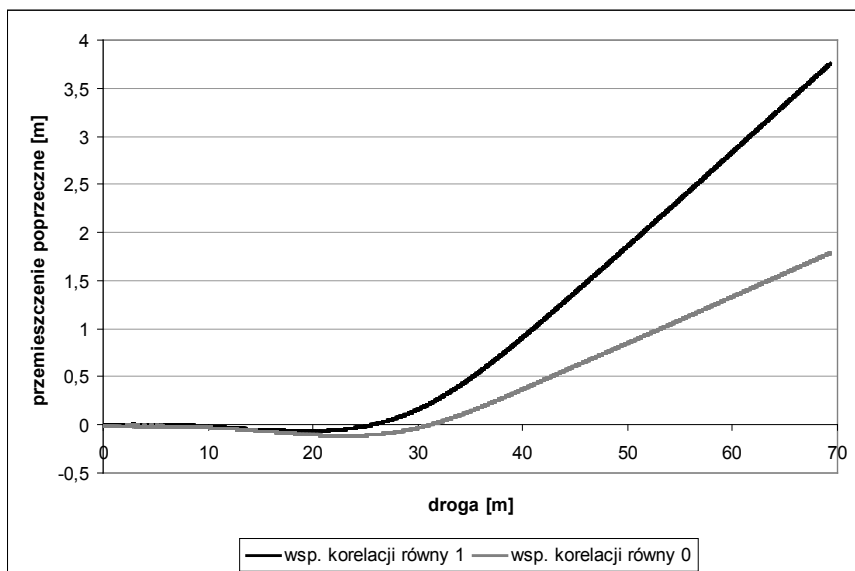
Realizując symulację ruchu pojazdu, wprowadzono jeszcze jeden czynnik mogący mieć pośrednie znaczenie w ocenie wybranych parametrów. Przyjęto brak reakcji kierowcy korygującej zadany ruch prostoliniowy. Stąd wynika kształt przebiegów trajektorii ruchu pojazdu w funkcji przebytej drogi (rys. 51).

Wybrane fragmenty analiz związanych ze zjawiskiem współpracy koła z drogą podczas przyspieszania samochodu pokazano na rys. 51–53 [291].

Na rys. 51 pokazano trajektorie ruchu pojazdu dla manewru przyspieszania otrzymane jako rezultat symulacji manewru przyspieszania na drodze losowo nierównej, przy czym obie krzywe zaprezentowano jako przemieszczenie poprzeczne w funkcji przebytej drogi, przy przyjętej wartości współczynnika określającego podobieństwo profilu drogi dla kół lewych i prawych, bliskiej 0 lub 1 (tabela 7). Trajektorie te pokazują odpowiedź pojazdu o nierównomiernym obciążeniu nadwozia na ruch podczas przyspieszania na drodze o losowych nierównościach. W pracy przyjęto również nieliniowe charakterystyki zawieszenia samochodu zgodnie z rys. 26b i 27b. Zwrócono uwagę na różnice w charakterze odpowiedzi, gdy nierówności dla kół lewych i prawych mają takie same oraz różne parametry. Na rys. 51 pokazano trajektorie uzyskane w wyniku symulacji przyspieszania pojazdu na drodze, na której współczynnik podobieństwa profilu nierówności dla kół lewych i prawych był bliski 0 lub 1, stąd w opisie rysunku widnieje nazwa „wsp. korelacji”, którą przytoczono za opracowaniami dotyczącymi programu Adams/Car [257].

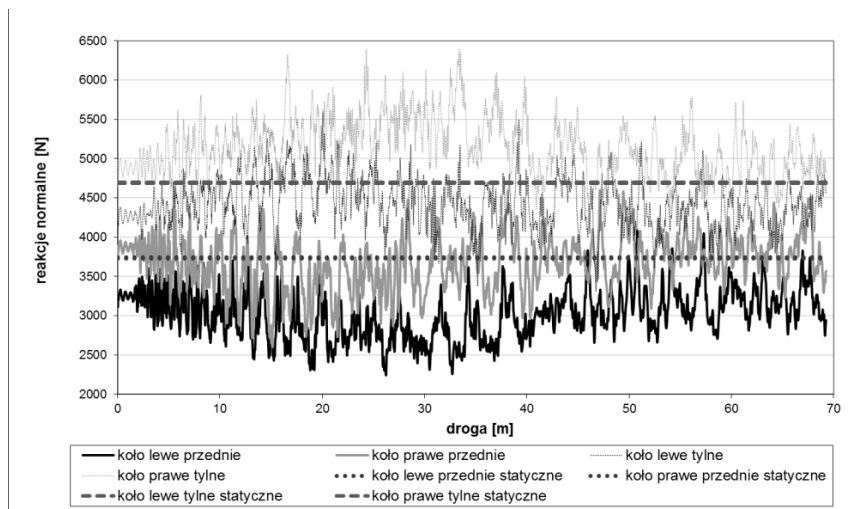
Na rys. 52 i 53 pokazano przebieg normalnych reakcji nawierzchni na koła pojazdu z rys. 1 w funkcji przebytej drogi podczas manewru przyspieszania [291]. Przedstawione przebiegi pokazują rezultaty otrzymane dla pojazdu z rys. 1 z nieliniowymi charakterystykami sprężysto-tłumiącymi (rys. 26b i 27b), co nie pozwala na ich uogólnianie jako odpowiedzi różnych typów pojazdów na wymuszenia pochodzące od nierówności dróg. Niemniej pokazane podejście może być stosowane dla innych modeli, jednak każdy przypadek realizowanego manewru należy rozważać oddzielnie, zwłaszcza w przypadku nieliniowych charakterystyk zawieszenia, takich jak np. na rys. 26b i 27b. Dla omawianego przykładu zaobserwowano, że krzywe otrzymane dla współczynnika podobieństwa profilu nierówności dla kół lewych i prawych bliskiego 1 wykazały większy odstęp od danego kierunku jazdy (rys. 51) niż przy różnych profilach nierówności (współczynnik podobieństwa bliski 0).

Analiza otrzymanych trajektorii (rys. 51) obejmuje jedynie część jakościową polegającą na analizie ich kształtu oraz przebiegu, bez określania obszaru dopuszczalnych rozwiązań (Ω), podziału na klasy i weryfikacji przebywania danej trajektorii w określonej klasie. Ocena ilościowa może być przeprowadzona jedynie przy odniesieniu do określonych cech eksploatacyjnych pojazdu, np. stateczności technicznej stochastycznej. Szczegóły można znaleźć w pracy [291].



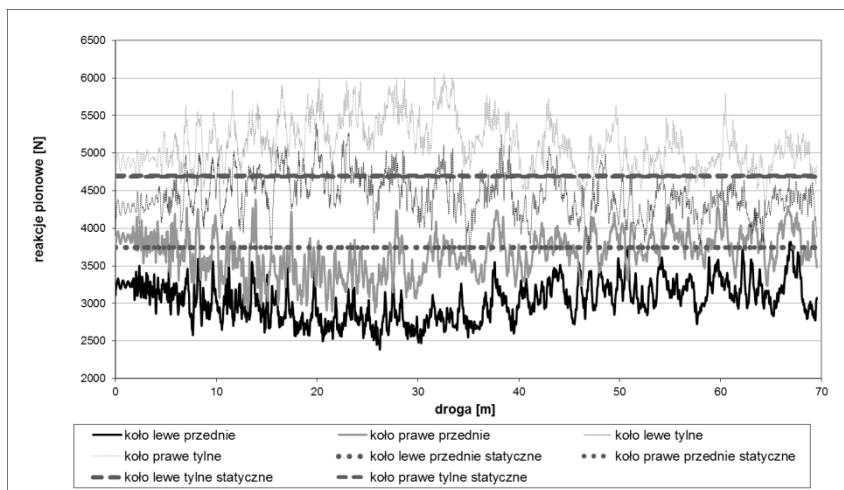
Rys. 51. Trajektorie pojazdu otrzymane w wyniku manewru przyspieszania. Czas manewru wyniósł 10 s

Źródło: [291].



Rys. 52. Zmiany wartości normalnych reakcji nawierzchni na koła samochodu podczas manewru przyspieszania, współczynnik podobieństwa profili nierówności bliski 0. Czas manewru wyniósł 10 s. Na rysunku zaznaczono linią przerywaną reakcje dla obciążenia statycznego

Źródło: [291].



Rys. 53. Zmiany wartości normalnych reakcji nawierzchni na koła samochodu podczas manewru przyspieszania, współczynnik podobieństwa profili nierówności bliski 1. Czas manewru wyniósł 10 s. Na rysunku zaznaczono linią przerywaną reakcje dla obciążenia statycznego

Źródło: [291].

Badając przebieg wartości reakcji normalnych podczas manewru przyspieszania, zauważono, że reakcje, szczególnie dla bardziej obciążonych kół prawych, osiągały większe wartości w przypadku braku podobieństwa między nierównościami nawierzchni (współczynnik bliski 0). Widać również, że na całej długości przebiegu reakcje nawierzchni dla współczynnika korelacji równego 0 osiągają większe amplitudy. Kompletna analiza współpracy kół z nawierzchnią w przyjętych warunkach symulacji (tabela 7) byłaby możliwa dla reakcji poziomych i pionowych, co może być również przedmiotem dalszych badań, szczególnie dla różnych konfiguracji obciążenia pojazdu i nierówności drogi [291].

Kolejnym elementem, który jest rozważany w tego typu analizach, jest dodatkowe zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych, np. jak pokazano w podrozdziale 3.2. Zarówno w przypadku analizy współpracy koła z nawierzchnią, jak i trajektorii ruchu modeli samochodów można przyjąć, że w danym pojeździe, biorącym uprzednio udział w zderzeniu i poddanym niefachowej naprawie powypadkowej, wystąpiły zmiany konstrukcyjne dodatkowo zaburzące geometrię jego nadwozia bądź zawieszenia i kół. Można również przyjąć inne ustawienie otwarcia przepustnicy, realizując mniej (np. 20%) lub bardziej gwałtowne przyspieszanie, np. dla 90%.

5.3. Czynniki dodatkowe mogące wpływać na wybrane cechy eksploatacyjne pojazdu

Jednym z czynników wpływających na eksploatację samochodu jest stan nawierzchni drogi. Wydaje się, że nierówności nawierzchni są niwelowane przez

zawieszenie pojazdów, zatem nie powinny być przyczyną zaburzeń cech takich jak np. stateczność. Wyniki badań przedstawionych w rozdziale 4 i podrozdziałach 5.1 oraz 5.2 pokazują, że stan nawierzchni powodował zwiększenie rozmiaru zjawisk, takich jak niestateczność, boczne znoszenie samochodu itp., spowodowanych dodatkowymi zakłóceniami ruchu samochodu.

Rozważania dotyczące losowych nierówności nawierzchni drogi były prowadzone np. w pracach [21], [22], [52], [68], [69] czy [70]. Analiza nierówności drogi z wykorzystaniem ich gęstości widmowej mocy w funkcji długości fal tych nierówności pozwoli uzyskać odpowiedzi, które nierówności, jeśli chodzi o ich długość fali, mają lub mogą mieć wpływ na wybrane cechy dynamiczne pojazdu, zwłaszcza na możliwość powstawania sprzężeń dynamicznych. Dla określonych prędkości mogą powstawać sprzężenia częstotliwościowe prowadzące do powstawania drgań szkodliwych dla kierowcy i pasażerów lub dla elementów pojazdu, np. zawieszenia lub układu kierowniczego, co w dalszym procesie eksploatacji może prowadzić do ich uszkodzeń, a także do zaburzeń ruchu pojazdu.

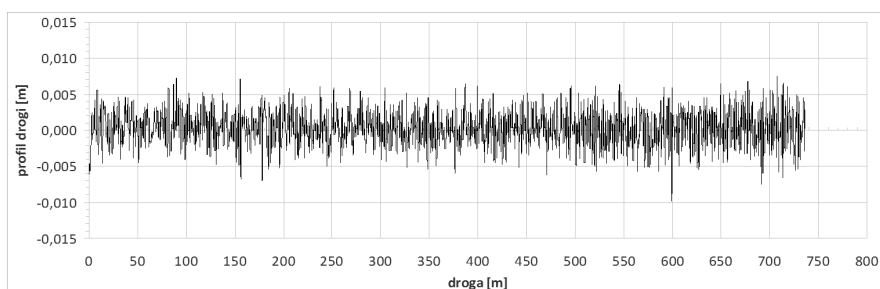
W różnych pracach, np. [14], [137] oraz [186] prowadzono analizy związane z wyznaczeniem gęstości widmowej mocy nierówności drogi oraz wpływem tych nierówności na wybrane aspekty ruchu pojazdów.

Na rys. 54 pokazano przykładowy profil drogi o losowych nierównościach uzyskany w wyniku symulacji ruchu pojazdu z rys. 1 z wykorzystaniem manewru jazdy prostoliniowej pojazdu nieobciążonego. Wyznaczając profil nierówności, przyjęto następujące założenia w kwestii przeprowadzonej symulacji:

- przyjęto sztywny model pneumatyka;
- zarejestrowane zostały nierówności, których długość fali jest większa lub równa długości śladu współpracy koła z nawierzchnią;
- podczas manewru nie nastąpiło oderwanie się koła od drogi.

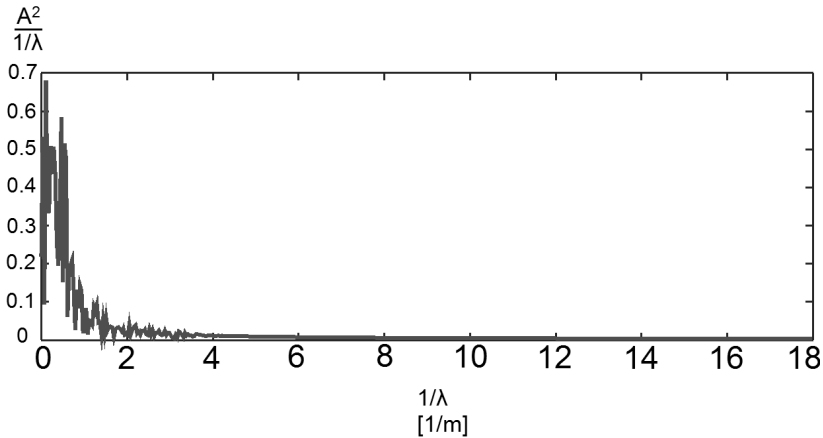
Chcąc uzyskać profil drogi o nierównościach cechujących się większą amplitudą, zmieniono ustawienia w pliku definiującym ich wysokość (parametr „intensity” w pliku „2d_stochastic_uneven.rdf”), w związku z czym maksymalne amplitudy wysokości nierówności drogi sięgają około 0,01 m. Wybrano fragment drogi o długości ok. 750 m jako próbkę drogi o losowych nierównościach i tym stanie nawierzchni.

O klasyfikacji dróg np. wg normy ISO 8608 wspomniano w kilku pracach, m.in. [65] oraz [255], co omówiono w podrozdziale 3.3.



Rys. 54. Profil nierówności w funkcji przebytej drogi

Źródło: opracowanie własne w oparciu o program MSC Adams/Car.



Rys. 55. Gęstość widmowa mocy nierówności drogi w funkcji odwrotności długości fal nierówności dla profilu z rys. 54

Źródło: opracowanie własne w oparciu o program MSC Adams/Car.

Chcąc przeprowadzić analizę widmową uzyskanego profilu drogi pod kątem znalezienia nierówności, których długości fal mogą wpływać na wybrane, przedstawione w pracy cechy eksploatacyjne pojazdów, wyznaczono gęstość widmową mocy nierówności dla otrzymanego profilu w funkcji odwrotności długości fal tych nierówności ($1/\lambda$), co pokazano na rys. 55. Odwrotność długości fal [$1/m$], po pomnożeniu przez prędkość [m/s] pozwoli uzyskać na osi odciętych częstotliwości [$1/s$] dla nierówności o określonej długości fali profilu drogi przyjętego w symulacjach.

Wykorzystano algorytm szybkiej transformaty Fouriera, co pozwoliło uzyskać żądany wykres bezpośrednio z danych zawierających zmiany wysokości nierówności nawierzchni w funkcji przebytej drogi (rys. 54).

Z rys. 55 wynika, że dla danego profilu drogi wartość gęstości widmowej mocy (amplituda) jest największa dla nierówności o falach rzędu powyżej 1 m. Natomiast w analizach związanych z wpływem nierówności nawierzchni na wybrane cechy eksploatacyjne samochodu należy przyjąć, że minimalny zauważalny wpływ mogą mieć nierówności, których długość fali jest większa niż długość śladu współpracy koła z nawierzchnią. Wpływ ten będzie różny dla różnych prędkości jazdy, ponieważ mnożąc długości fal nierówności przez prędkość, można otrzymać częstotliwość, z jaką nawierzchnia oddziałuje na koła pojazdu, a przez zawieszenie również na nadwozie w postaci drgań wymuszonych. Dla nierówności o długości fali mniejszej niż długość obszaru kontaktu koła z drogą skutek najechania kołem na taką nierówność może być dwojaki. Jeśli nierówność wystaje ponad powierzchnię jezdni, to koło może doznać pionowego przemieszczenia w górę lub może nie być żadnego skutku, jeśli chodzi o pionowy ruch koła, w zależności od wysokości tej nierówności oraz od prędkości jazdy. Natomiast przejazd przez wgłębienie w nawierzchni krótsze niż ślad współpracy może w ogóle nie wpłynąć na ruch koła, ponieważ może ono nie doznać żadnych przemieszczeń pionowych.

Należy przy tym wziąć pod uwagę, że nierówności o długości fali znacznie przekraczającej 1 m (np. rzędu kilku lub kilkunastu metrów) nie muszą wpływać na wybrane cechy eksploatacyjne, jeżeli wynikają z geometrii drogi biegnącej w terenie górzystym lub pagórkowatym. Bardziej istotną cechą eksploatacyjną podczas jazdy w terenach górskich jest zdolność pokonywania wzniesień. Problemu tego nie poruszono, natomiast szczegóły związane z mechaniką ruchu samochodu można znaleźć np. w [213] lub [242].

W dalszych analizach manewry hamowania i rozpędzania traktować można jako proces przejściowy, z uwzględnieniem jazdy po drodze o losowo nierównej nawierzchni. Badania takie prowadzić można dla pojazdów z rys. 1 i 2 przy różnych obciążeniach, których przykłady podano w rozdz. 3, a także przy różnej konfiguracji zawieszenia samochodu. Ponadto można prowadzić takie badania dla pojazdów, których położenie środka masy może zmieniać się wraz z obciążeniem ładunkiem. W przypadku rozpędzania możliwe jest także uwzględnienie napędu na 2 oraz 4 koła. Ponadto można do analiz wprowadzić zadany program jazdy pojazdu ze zmienną prędkością, a także uwzględnić wpływ wybranych parametrów drogi (np. pochylenie poprzeczne, łuk, krzywa przejściowa itp.) na ruch pojazdu i jego wybrane cechy eksploatacyjne.

6. WYBRANE ASPEKTY MODELOWANIA ZDERZEŃ SAMOCHODÓW

Jednym z aspektów badania wpływu określonych parametrów na wybrane cechy eksploatacyjne pojazdu może być rozważenie możliwych konsekwencji wynikających z zaburzenia tych cech. Mimo że statystycznie niesprawności techniczne pojazdu nie stanowią przyczyny wielu kolizji [145], w połączeniu z warunkami drogowymi i zachowaniem kierowcy mogą jednak doprowadzić do sytuacji kolizyjnej, szczególnie w trudnych warunkach ruchu. Nie badano również wpływu zmian wartości parametrów masowo-bezwładnościowych na powstawanie kolizji drogowych.

Istotne jest również rozważenie rodzaju zderzenia samochodów, zarówno pod kątem potencjalnych miejsc, w których może do niego dojść, jak i aktualnych trendów badań nad jego skutkami. Z tego powodu uwagę skupiono na analizie procesu zderzenia bocznego jako bardziej niebezpiecznego z punktu widzenia ochrony podróżnych (brak rozbudowanych stref kontrolowanego zgniotu, jak w przypadku zderzeń czołowych i tylnych).

Omawianie zjawisko jest traktowane jako jeden z możliwych przypadków zdarzeń wynikłych z eksploatacji pojazdu z zaburzonymi cechami takimi jak np. stateczność, co z kolei spowodowane może być np. zaburzeniami geometrii nadwozia.

Rozdział ten służy przybliżeniu problematyki zderzeń pojazdów w dwóch aspektach:

- jako element związany ze zderzeniem, którego skutkiem jest wypadek drogowy (uszkodzenia ciała pasażerów samochodów biorących w nim udział);
- jako proces powodujący zjawiska deformacji nadwozia samochodu.

Elementy związane z modelowaniem zderzeń rozważane były m.in. w pracach autora (np. [284], [293]), natomiast problemy mechaniki zderzenia w aspekcie ochrony kierowcy i pasażerów były prezentowane przez różnych autorów, m.in. w [110], gdzie skupiono się na trzech zasadniczych elementach charakteryzujących tzw. *crashworthiness*, czyli zachowanie się pojazdu podczas zderzenia: odkształceniach nadwozia, ochronie pasażerów, a także zabezpieczeniu pasażerów i ich interakcji z wnętrzem pojazdu.

Wyniki analiz pokazanych w tym rozdziale można stosować jako jeden z problemów ochrony kierowcy i pasażerów w trakcie kolizji lub jako proces powodujący zaburzenia geometrii nadwozia samochodu.

Modelowaniu zderzeń poświęcono wiele prac. Również w kilku wcześniejszych pracach autora zamieszczono rozważania związane z modelowaniem zderzeń samochodów, np. [138], [139], [147], [150] czy [284]. Prace te związane były w głównej mierze z odniesieniem wyników symulacji zderzenia czołowego skośnego lub bocznego skośnego do obliczeń analitycznych opartych na rachunkowej

metodzie Routha z uwzględnieniem restytucji prędkości normalnych i stycznych do płaszczyzny zderzenia. Metoda ta zaprezentowana została m.in. w pracy [83].

W związku z analizą zderzenia jako procesu związanego z bezpieczeństwem w ruchu drogowym w pracy [145] dokonano przeglądu stanu wiedzy, w wyniku którego stwierdzono niewielką liczbę pozycji związanych z modelowaniem zderzeń bocznych. Większość zagadnień dotyczyła m.in. uproszczonych modeli zderzenia z uwzględnieniem ruchu płaskiego pojazdów, wpływu zmian wybranych parametrów geometrycznych, masowych oraz bezwładnościowych na ruch modeli samochodów biorących udział w zderzeniu, a także występowania dodatkowych zewnętrznych sił impulsowych, które zostały uwzględnione w równaniach opisujących zderzenie, mimo że stanowiły elementy zamkniętego układu sił wewnętrznych, za jaki w prostszych zagadnieniach przyjmuje się dwa pojazdy w chwili kontaktu (np. [263]). Nieco odrębnymi problemami były np. wpływ przyczepy na przebieg zderzenia samochodów [271], uwzględnienie pochyłości drogi w chwili zderzenia [271] lub modelowanie uderzenia samochodu w betonową barierę drogową [268].

Niewielka ilość prac (np. [2], [3], [4], [46] i [114]) pokazujących modele zderzeń bocznych wynika głównie z dwóch powodów. Po pierwsze w zderzeniu bocznym trudno jest określić położenie wektora impulsowej siły zderzenia dla obu pojazdów, po drugie niewiele jest prac, zarówno doświadczalnych, jak i teoretycznych, związanych ze współczynnikiem restytucji w przypadku zjawisk występujących podczas wzajemnego kontaktu powierzchni pojazdów w trakcie zderzenia. Przykładowo rozważania takie prowadzono w pracach [115] i [116].

Biorąc pod uwagę powyższe oraz fakt, że w Polsce zderzenia boczne rocznie stanowią około 30% wszystkich rodzajów zderzeń samochodów [145], postanowiono skupić się na analizie procesu zderzenia jako zjawiska typowego na skrzyżowaniach dróg, jak również w miejscach włączania się do ruchu, jak np. wjazdy na autostradę, a jednocześnie możliwego jako konsekwencja zaburzenia wybranych cech eksploatacyjnych samochodu.

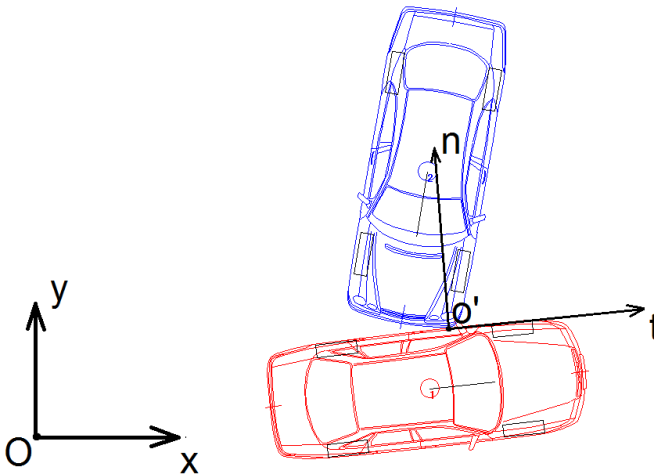
Sama niesprawność wywołana zaburzeniem określonych parametrów, a w rezultacie cech eksploatacyjnych, nie jest przyczyną wielu zdarzeń drogowych, natomiast w połączeniu z działaniem kierowców jako czynnika ludzkiego może stanowić przyczynę występowania wypadków również w postaci zderzeń bocznych pojazdów.

W celu poprawnego opisu modeli zderzenia bocznego przyjęto następujące ogólne założenia:

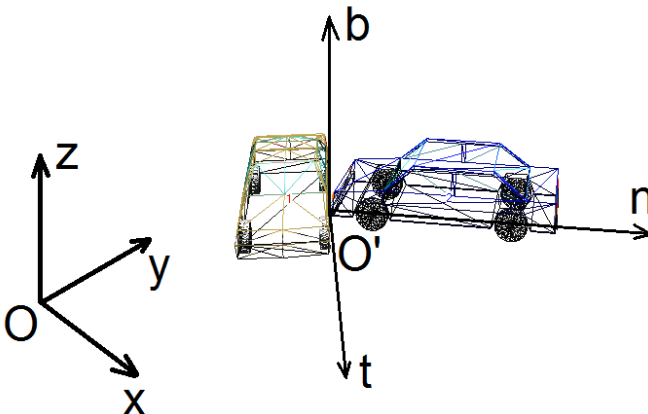
- modele pojazdów można traktować jako ciała quasi-szttywne;
- nadwozia obu pojazdów reprezentowane są przez zbiory prostopadłościanów o stałej masie i sztywności. Po zderzeniu i odkształceniu bryły nadwozia pojazd nie doznaje ubytku masy;
- ruch w trakcie zderzenia odbywa się na płaskiej powierzchni;
- w modelach zderzających się samochodów nie uwzględniono nieliniowości charakterystyk zawieszenia.

Dodatkowe założenia dotyczą przyjętych układów współrzędnych, na które składają się układ nieruchomy, inercjalny $Oxyz$ o początku w punkcie O , względem którego określić można położenie zderzających się samochodów oraz układ

ruchomy $O'nt$ w ruchu płaskim (rys. 51) i $O'ntb$ w ruchu złożonym (rys. 52). Na rysunkach tych n oznacza kierunek prostopadły do płaszczyzny zderzenia pojazdów, t – wzdłużny do tej płaszczyzny, zaś b – kierunek prostopadły do obu poprzednich, jednocześnie prostopadły do nawierzchni drogi w chwili zderzenia, nazwany na potrzeby rozważań binormalnym. W obu przypadkach (rys. 51 i 52) $O \neq O'$, gdzie za punkt O' przyjęto traktować geometryczny środek zderzenia, względem tego punktu zaś określić można odległości środków mas zderzających się pojazdów potrzebne do ułożenia równań zderzenia oraz zależności określających prędkości kątowe obu pojazdów.



Rys. 51. Przyjęte układy współrzędnych dla zderzenia bocznego w ruchu płaskim
Źródło: opracowanie własne w oparciu o program PC-Crash 8.0.



Rys. 52. Przyjęte układy współrzędnych dla zderzenia bocznego w ruchu złożonym
Źródło: opracowanie własne w oparciu o program PC-Crash 8.0.

Geometryczny środek zderzenia został omówiony w kilku pracach, m.in. w [145]. Jest to punkt pierwotnego kontaktu samochodów podczas zderzenia. Jeżeli kontakt następuje wzdłuż prostej, na odcinku o określonej długości lub zderzające się pojazdy w pierwszej chwili zderzenia stykają się tak, że obszar kontaktu stanowi płaszczyzna o określonym polu powierzchni, to przyjmuje się, że geometryczny środek zderzenia stanowi środek odcinka lub środek pola stanowiącego obszar kontaktu pojazdów w pierwszej chwili zderzenia. Pozostałe założenia zaprezentowane wyżej zostały również przyjęte m.in. w pracy [145].

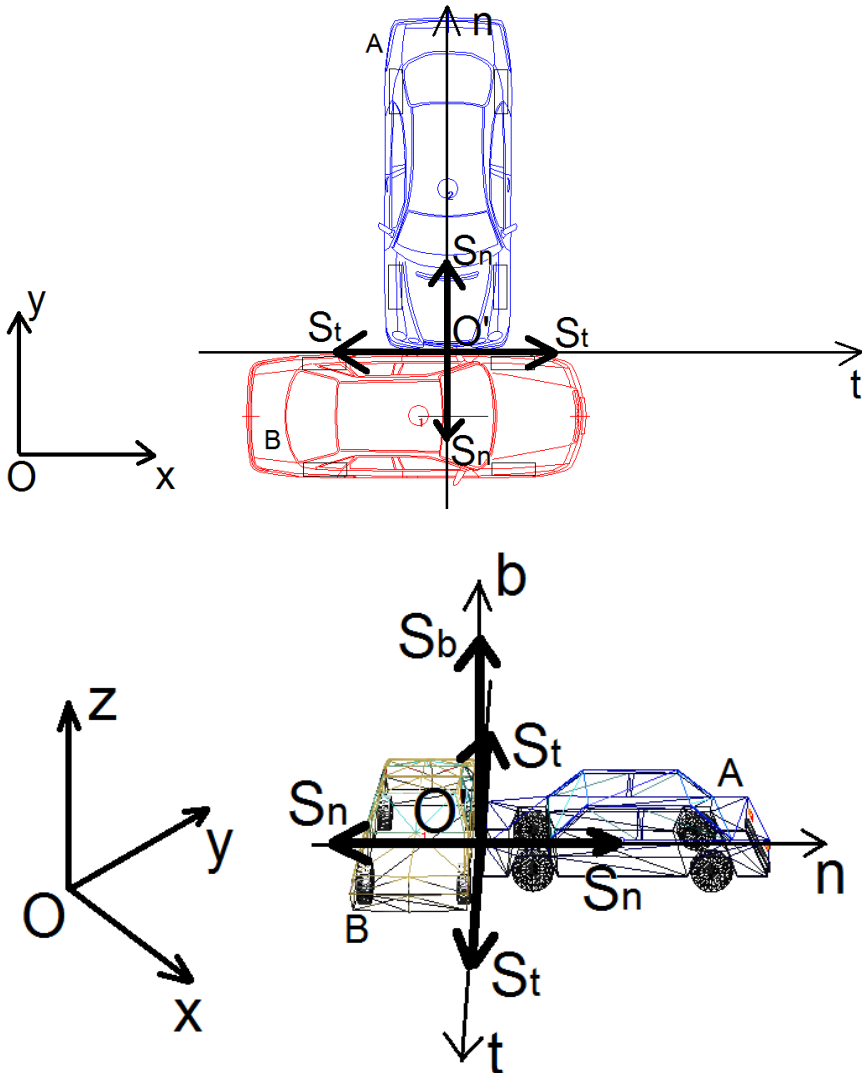
Ponadto przyjęto jeszcze dodatkowe warunki związane z lokalizacją wektorów impulsów sił zderzeniowych:

- założono, że składowe impulsu siły uderzenia biegną wzdłuż normalnej, stycznej i binormalnej do płaszczyzny zderzenia, co osobno dla każdego pojazdu zaznaczono na rys. 53, gdzie pojazdem uderzającym jest samochód oznaczony literą A, zaś uderzany – B. Normalna składowa impulsu siły zderzeniowej ma zwrot przeciwny do prędkości zderzenia pojazdu A, zaś w przypadku pojazdu B wektor ten jest prostopadły do wektora jego prędkości postępowej. Jeżeli zderzenie jest skośne, to wektor składowej normalnej impulsu siły uderzenia jest współosiowy do wektora impulsu siły dla pojazdu uderzającego, lecz przeciwnie zwrócony (rys. 54). Na obu rysunkach (53 oraz 54) symbole S_n , S_t oraz S_b oznaczają odpowiednio normalny, styczny oraz binormalny impuls siły zderzenia.
- składowa wektora impulsu stycznego jest zwrócona zgodnie ze zwrotem osi $O't$ dla samochodu B, zaś dla pojazdu A ma zwrot przeciwny (rys. 53);
- przyjęto, że składowe binormalne impulsu siły zderzenia w przypadku ruchu złożonego są, jak np. w pracy [145], zwrócone jednakowo dla obu pojazdów, zgodnie z dodatnim zwrotem osi binormalnej $O'b$ układu $O'ntb$ (rys. 53).

Z punktu widzenia modelowania zderzenia wyznaczanymi parametrami są prędkości postępowe i kątowne pojazdów przed i po zderzeniu [270], przy czym na potrzeby rozważań przyjęto, jak w pracy [83], oznaczać apostrofem parametry po zderzeniu. Siły i momenty pochodzące od zewnętrznych czynników takich jak ciągnięte przyczepy lub różne wartości współczynnika przyczepności kół do nawierzchni drogi początkowo zostały pominięte, lecz w dalszych rozważaniach, służących rozszerzeniu omawianych zagadnień można je uwzględnić, rozważając np. model matematyczny zderzenia pojazdów z uwzględnieniem ruchu złożonego, gdzie co najmniej jeden z nich ciągnie przyczepę. Matematyczny model zderzenia pojazdów ciągnących przyczepy rozważano m.in. w pracy [271].

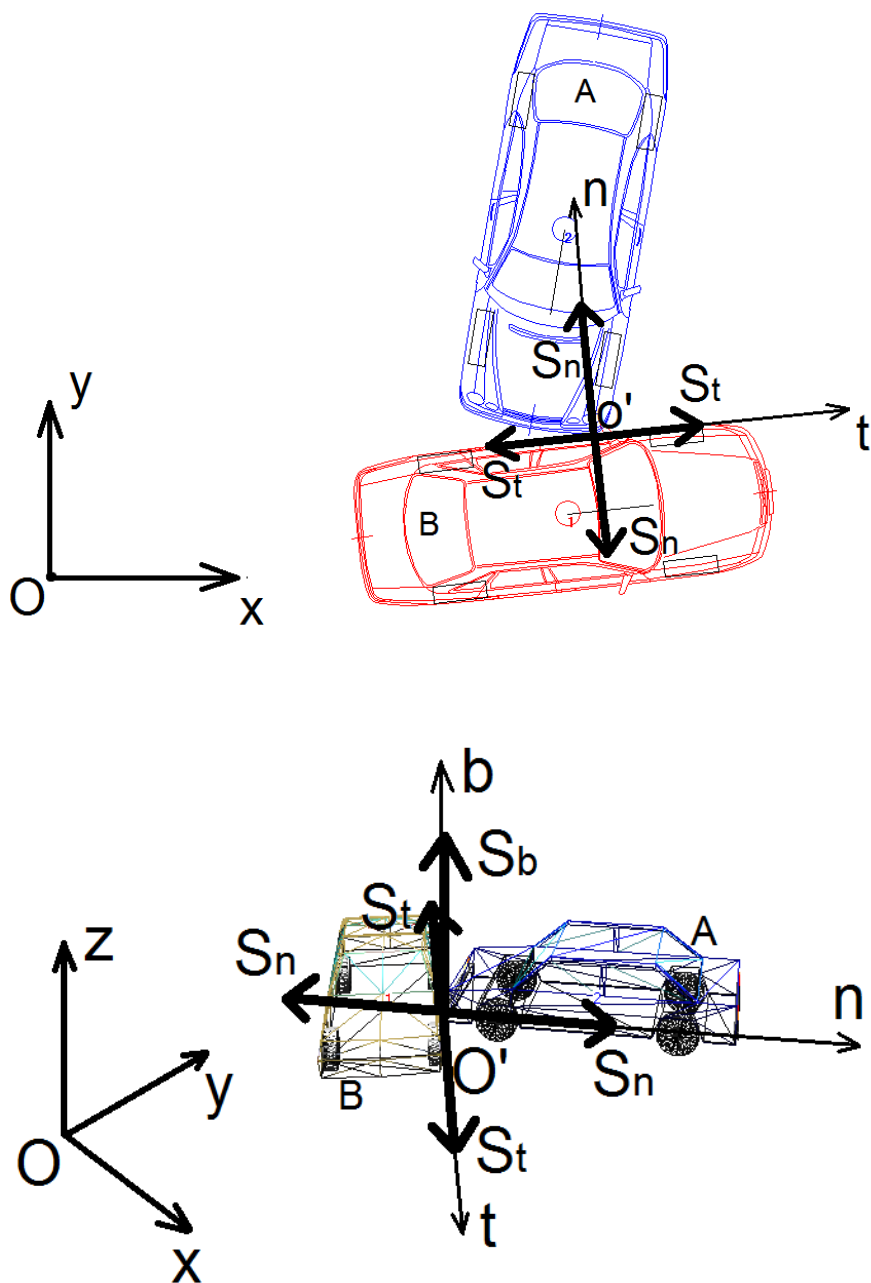
Parametry takie, jak kąty pochylenia kół względem pionowej płaszczyzny symetrii pojazdu lub nadwozia względem płaszczyzny drogi w chwili zderzenia, zostały pominięte w prowadzonych rozważaniach. Bardziej istotna mogłaby być analiza wpływu losowych nierówności nawierzchni drogi jako czynnika generującego dodatkowe, chwilowe siły impulsowe powstające np. w wyniku kontaktu jednego z kół pojazdu z podłożem innym niż asfaltowa nawierzchnia drogi [270]. Impulsy tych sił mogą mieć wpływ na przebieg zderzenia, ponieważ nie występują w strefie kontaktu zderzających się pojazdów, zatem nie wpływają na deformacje nadwozi, a jedynie na ruch samochodów w trakcie zderzenia.

W analizach przyjęto także, że płaszczyzna zderzenia jest równoległa do drogi, zaś odcinek drogi, na którym odbywa się zderzenie jest płaski. Nieuwzględnienie pochyłości, takich jak np. krzywe przejściowe drogi, nie musi prowadzić do błędnych wniosków, natomiast w ramach analizy bardziej złożonych przypadków zderzeń można uwzględnić np. zderzenie na wzniesieniu bądź uderzenie pojazdu w skarpetę czy wjechanie do rowu.



Rys. 53. Składowe impulsu siły uderzenia dla obu pojazdów w przypadku zderzenia bocznego prostopadłego dla ruchu płaskiego i złożonego pojazdów w trakcie zderzenia

Źródło: opracowanie własne w oparciu o program PC-Crash 8.0.



Rys. 54. Składowe impulsy siły uderzenia dla obu pojazdów w przypadku zderzenia bocznego skośnego, odpowiednio dla ruchu płaskiego i złożonego pojazdów w trakcie zderzenia

Źródło: opracowanie własne w oparciu o program PC-Crash 8.0.

Analizując zderzenie boczne jako efekt wpływu omawianych wcześniej czynników eksploatacyjnych, przyjęto rozważać dwa przypadki, których modele zostaną przedstawione:

- podczas zderzenia pojazdy wykonują ruch płaski;
- podczas zderzenia pojazdy wykonują ruch złożony, gdzie uwzględniono występujące impulsy sił bezwładności, unoszenia i Coriolisa.

Przyjęto, że modele pojazdów wykonują ruch płaski bądź złożony, zatem do opisu ruchu względem układu współrzędnych $O'ntb$ o początku w geometrycznym środku zderzenia wykorzystano dwie współrzędne n (normalną) oraz t (styczną) dla ruchu płaskiego oraz dodatkowo współrzędną b , którą dla wygody nazwano binormalną w przypadku ruchu złożonego.

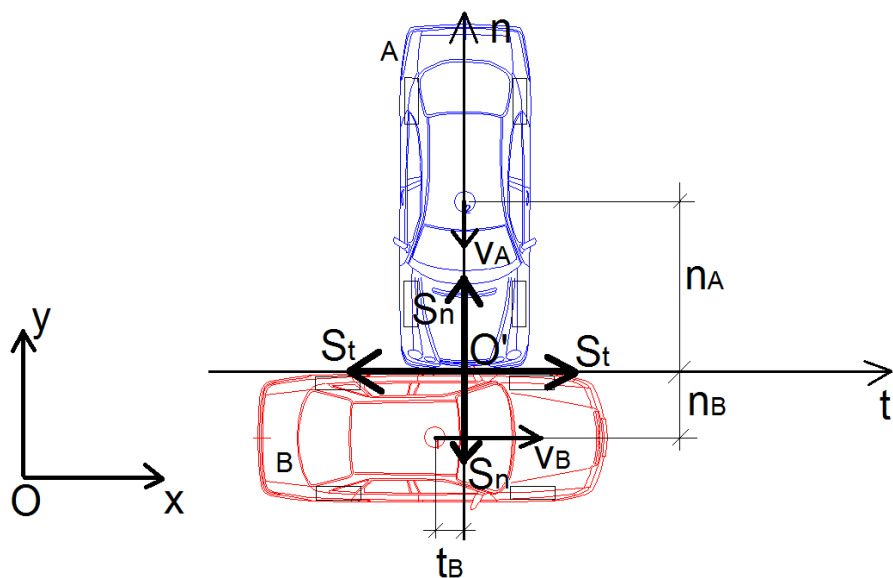
Inne podejście do modelowania zderzenia polega na pominięciu chwilowych zewnętrznych obciążeń działających na pojazd, ponieważ jak wynika z podstaw teorii zderzeń [270], w prostych przykładach zjawiska te nie mają praktycznego żadnego wpływu na przebieg zderzenia (niewielkie wartości w porównaniu z chwilowymi siłami zderzenia). Chcąc odwzorować bardziej złożone przypadki, w których każdy czynnik, taki jak warunki drogowe lub położenie pojazdu w chwili uderzenia, może odgrywać rolę w jego przebiegu, można przyjąć, podobnie jak np. w pracach [147], [150] czy [270], że w chwili kolizji pojazdów w wyniku zadziałania tych zewnętrznych czynników mogą wystąpić dodatkowe impulsy pochodzące od sił chwilowych wynikłych np. z zarzucania samochodu czy kontaktu jednego z kół z poboczem, na którym jest nawierzchnia gruntowa. Dla układu dwóch pojazdów pozostających w kontakcie w chwili kolizji te dodatkowo pojawiające się siły należy potraktować jako zewnętrzne, oddziałujące na każdy pojazd osobno, ale nie pochodzące od drugiego pojazdu, a więc siły chwilowe o impulsach wielkością zbliżonych do sił zderzeniowych. Przyjęto, że zjawisko takie będzie wykorzystywane w dalszych rozważaniach dla zderzenia bocznego. Przypadek taki zostanie podany jako przykład analizy wpływu dodatkowych sił impulsowych na przebieg zderzenia, a także możliwość rozszerzenia badań nad modelowaniem zderzeń bocznych.

6.1. Model zderzenia pojazdów w ruchu płaskim

Na rys. 55 pokazano schemat zderzenia bocznego prostopadłego samochodów wykonujących ruch płaski. Przyjęto, że wektory prędkości postępowych pojazdów leżą w ich płaszczyznach symetrii. Wektor prędkości pojazdu A jest równoległy do osi n lokalnego układu współrzędnych o początku w punkcie O' , zaś wektor prędkości pojazdu B położony jest równoległe do osi t lokalnego układu współrzędnych. Zatem zarówno wektory prędkości wzdłużnych, jak i płaszczyzny symetrii pojazdów są do siebie prostopadłe, co jest idealizacją rzeczywistych przypadków, gdzie zawsze występują dwie składowe prędkości postępowej pojazdów – styczna i normalna do płaszczyzny symetrii każdego samochodu.

Pokazany na rys. 55 schemat zderzenia uzupełniono o oznaczenie odległości środków mas obu samochodów od geometrycznego środka zderzenia O' . Zatem współrzędne środka masy pojazdu A względem punktu O' będą wyrazo-

ne jako jego rzuty na osie n i t układu $O'nt$ (n_A i t_A), zaś pojazdu B jako n_B i t_B . Ponieważ jednak rozważany jest przypadek zderzenia prostokątnego, więc oś n stanowi prostą przechodzącą przez geometryczny środek zderzenia i środek masy pojazdu A. Zatem współrzędna t_A będzie równa zeru.



Rys. 55. Składowe impulsu siły uderzenia dla obu pojazdów w przypadku zderzenia bocznego prostokątnego z zaznaczonymi odległościami środków mas samochodów od punktu O' oraz wektorami prędkości postępowych

Źródło: opracowanie własne w oparciu o program PC-Crash 8.0.

Model zderzenia bocznego prostokątnego opisano równaniami wykorzystywanymi w teorii zderzeń. Prędkości postępowe i kątowe po zderzeniu oznaczono apostrofem. Równania ułożono dla omawianego przypadku, bez uwzględniania dodatkowych impulsów sił pochodzących np. od kontaktu jednego z kół z poboczem bądź oddziaływania przyczepy czy dodatkowego ładunku. Przyjęto także, że szukanymi wielkościami są prędkości po zderzeniu. Niech wektor prędkości postępowej pojazdu A ma zwrot przeciwny do osi $O'n$ i jest do niej równoległy, zaś zwrot prędkości pojazdu B będzie zgodny z osią $O't$ i również do niej równoległy (rys. 55). Przyjęto, że dodatni obrót pojazdów następuje w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara, zaś wektory prędkości obrotowych zwrócone są pionowo w górę, zaczepione w środkach mas pojazdów.

Wtedy równania ruchu pojazdów podczas zderzenia będą miały następującą postać:

$$\begin{aligned}
m_A(v'_{An} - v_{An}) &= S_n \\
m_B(v'_{Bn} - v_{Bn}) &= -S_n, \quad v'_{Bn} = v_{Bn} = 0 \\
m_A(v'_{At} - v_{At}) &= S_t, \quad v'_{At} = v_{At} = 0 \\
m_B(v'_{Bt} - v_{Bt}) &= -S_t \\
I_A(\omega'_A - \omega_A) &= S_t n_A \\
I_B(\omega'_B - \omega_B) &= -S_t n_B - S_n t_B
\end{aligned} \tag{6.1}$$

gdzie:

- m_A, m_B – masa pojazdu, odpowiednio A i B, biorącego udział w zderzeniu;
- v_{At}, v_{Bt} – składowe prędkości postępowych obu pojazdów styczne do płaszczyzny zderzenia;
- v_{An}, v_{Bn} – składowe prędkości postępowych obu pojazdów normalne do płaszczyzny zderzenia;
- ω_A, ω_B – prędkości kątowe pojazdów biorących udział w zderzeniu;
- I_A, I_B – masowe momenty bezwładności pojazdów względem osi pionowych przechodzących przez ich środki mas;
- S_n, S_t – składowe impulsu wypadkowej siły uderzenia w kierunku normalnym (n) i stycznym (t) do płaszczyzny zderzenia;
- n_A, t_A, n_B, t_B – współrzędne położenia środków mas pojazdów biorących udział w zderzeniu względem geometrycznego środka zderzenia O' .

We wzorach (6.1) prócz szukanych wartości prędkości po zderzeniu występują dodatkowo nieznanne impulsy sił zderzenia, których wektory zaczepione są w punkcie O' . Wyznaczenie wartości impulsów tych sił nie jest możliwe, ponieważ po pierwsze nieznanne są wartości prędkości po zderzeniu, zaś po drugie, aby wyznaczyć wartość impulsu siły bezpośrednio, należy znać wartość samej siły oraz czasu jej działania. W obu przypadkach zmierzenie bądź oszacowanie tych wielkości nastręczałoby zbyt wiele trudności.

Chcąc zatem otrzymać stan kinematyczny po zderzeniu dla obu pojazdów, należy posłużyć się np. zasadami przedstawionymi w pracy [83], wprowadzając tzw. względną prędkość poślizgu i ściskania dla początkowej chwili zderzenia. Dzięki wykorzystaniu wzorów (6.2) i (6.3) można uzyskać dodatkowe zależności, którymi należy uzupełnić układ równań (6.1). W modelu tym przyjęto, że zderzenie jest bezpoślizgowe, co oznacza, że pojazdy, będąc w kontakcie, nie ślizgają się względem siebie. Względna prędkość styczna została za pracą [83] opisana wzorem:

$$w'_t = w_t - \alpha_{tt} S_t - \alpha_{nt} S_n = R_t w_t \tag{6.2}$$

zaś względna prędkość normalna:

$$w'_n = w_n - \alpha_{nt}S_t - \alpha_{nn}S_n = -R_n w_n \quad (6.3)$$

Rozważając te wielkości dla dowolnej chwili zderzenia, przyjęto w równaniach (6.2) i (6.3) prędkość poślizgu i ściskania dla końcowej chwili zderzenia. Należy przy tym uwzględnić znajomość współczynników restytucji prędkości normalnych R_n i stycznych R_t do płaszczyzny zderzenia, które zwykle wyznaczane są doświadczalnie [266]. Współczynniki α_{tt} , α_{nt} , α_{nn} zostały za pracą [83] przedstawione w następującej postaci:

$$\begin{aligned} \alpha_{tt} &= \frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B} + \frac{n_A^2}{I_A} + \frac{n_B^2}{I_B} \\ \alpha_{nn} &= \frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B} + \frac{t_A^2}{I_A} + \frac{t_B^2}{I_B} \\ \alpha_{nt} &= \alpha_{tn} \equiv \frac{n_A t_A}{I_A} - \frac{n_B t_B}{I_B} \end{aligned} \quad (6.4)$$

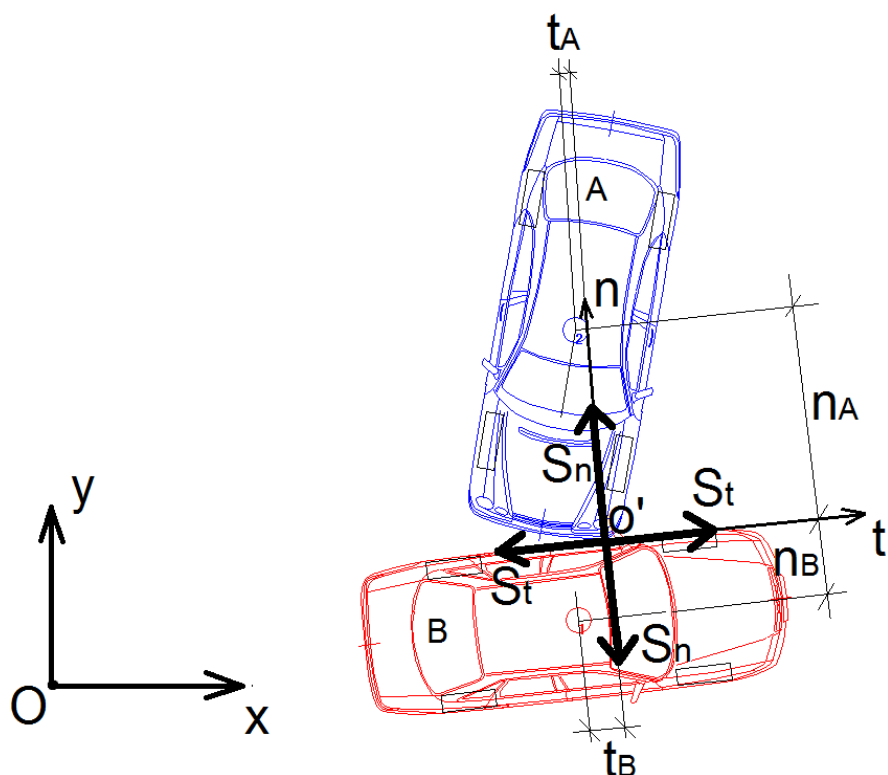
gdzie:

- m_A, m_B – masy pojazdów A i B ;
- I_A, I_B – masowe momenty bezwładności pojazdów A i B względem osi pionowych przechodzących przez ich środki mas;
- n_A, t_A, n_B, t_B – współrzędne położenia środków mas pojazdów A i B biorących udział w zderzeniu względem geometrycznego środka zderzenia O' .

Dalej postępując zgodnie z metodą Routha uwzględniającą współczynnik restytucji prędkości normalnych i stycznych do płaszczyzny zderzenia, można wyznaczyć wartości stycznego i normalnego impulsu siły zderzenia, dzięki czemu możliwe jest określenie stanu kinematycznego w końcowej chwili zderzenia ([83], [145]):

$$\begin{aligned} v'_{At} &= v_{At} = 0 & v'_{Bt} &= v_{Bt} - \frac{S_t}{m_B} \\ v'_{An} &= v_{An} + \frac{S_n}{m_A} & v'_{Bn} &= v_{Bn} = 0 \\ \omega'_A &= \omega_A + \frac{S_t n_A}{I_A} & \omega'_B &= \omega_B - \frac{S_t n_B}{I_B} - \frac{S_n t_B}{I_B} \end{aligned} \quad (6.5)$$

Z dotychczasowych rozważań związanych ze zderzeniem bocznym wynika, że przedstawiony za pomocą wzorów (6.1) model jest uproszczony, ponieważ niektóre składowe prędkości przed i po zderzeniu są równe zero. W dalszych rozważaniach można wykorzystać schemat zderzenia bocznego skośnego, gdzie wektory prędkości postępowych nie leżą wzdłuż płaszczyzn symetrii pojazdów (rys. 56). Dodatkowo współrzędna t_A samochodu uderzającego będzie różna od zera. Jest to odzwierciedlenie bardziej prawdopodobnego w ruchu drogowym zdarzenia. Zatem przez zderzenie skośne należy rozumieć takie, podczas którego wektory prędkości postępowych co najmniej jednego pojazdu nie są równoległe do żadnej osi układu $O'nt$, zaś wektory prędkości postępowych obu zderzających się samochodów nie są do siebie prostopadłe.



Rys. 56. Składowe impulsy siły uderzenia dla obu pojazdów w przypadku zderzenia bocznego skośnego z zaznaczonymi odległościami środków mas samochodów od punktu O' oraz wektorami prędkości postępowych obu pojazdów

Źródło: opracowanie własne w oparciu o program PC-Crash 8.0.

Model zderzenia bocznego skośnego opisano równaniami (6.6), oznaczając wielkości po zderzeniu apostrofem, jak w przypadku zderzenia prostopadłego. Pozostałe założenia są takie jak w przypadku zderzenia prostopadłego. Punktem

odniesienia jest również geometryczny środek zderzenia O' , zaś wektory prędkości postępowych i impulsu siły zderzeniowej rozłożono na składowe w kierunku osi lokalnego układu współrzędnych $O'nt$.

Ponieważ wektor prędkości postępowej pojazdu B jest równoległy do osi $O't$, zatem w tym przypadku jego składowa w kierunku osi $O'n$ będzie równa zeru.

$$\begin{aligned}
 m_A(v'_{An} - v_{An}) &= S_n \\
 m_B(v'_{Bn} - v_{Bn}) &= -S_n \quad v_{Bn} = v'_{Bn} = 0 \\
 m_A(v'_{At} - v_{At}) &= S_t \\
 m_B(v'_{Bt} - v_{Bt}) &= -S_t \\
 I_A(\omega'_A - \omega_A) &= S_t n_A + S_n t_A \\
 I_B(\omega'_B - \omega_B) &= S_t n_B - S_n t_B
 \end{aligned} \tag{6.6}$$

Oznaczenia w równaniach (6.6) są takie jak w (6.1). Dalsze postępowanie wynika z tych samych zależności, jak w poprzednim przypadku, zgodnie z metodą Routha, stan kinematyczny zaś przedstawiono wzorami (6.7).

$$\begin{aligned}
 v'_{At} &= v_{At} + \frac{S_t}{m_A} & v'_{Bt} &= v_{Bt} - \frac{S_t}{m_B} \\
 v'_{An} &= v_{An} + \frac{S_n}{m_A} & v'_{Bn} &= v_{Bn} = 0 \\
 \omega'_A &= \omega_A + \frac{S_t n_A}{I_A} + \frac{S_n t_A}{I_A} & \omega'_B &= \omega_B + \frac{S_t n_B}{I_B} - \frac{S_n t_B}{I_B}
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

Omówione wyżej dwa przypadki zderzenia bocznego mogą stanowić podstawę dla szerszych rozważań w modelowaniu zderzeń jako ruchu płaskiego. Jednym z elementów mogących ulec zmianie jest np. orientacja osi układu lokalnego $O'nt$ tak, żeby obie prędkości postępowe pojazdów (v_A i v_B) miały zarówno składowe styczne, jak i normalne. Kolejnym problemem jest określenie kątów między prędkościami postępowymi pojazdów a osiami lokalnego układu współrzędnych $O'nt$, dzięki czemu możliwe jest wyznaczenie składowych prędkości w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia. Dla przypadku zderzenia czołowego pojazdów zagadnieniem tym zajmowano się m.in. w pracach [139], [145], [147] oraz [284].

6.2. Zderzenie pojazdów jako ruch złożony

Kolejnym problemem, jaki można uwzględnić w rozważaniach dotyczących zderzenia bocznego jest uwzględnienie ruchu złożonego pojazdów w jego trakcie. W odróżnieniu od przyjętego wcześniej założenia o poruszaniu się pojazdów na płaszczyźnie drogi, w modelu matematycznym zderzenia uwzględniającym ruch złożony należy przewidzieć możliwość oderwania się co najmniej jednego koła

pojazdu biorącego udział w zderzeniu od nawierzchni drogi, czyli uwzględnienia sił bezwładności, unoszenia i Coriolisa. Zdarzenie takie może zajść np. podczas kontaktu dwóch pojazdów, z których jeden, uderzający w bok drugiego, porusza się z prędkością wystarczającą do przemieszczenia pojazdu uderzanego. W takim przypadku jeden lub oba pojazdy chwilowo mogą wykonywać ruch złożony. Przykładową ilustrację zjawiska pokazano na rys 57, gdzie zarówno koła pojazdu uderzanego, jak i bariery odkształcalnej, nie mają kontaktu z podłożem.

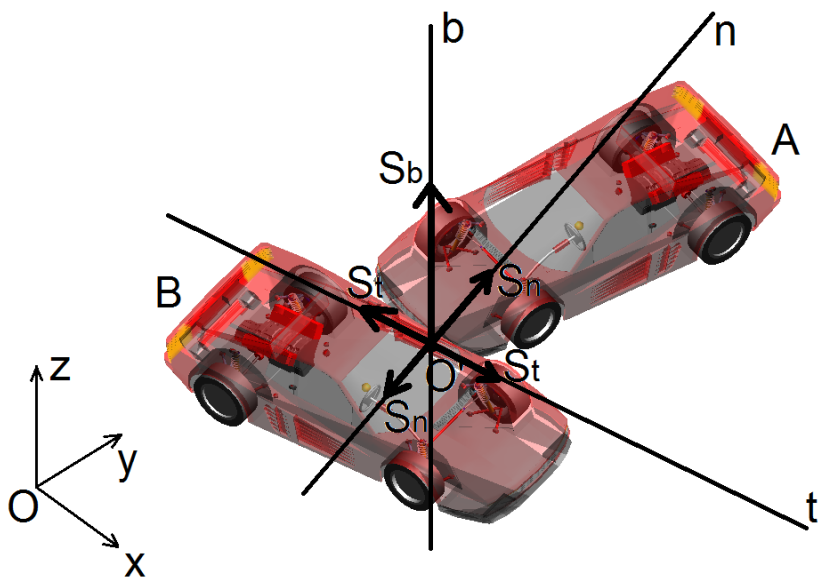
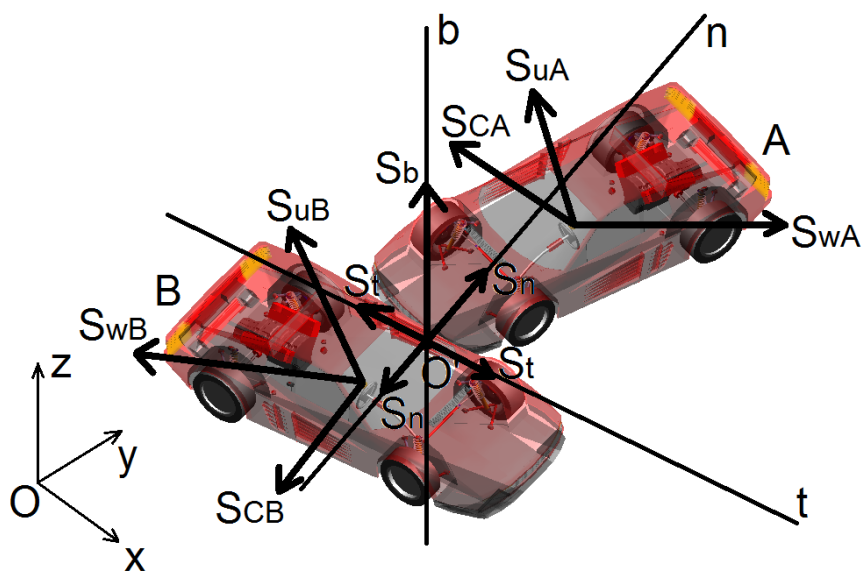


Rys. 57. Przykładowe zderzenie boczne bariery podatnej i pojazdu
 Źródło: opracowanie własne na podstawie materiałów Insurance Institute of Highway Safety.

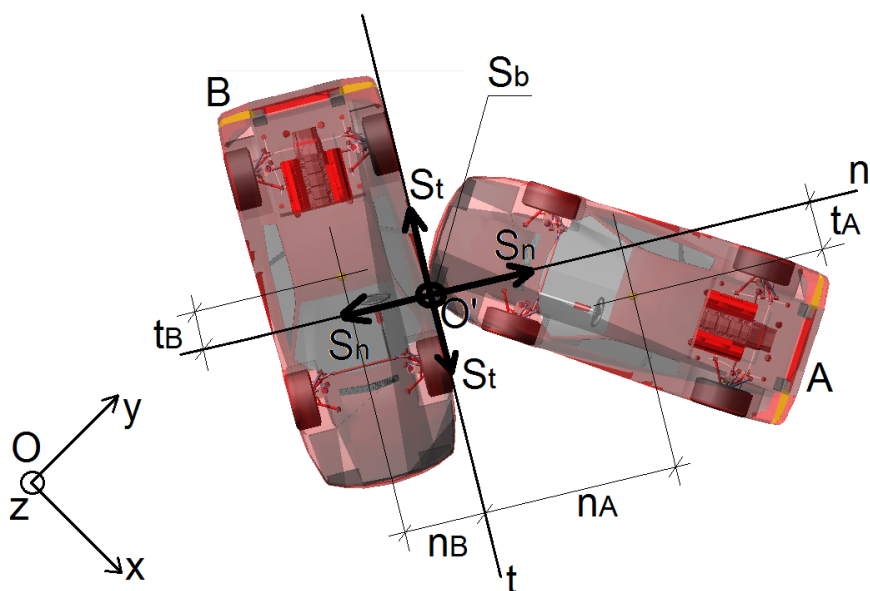
Omawiane zjawiska pokazano na przykładzie zderzenia bocznego skośnego. Zagadnienie to było już przedmiotem rozważań, jednak jego ogólną koncepcję dla modelu zderzenia czołowego skośnego na łuku drogi pokazano w pracach [147] oraz [150].

Schemat wzajemnego ułożenia pojazdów wraz z rzutami wektora impulsu siły uderzenia na trzy osie lokalnego układu współrzędnych $O'ntb$ dla rozważanego przypadku pokazano na rys. 58. Na rys. 59 i 60 pokazano w dwóch rzutach składowe impulsów siły uderzenia oraz odległości środków mas pojazdów od geometrycznego środka zderzenia O' .

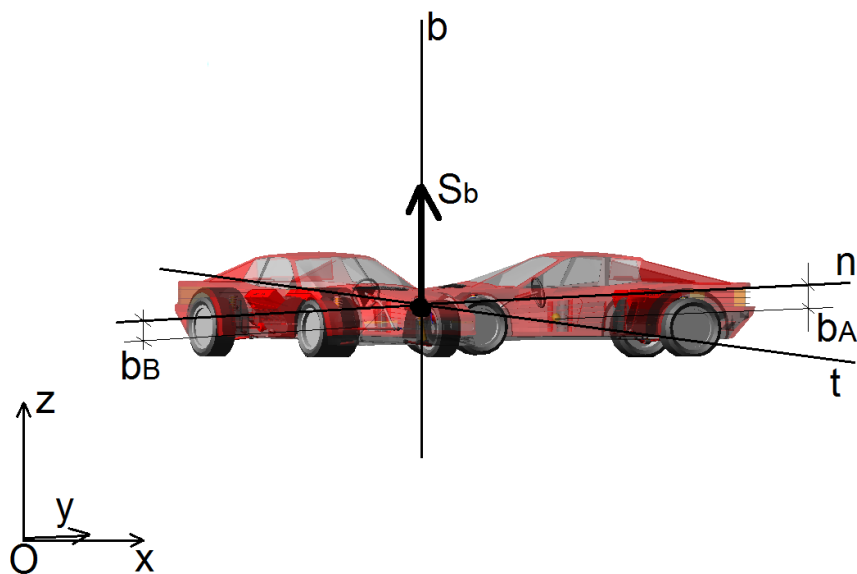
Według twierdzenia Coriolisa [198] przyspieszenie bezwzględne punktu względem ruchomego układu odniesienia jest sumą przyspieszenia względnego, unoszenia (w tym przypadku przyspieszenie układu współrzędnych zaczepionego w środku masy każdego z pojazdów) i Coriolisa. Analizy impulsów sił składających się na ruch złożony pojazdów w czasie zderzenia prowadzono pod kątem ich położenia względem lokalnego układu współrzędnych $O'ntb$. Ich wektory zaczepiono także w środkach mas obu pojazdów biorących udział w zderzeniu ([139], [150]).



Rys. 58. Schemat zderzenia z uwzględnieniem ruchu złożonego pojazdów
 Źródło: opracowanie własne w oparciu o program MSC Adams/Car.

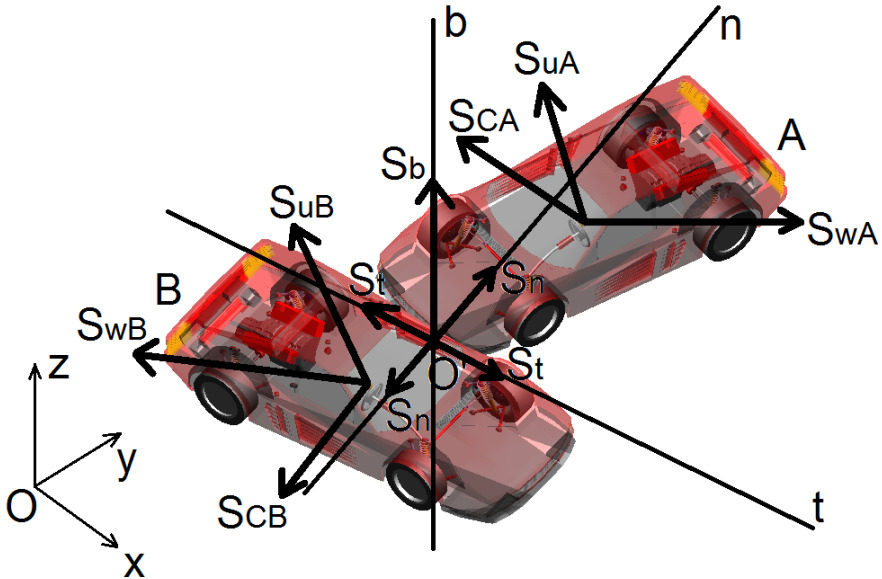


Rys. 59. Widok z góry na zderzające się pojazdy w ruchu złożonym
 Źródło: opracowanie własne w oparciu o program MSC Adams/Car.



Rys. 60. Widok z boku z uwzględnieniem składowej impulsu w kierunku binormalnym
 Źródło: opracowanie własne w oparciu o program MSC Adams/Car.

Na rys. 61 przedstawiono rozkład impulsów sił zderzenia zaczepionych w jego geometrycznym środku (punkt O') oraz impulsów sił składowych ruchu złożonego zaczepionych w środkach mas pojazdów. Na rysunku tym S_n , S_t i S_b oznaczają odpowiednio składową impulsu siły zderzeniowej w kierunku osi $O'n$, $O't$ oraz $O'b$, zaś S_{wA} , S_u i S_C – odpowiednio impulsy siły względnej, unoszenia i Coriolisa zaindeksowane dla każdego pojazdu (A i B).



Rys. 61. Wektory impulsów sił zderzeniowych i impulsów sił w ruchu złożonym podczas zderzenia $O'ntb$

Źródło: opracowanie własne w oparciu o program MSC Adams/Car.

Ogólną postać równań ruchu pojazdów w zderzeniu przedstawiono w postaci (6.8). Podobnie jak poprzednio, apostrofem oznaczono wartości po zderzeniu. Ponieważ wektory sił występujących w ruchu złożonym zostały zaczepione w środku masy każdego pojazdu, zatem zostały uwzględnione tylko w równaniach ruchu postępowego. W równaniach ruchu obrotowego, które układane są względem środków mas obu pojazdów, można te wielkości w omawianym przypadku pominąć. Przyjęto jako jeden z przypadków, że punkt zaczepienia impulsów sił powstałych w ruchu złożonym jest inny niż środek masy każdego z pojazdów, a co za tym idzie, uwzględniono momenty pochodzące od tych impulsów w równaniach ruchu obrotowego ([139], [150]).

$$\begin{aligned}
m_A(v'_{An} - v_{An}) &= \sum_{i=1}^k S_{nA} + \sum_{i=1}^k S_{iwnA} + \sum_{i=1}^k S_{iunA} + \sum_{i=1}^k S_{iCnA} \\
m_A(v'_{At} - v_{At}) &= \sum_{i=1}^k S_{tA} + \sum_{i=1}^k S_{iwtA} + \sum_{i=1}^k S_{iutA} + \sum_{i=1}^k S_{iCtA} \\
m_A(v'_{Ab} - v_{Ab}) &= \sum_{i=1}^k S_{bA} + \sum_{i=1}^k S_{iwbA} + \sum_{i=1}^k S_{iubA} + \sum_{i=1}^k S_{iCbA} \\
I_A(\omega'_A - \omega_A) &= \sum_{i=1}^k S_{tA} n_{iA} + \sum_{i=1}^k S_{nA} t_{iA} + \sum_{i=1}^k S_{bA} b_{iA} \\
m_B(v'_{Bn} - v_{Bn}) &= \sum_{i=1}^k S_{nB} + \sum_{i=1}^k S_{iwnB} + \sum_{i=1}^k S_{iunB} + \sum_{i=1}^k S_{iCnB} \\
m_B(v'_{Bt} - v_{Bt}) &= \sum_{i=1}^k S_{tB} + \sum_{i=1}^k S_{iwtB} + \sum_{i=1}^k S_{iutB} + \sum_{i=1}^k S_{iCtB} \\
m_B(v'_{Bb} - v_{Bb}) &= \sum_{i=1}^k S_{bB} + \sum_{i=1}^k S_{iwbB} + \sum_{i=1}^k S_{iubB} + \sum_{i=1}^k S_{iCbB} \\
I_B(\omega'_B - \omega_B) &= \sum_{i=1}^k S_{tB} n_{iB} + \sum_{i=1}^k S_{nB} t_{iB} + \sum_{i=1}^k S_{bB} b_{iB} \\
i &= 1, \dots, k
\end{aligned} \tag{6.8}$$

gdzie:

- m_A, m_B – masa pojazdu A lub B ;
- v_{At}, v_{Bt} – styczna do płaszczyzny zderzenia składowa prędkości postępowej pojazdu A lub B ;
- v_{An}, v_{Bn} – normalna do płaszczyzny zderzenia składowa prędkości postępowej pojazdu A lub B ;
- v_{Ab}, v_{Bb} – binormalna do płaszczyzny zderzenia składowa prędkości postępowej pojazdu A lub B ;
- ω_A, ω_B – prędkość kątowa pojazdu A lub B ;
- I_A, I_B – masowy moment bezwładności odpowiednio pojazdu A lub B ;
- $S_{nA}, S_{tA}, S_{nB}, S_{tB}, S_{bA}, S_{bB}$ – normalne, styczne i binormalne składowe impulsu wypadkowej siły uderzenia dla pojazdu A oraz B ;

- $S_{iwn}, S_{iwt}, S_{ivb}$ – normalne, styczne i binormalne składowe impulsu wypadkowej siły wynikającej z przyspieszenia względnego w ruchu złożonym. Indeksy A i B oznaczają pojazd, dla którego zastosowano we wzorach tę wielkość;
- $S_{iun}, S_{iut}, S_{iub}$ – normalne, styczne i binormalne składowe impulsu wypadkowej siły unoszenia w ruchu względnym. Indeksy A i B oznaczają pojazd, dla którego zastosowano we wzorach tę wielkość;
- $S_{iCn}, S_{iCt}, S_{iCb}$ – normalne, styczne i binormalne składowe impulsu wypadkowej siły Coriolisa w ruchu złożonym. Indeksy A i B oznaczają pojazd, dla którego zastosowano we wzorach tę wielkość;
- $n_{iA}, t_{iA}, b_{iA}, n_{iB}, t_{iB}, b_{iB}$ – współrzędne położenia środków mas pojazdów biorących udział w zderzeniu względem geometrycznego środka zderzenia O' w trzech kierunkach zgodnych z osiami $O'n, O't$ oraz $O'b$.

Do rozwiązania układu równań (6.8) można wykorzystać zależności użyte w przypadku zagadnienia zderzenia w ruchu płaskim, przy czym należy uwzględnić również rzuty prędkości na oś binormalną układu współrzędnych o początku w geometrycznym środku zderzenia O' oraz momenty, jakie względem środka masy pojazdu dają składowe impulsu siły zderzenia w kierunku binormalnym. Równania (6.8) należy w związku z tym uzupełnić o zależności zawierające składowe binormalne prędkości, które spowodują rozłożenie względnej prędkości poślizgu na kierunek styczny i binormalny w początkowej chwili zderzenia. W czasie zderzenia pojazdów ich wzajemny ruch może odbywać się poziomo i pionowo w płaszczyźnie wzajemnego kontaktu ich nadwozi.

Biorąc pod uwagę pozostałe wielkości, takie jak współczynniki restytucji w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia (w tym przypadku będą dwa kierunki styczne – wzdłuż osi $O't$ oraz $O'b$) oraz korzystając z metody Routha opisaną w pracy [83] można równania (6.8) przekształcić do postaci umożliwiającej wyznaczenie stanu kinematycznego pojazdów po zderzeniu:

$$v'_{An} = \frac{\sum_{i=1}^k S_{nA} + \sum_{i=1}^k S_{iwnA} + \sum_{i=1}^k S_{iunA} + \sum_{i=1}^k S_{iCnA}}{m_A} + v_{Ain}$$

$$v'_{At} = \frac{\sum_{i=1}^k S_{tA} + \sum_{i=1}^k S_{iwtA} + \sum_{i=1}^k S_{iutA} + \sum_{i=1}^k S_{iCtA}}{m_A} + v_{Ait}$$

$$\begin{aligned}
v'_{Ab} &= \frac{\sum_{i=1}^k S_{bA} + \sum_{i=1}^k S_{iwbA} + \sum_{i=1}^k S_{iubA} + \sum_{i=1}^k S_{iCbA}}{m_A} + v_{Ab} \\
\omega'_A &= \frac{\sum_{i=1}^k S_{tA} n_{iA} + \sum_{i=1}^k S_{nA} t_{iA} + \sum_{i=1}^k S_{bA} b_{iA}}{I_A} + \omega_A \\
v'_{Bn} &= \frac{\sum_{i=1}^k S_{nB} + \sum_{i=1}^k S_{iwnB} + \sum_{i=1}^k S_{iunB} + \sum_{i=1}^k S_{iCnB}}{m_B} + v_{Bin} \\
v'_{Bt} &= \frac{\sum_{i=1}^k S_{tB} + \sum_{i=1}^k S_{iwtB} + \sum_{i=1}^k S_{iutB} + \sum_{i=1}^k S_{iCtB}}{m_B} + v_{Bt} \\
v'_{Bb} &= \frac{\sum_{i=1}^k S_{bB} + \sum_{i=1}^k S_{iwbB} + \sum_{i=1}^k S_{iubB} + \sum_{i=1}^k S_{iCbB}}{m_B} + v_{Bb} \\
\omega'_B &= \frac{\sum_{i=1}^k S_{tB} n_{iB} + \sum_{i=1}^k S_{nB} t_{iB} + \sum_{i=1}^k S_{bB} b_{iB}}{I_B} + \omega_B \\
i &= 1, \dots, k
\end{aligned} \tag{6.9}$$

Podobnie jak w przypadku zderzenia w ruchu płaskim należy znać wartości impulsów pochodzących od sił zderzenia oraz od składowych sił ruchu złożonego. Konieczna jest także znajomość współczynników restytucji.

Modelowanie zderzeń bocznych może stanowić mechanizm umożliwiający analizę wpływu różnych czynników na przebieg tego zjawiska, które w ruchu drogowym jest o tyle częste, o ile duża liczba kolizyjnych skrzyżowań występuje na danym obszarze. W analizie modelowania matematycznego zderzeń bocznych można uwzględnić ruch złożony pojazdów w trakcie zderzenia, np. przyjmując inny punkt zaczepienia wektorów impulsów sił bezwładności w ruchu względnie unoszenia i Coriolisa niż środek masy każdego z samochodów.

6.3. Wybrane aspekty dotyczące zewnętrznych sił impulsowych oraz współczynników restytucji

W ramach modelowania zderzeń należy uwzględnić dodatkowe czynniki mogące wpłynąć na jego przebieg. Ponieważ proces zderzenia samochodów jest zjawiskiem krótkotrwałym, a impulsy sił zderzeniowych przyjmują w krótkim czasie znacznie większe wartości niż obciążenia stale działające na pojazd w ruchu, zatem analiza wpływu dodatkowych czynników, takich jak występowanie sił impulsowych związanych z kontaktem kół pojazdu z nawierzchnią inną niż

asfalt, pochyłość drogi, nierównomierny rozkład mas w samochodzie itp. jest istotna, głównie z punktu widzenia bezpieczeństwa w ruchu drogowym opisanego definicją podaną w rozdziale 4, jak również rekonstrukcji zdarzeń drogowych.

Siły zewnętrzne działające na samochody można uwzględnić jako dodatkowe impulsy działające na układ dwóch samochodów biorących udział w zderzeniu w określonych przypadkach modelowania (np. chwilowa współpraca niektórych kół pojazdu z nawierzchnią inną niż asfalt). Stwierdzono, że wartość tych sił wywołanych zderzeniem może wzrosnąć w krótkim przedziale czasu. Inne czynniki, jakie w tej pracy brano pod uwagę, jeśli chodzi o wpływ na przebieg procesu zderzenia, to np. nierównomierny rozkład masy w samochodzie, trudne warunki drogowe określone przez współczynnik przyczepności kół do nawierzchni, a także uszkodzenia pojazdów skutkujące np. nierównomiernym naciskiem kół na nawierzchnię [270].

Matematyczny model zderzenia został w pracy [270] opisany równaniami uzupełnionymi o występowanie dodatkowych, zewnętrznych sił impulsowych (np. oddziaływanie sił w kontakcie koła z nawierzchnią) przesuniętych do środka masy każdego pojazdu i zrutowanych na oba kierunki lokalnego układu współrzędnych o początku w geometrycznym środku zderzenia. Przyjęto, że impulsy tych sił w równaniach ruchu obrotowego dają dodatkowe momenty wpływające na zmianę prędkości kątowej pojazdów względem osi pionowej przechodzącej przez ich środki mas.

Innymi elementami branymi pod uwagę w matematycznym modelu zderzenia były wybrane parametry masowe i geometryczne, głównie pod kątem wyznaczenia położenia środka masy oraz momentu bezwładności pojazdu względem osi pionowej przechodzącej przez środek masy po zderzeniu [270].

Rozważania dotyczyć mogą także wyznaczania impulsów stycznych i normalnych sił uderzenia z wykorzystaniem dynamicznego współczynnika tarcia, przy czym wzory określające te impulsy podano za pracą [215] w postaci (6.10) i (6.12), odpowiednio dla zderzenia bezpoślizgowego (brak poślizgu między powierzchniami pojazdów będących w kontakcie) i poślizgowego. Zależności te rozpatrywano dla zderzenia z uwzględnieniem ruchu płaskiego pojazdów, przez co jedynym momentem bezwładności przyjmowanym do analizy był moment względem osi pionowej przechodzącej przez środek masy danego samochodu.

Dla zderzenia bez poślizgu:

$$S_t = \frac{(Gv_{Zt} + Fv_{Zn})(1 + R_t)}{F^2 - EG}$$

$$S_n = \frac{(Fv_{Zt} + Ev_{Zn})(1 + R_n)}{F^2 - EG} \quad (6.10)$$

gdzie:

- E, F, G – wartości obliczane na podstawie wzorów (6.11);
- v_{Zt}, v_{Zn} – prędkości względne samochodów wzdłuż osi $O't$ i $O'n$ lokalnego układu współrzędnych zaczepionego w geometrycznym środku zderzenia O' ;

R_t, R_n – współczynniki restytucji odpowiednio dla prędkości w kierunku stycznym ($O't$) i normalnym ($O'n$) do płaszczyzny zderzenia. Współczynniki te w niektórych pracach, np. w [83], były oznaczane jako θ (styczny) oraz R (normalny);

$$E = \frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B} + \frac{n_A^2}{I_A} + \frac{n_B^2}{I_B}, \quad F = \frac{t_A n_A}{I_A} + \frac{t_B n_B}{I_B}, \quad G = \frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B} + \frac{t_A^2}{I_A} + \frac{t_B^2}{I_B} \quad (6.11)$$

gdzie:

m_A, m_B, I_A, I_B – masy i momenty bezwładności pojazdów biorących udział w zderzeniu,

n_A, n_B, t_A, t_B – współrzędne określające położenie środków mas samochodów względem początku układu współrzędnych $O'nt$.

Dla zderzenia z poślizgiem:

$$S_t = -\operatorname{sgn}\{v_{Zt}\} \mu_T |S_n|$$

$$S_n = \frac{v_{Zn}(1 + R_t)}{G - \operatorname{sgn}\{v_{Zt}\} \mu_T F} \quad (6.12)$$

Wyniki analizy dotyczącej zmian wartości współczynników restytucji w zderzeniach samochodów pokazano w pracy [11]. W kwestii współczynnika dla prędkości stycznych odniesiono się do wyników kilku prac, m.in. [28], [34] czy [48].

Teoria współczynnika restytucji prędkości stycznych do płaszczyzny zderzenia (R_t), oznaczanego także jako θ , przedstawiona została w pracy [83] dla przypadku uderzenia dwóch ciał o powierzchniach kulistych. Przyjęto, że zarówno rozkład normalnych nacisków w strefie kontaktu pomiędzy ciałami, jak i naprężeń ścinających pochodzących od stycznej składowej impulsu siły uderzenia ma kształt elipsy. Dla naprężeń stycznych warunkiem eliptycznego kształtu ich rozkładu jest to, że tarcie między powierzchniami ciał powinno być w pełni rozwinięte.

Według pracy [83] wyniki badań pokazują, że podczas zderzenia kul stałych wartość R_t zależy zarówno od współczynnika restytucji R , jak i kąta zderzenia α . Na podstawie tych wyników wzór stosowany do obliczania wartości R_t można przedstawić, adaptując omawiane zagadnienia do ruchu pojazdów w pracy [139]:

$$R_t = 1 - \frac{7}{2}(1 + R_n) \frac{\operatorname{tg} \alpha'_A}{\operatorname{tg} \alpha'_B} \quad (6.13)$$

gdzie:

α'_A – kąt położenia pojazdu A po zderzeniu względem normalnej do płaszczyzny zderzenia;

α'_B – kąt położenia pojazdu B po zderzeniu względem normalnej do płaszczyzny zderzenia.

Biorąc pod uwagę powyższe rozważania na temat współczynników restytucji, za pracą [145] przyjęto następującą, roboczą hipotezę. W zależności od tego, czy zderzenie charakteryzuje się małym kątem (rzędu kilku stopni) między normalną zderzenia (prosta $O'n$, np. rys. 56) a wektorem prędkości pojazdów (np. zderzenie czołowe), czy kąt ten jest duży (od kilkunastu do prawie 90 stopni, np. zderzenie boczne skośne), omawiane wyżej współczynniki będą przyjmowane z innymi wartościami.

Przyjęto, że dla zderzenia o małym kącie odchylenia wektora prędkości pojazdu od prostej $O'n$ można założyć, że współczynnik restytucji prędkości stycznych powoduje niewielkie zmiany względnej prędkości pojazdów kierunku osi $O't$. Rozkładając impuls siły zderzenia na dwie składowe (styczną i normalną), można pominąć składową styczną (równoległą do osi $O't$), jako że będzie ona miała niewielką wartość z racji mnożenia wartości impulsu wypadkowego przez sinus kąta o niewielkiej wartości, bliskiej zeru [145]. Można zatem przyjąć, że impuls siły uderzenia prawie w całości przebiegnie wzdłuż normalnej do płaszczyzny zderzenia (oś $O'n$, rys. 56).

Dla zderzenia o dużym kącie nachylenia prędkości pojazdów względem normalnej (prosta $O'n$) składowa styczna impulsu będzie znacznie większa, ponieważ większy będzie kąt zderzenia i jego sinus, co spowoduje wzrost udziału składowej stycznej w procesie zderzenia. Ponieważ kierunek wektora impulsu siły zderzenia nie jest znany, dla uproszczenia można założyć, że jest on zgodny z kierunkiem wektora prędkości postępowej każdego pojazdu biorącego udział w zderzeniu.

W związku z tym dla wyznaczenia obu współczynników restytucji w oparciu o znany impuls siły uderzenia hipotezę za pracą [145] zapisano wzorami:

$$\begin{aligned} S &= \sqrt{S_n^2 + S_t^2}, \\ S_n &= S \cos \alpha, & S_t &= S \sin \alpha = S\alpha, \text{ dla małych } \alpha \end{aligned} \quad (6.14)$$

gdzie:

- S – impuls siły uderzenia;
- S_n – składowa impulsu w kierunku prostej $O'n$ (rys. 56);
- S_t – składowa impulsu w kierunku prostej $O't$ (rys. 56);
- α – kąt zawarty między normalną zderzenia a wektorem prędkości pojazdu biorącego w nim udział.

Jeżeli przyjmiemy α w radianach, otrzymamy małe wartości impulsu stycznego S_t np. dla zderzeń czołowych lub czołowych o małym kącie odchylenia pojazdów od wspólnej osi ruchu oraz duże dla zderzeń o dużym kącie odchylenia od wspólnej osi ruchu, a także zderzeń bocznych, w rezultacie których pojazdy mogą wykonywać ruch zależny w dużej mierze od zjawisk zachodzących podczas współpracy ich powierzchni. Szczegóły można znaleźć w pracy [145].

W związku z prowadzonymi w podrozdziale 6.2 rozważaniami istotne jest rozważenie problemu współczynników restytucji w zderzeniu bocznym. Dobór

ich odpowiednich wartości umożliwia, jak już pokazano np. w pracach [139] i [284], uzyskanie prawidłowych wartości prędkości po zderzeniu.

Można przyjąć, że w zderzeniu bezpoślizgowym współczynnik restytucji R_t dla prędkości stycznych obowiązuje zarówno dla prędkości w kierunku osi $O't$, jak i $O'b$ (rys. 61), czyli w poziomie i w pionie płaszczyzny kontaktu dwóch pojazdów [145]. W zderzeniu poślizgowym zależności te będą inne, ponieważ np. zgodnie z metodą Routha (praca [83]) należy uwzględnić dynamiczny współczynnik tarcia dla stykających się powierzchni pojazdów przy uwzględnieniu wzajemnego ruchu stykających się pojazdów. Należy pamiętać, że długość zderzenia może wynosić mniej niż 0,5 s i w związku z tym procesy zachodzące w obszarze styku dwóch samochodów przebiegają w krótkim czasie. Można zatem, dla uproszczenia rozważań, przyjąć, że modelowane zderzenie jest bezpoślizgowe.

Symbolem R_n oznaczono współczynnik restytucji prędkości w kierunku osi $O'n$, zaś jako R_t – współczynnik w kierunku osi $O't$ oraz $O'b$ (rys. 61). Przyjęto ponadto, że dodatkowe równania dla prędkości poślizgu i ściskania w końcowej chwili zderzenia, zależne od tych współczynników, mogą być uzupełnione o równanie dla prędkości binormalnych (wzdłuż osi $O'b$, rys. 61), co jest zgodne z przedstawianą m.in. w pracy [83] metodą Routha. Ogólną postać tych zależności zapisano za pracą [145] jako:

$$\begin{aligned}w'_t &= w_t R_t \\w'_n &= -w_n R_n \\w'_b &= w_b R_t\end{aligned}\tag{6.15}$$

W modelowaniu zderzeń bocznych istotne jest uwzględnienie współczynnika tarcia powierzchni zderzających się samochodów oraz utraty energii kinetycznej wskutek np. wzajemnej penetracji wynikającej z możliwych odkształceń. Ponadto pojazdy nie zawsze muszą wykonywać ruch płaski (uwzględnienie ruchu złożonego, wywracanie pojazdu, geometria nawierzchni oraz terenu wokół drogi w miejscu zderzenia, itp.), co może spowodować komplikacje związane z opisem zjawiska.

Biorąc pod uwagę stopień zaawansowania programów komputerowych służących do rekonstrukcji wypadków drogowych, stworzenie modelu uwzględniającego dodatkowe czynniki omówione wyżej, wydaje się możliwe.

7. | PODSUMOWANIE

Badania związane z wpływem podanych w podrozdziale 1.4 parametrów na przedstawione cechy eksploatacyjne można prowadzić w obszarach związanych z dynamiką pojazdów oraz bezpieczeństwem w ruchu drogowym. Badania te mogą dotyczyć trzech zasadniczych elementów systemu kierowca–pojazd–otoczenie [263]. Jednym z istotnych kierunków badań są rozważania związane z funkcjonowaniem pojazdów samochodowych jako środków w transporcie drogowym.

W pracy określono kierunki prac, jakie można prowadzić w związku z analizą odpowiedzi samochodu na wpływ wybranych czynników jako element weryfikacji wybranych uprzednio cech eksploatacyjnych pojazdu. Kierunkami tymi są:

- badanie stateczności technicznej stochastycznej modeli matematycznych różnych typów pojazdów, co pokazano na przykładzie samochodu sportowego z rys. 1, z uwzględnieniem zmian położenia środka masy oraz momentów bezwładności i dewiacji nadwozia badanego pojazdu, a także zmian konstrukcyjnych wynikłych ze zderzenia. Przy tym uwzględniono wpływ losowych nierówności nawierzchni drogi traktowanych jako zewnętrzne wymuszenia mogące powodować niestateczność. Ważna jest także możliwość odniesienia wyników badań modeli matematycznych samochodów do stateczności określonej dla rzeczywistych pojazdów;
- analiza wpływu wybranych czynników, takich jak obciążenie, zmiany konstrukcyjne pojazdu lub losowe nierówności drogi, na przebieg wybranych manewrów, takich jak hamowanie, przyspieszanie i zmiana kierunku ruchu pojazdu, co pokazano w rozdziale 5 na przykładzie symulacji samochodu z rys. 1;
- wybrane aspekty modeli matematycznych zderzeń samochodów z uwzględnieniem takich problemów, jak zderzenie boczne, ruch złożony pojazdów podczas zderzenia czy elementy związane ze współpracą nadwozi pojazdów będących w kontakcie podczas zderzenia.

W pracy przedstawiono elementy analiz na przykładzie pojazdu sportowego (rys. 1), określając przy tym kierunki rozwoju badań nie tylko z uwzględnieniem innych typów pojazdów, ale także różnych konfiguracji stanu nawierzchni i warunków ruchu.

Wszystkie elementy przedstawione w pracy stanowią problemy, jakie można rozważać w ramach nauki o bezpieczeństwie ruchu drogowego w zakresie funkcjonowania pojazdów jako środków transportu.

8. | BIBLIOGRAFIA

[1] Abe M., Kano Y., Improvement of vehicle handling safety with vehicle side-slip control by direct yaw moment, Supplement to Vehicle Systems Dynamics, Vol. 33, 1999.

Contents: side-slip and sliding control, estimation of side-slip angle, simulation results, validation of side-slip estimation, double lane change test, single lane change with braking test.

References: 4 positions.

[2] Abe M., Morisawa M., Arai K. Sato T.B., Three-dimensional Behavior of Vehicle at Oblique Side Collision – Computer Simulation Using Dynamical Model, JSAE, 1995.

Contents: the three-dimensional behavior of two vehicles examined, when they collided obliquely during running at the same speed, by a computer simulation using dynamical models; the behavior pursued till both vehicles came to a stop.

References: –

[3] Abe M., Morisawa M., Okada H., Sato T.B., Influence of Car Suspension on the Behavior of Vehicle at Side Collision, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: the three-dimensional behavior of real cars using double wishbone and rigid axle suspensions, by a computer simulation using a dynamic model; the result agreed well with real experiment data; it was examined how the differences of type and characteristic of the suspension influence the behavior, including rollover.

References: –

[4] Abe M., Morisawa M., Sato T.B., Three-dimensional Behavior of Vehicle at perpendicular, JSAE 1995.

Contents: three-dimensional behavior of two vehicles at perpendicular side collision obtained when they were running, using dynamical models; the behavior pursued till both vehicles stopped; both vehicles maximum deceleration, maximum roll angle, maximum deformation, etc. calculated when the collision speed and position were changed.

References: 5 positions.

[5] Acarman T., Nonlinear optimal integrated vehicle control using individual braking torque and steering angle with on-line control allocation by using state-dependent Riccati equation technique, Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Volume 47, 2009 – Issue 2.

Contents: proposition of a solution of state-dependent Riccati equation as a nonlinear optimal regulator to stabilise the motor vehicle dynamics, while the model was subjected to sudden disturbance in the lateral direction. The proposed regulator coordinates individually both wheel braking torque and steering wheel angle simultaneously to optimize them. It is also an active fault-tolerant control system guaranteeing stability with good performance. The main aim is to stabilise the vehicle motion along the desired straight trajectory and provide vehicle stability and handling predictability thanks to individual wheel braking and steering actuators.

References: 7 positions.

[6] Abramowicz W., The 3D crash response of a car body space frame, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4(47)/2002.

Contents: basic paradigm of the FE method; the node and the interface objects (momentum equations of a node object); the element object; the iterator object; basic of the Superbeam Element formulation (details); validation of the 3D program.

References: 17 positions.

[7] Albinsson A., Bruzelius F., Jacobson B., Fredriksson J., Design of tyre force excitation for tyre–road friction estimation, *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Volume 55, 2017 – Issue 2.

Contents: a problem was investigated how a tyre force should be applied to minimise the error of the tyre–road friction estimation. Different excitation strategies were used and it was discovered they are dependent on both tyre model choice and noise level.

References: –

[8] Ambrož M., Šušteršič G., Prebil I., Creating models of road sections and their use in driving dynamics simulations, *Vehicle Systems Dynamics*, Vol. 45, No. 10, October 2007.

Contents: generating of 3D road profiles used mainly in MSC Adams and PC Crash simulations, defining the contact between model tyre and road.

References: 10 positions.

[9] Andrzejewski R., *Dynamika pneumatycznego koła jezdneho*, WNT, Warszawa 2010.

Zakres: historia, budowa i właściwości pneumatycznego koła jezdneho, charakterystyki ogumienia w różnych stanach statycznych i dynamicznych obciążeń z uwzględnieniem stanu nawierzchni. Opisy nowoczesnych modeli tarcia. Znane modele tarcia (przyczepności) ogumienia samochodowego (LuGre, Wiegnera/Uffelmanna, Pacejki i model z relaksacją sił przyczepności). Różne modele struktury ogumienia, m.in. płaski model analityczny, przestrzenny model wieloelementowy, model powłokowy i model FE. Opis autorskiego modelu tarcia EXP koła jezdneho napędzanego, opracowanego na podstawie badań doświadczalnych. Analiza dynamiki ruchu pojazdów wyczynowych typu Top Fuel Dragster. Teoria elastycznego koła jezdneho (pędu bieźnika), opracowana przez Halluma, umożliwiająca zinterpretowanie zjawisk dynamicznych towarzyszących ruszaniu.

Bibliografia: 61 pozycji.

[10] Andrzejewski R., *Stabilność ruchu pojazdów kołowych*, WNT, Warszawa 1997.

Zakres: podstawy teorii stabilności; podstawy teorii stabilności ruchu pojazdu kołowego; dynamika podłużna i poprzeczna; dynamika pionowa; dynamika przechyłu bocznego oraz wzdłużnego; dynamika ruchu obrotowego koła jezdneho; metody badań stabilności ruchu rzeczywistych pojazdów kołowych.

Bibliografia: 136 pozycji.

[11] Antonetti V.W., Estimating the coefficient of restitution of vehicle-to-vehicle bumper impacts, SAE paper 980552, 1998.

Contents: estimation of the coefficient of restitution for vehicle-to-vehicle bumper impacts, restitution data for vehicles equipped with isolator, rigid, and foam-core bumpers, a number of vehicle-to-vehicle collisions “simulated” using vehicle-to-barrier restitution data as input to Howard, et al's equation, vehicle-to-vehicle restitution calculation.

References: –

[12] Arczewski K., Pietrucha J., Szuster J.T., *Drgania układów fizycznych*, OWPW, Warszawa 2008.

Zakres: pojęcie modelu, modelowanie matematyczne procesów fizycznych, elementy układów drgających, podstawowe metody modelowania układów drgających, zabiegi upraszczające, drgania układów liniowych o jednym stopniu swobody, szeregi Fouriera, całka Duhamela, liczby zespolone, przekształcenia Fouriera i Laplace'a, transmitancje i charakterystyki częstościowe układów liniowych, zmienne stanu, płaszczyzna fazowa, punkty osobliwe, funkcja Diraca, metoda współczynników i funkcji wpływu. Równania całkowite, schematy blokowe. Elementy algebry liniowej, rozwiązania układu równań różniczkowych liniowych, elementy rachunku prawdopodobieństwa, procesów losowe. Stateczność ruchu dyskretnych modeli matematycznych. Drgania układów liniowych o wielu stopniach swobody, drgania liniowych układów ciągłych jednowymiarowych, drgania parametryczne, nieliniowe, drgania samowzbudne, losowe. Pomiarzy drgań, identyfikacja i synteza układów drgających.

Bibliografia: 109 pozycji.

[13] Aryaei A., Hashemnia K., Jafarpur K., Experimental and numerical study of ball size effect on restitution coefficient in low velocity impacts, *International Journal of Impact Engineering* 37, Elsevier, 2009.

Contents: the Coefficient of Restitution (COR) and Energy Loss Percentage (ELP) of one-dimensional impacts determined experimentally for different ball sizes using a drop test apparatus; ball diameters range from 6 to 12 mm, made of steel and aluminum dropped on steel and aluminum sheets; effects of ball sizes on COR and contact time duration studied numerically; time variation of displacement of the midpoint of sheet's top surface and vibration of the ball's center investigated.

References: 35 positions.

[14] Barbosa R.S., Vehicle Vibration Response Subjected to Longwave Measured Pavement Irregularity, *Journal of Mechanical Engineering and Automation* 2(2) 2012.

Contents: development of a spectral method to analyse the vehicle vibration response when subjected to a longwave road irregularity. The vehicle model vibration was correlated with the spectral density function of the road irregularity, in the frequency domain. The system spectral transfer function was achieved. Both transfer function and spectral road irregularity results were presented in the frequency domain to obtain the vehicle frequency response, when the disturbances from the road had long waves. At 120 km/h in an asphalt road surface with ondulation, the first vehicle vibration mode had a significant movement enlargement, due to the pavement irregularity.

References: 29 positions.

[15] Bartlett W.D., Using Limited Vehicle Data to Estimate Distance/Speed Relationships for an Accelerating Automobile, *Accident Reconstruction Journal*, Volume: 25, Issue Number: 5/2015.

Contents: examination of the use of limited data to estimate the crash performance characteristics of passenger cars. The time-distance and speed-distance relationships of accelerating automobiles were taken into account. Evaluation of time/distance/speed relationship for different cars. It was suggested that weight, horsepower, and type of engine and transmission should be available when the make and model are known, which would enable to estimate a specific crash performance for each car.

References: –

[16] Baruh H., *Applied Dynamics*, CRC Press, 2014.

Contents: particles, rigid bodies and deformable solids; degrees of freedom; types of forces and motions; linearization; differential equations; dimensional analysis and nondimensionalization; numerical integration; what is a vehicle?; position, velocity and acceleration;

reference frames: single rotation in a plane; column vector representation; commonly used coordinate systems; moving reference frames; selection of rotation parameters; rate of change of a Vector; angular velocity, acceleration and second derivatives; relative motion; instantaneous center of zero velocity.

References: –

[17] Batista M., On the Mutual Coefficient of Restitution in Two Car Collinear Collisions, *Physics and Society*, 2006.

Contents: two car collinear collisions discussed using Newton's law of mechanics, conservation of energy and linear constitutive law connecting impact force and crush; two ways of calculating the mutual restitution coefficient: one based on car masses and one based on car stiffness.

References: 15 positions.

[18] Batista M., Zovak G., A restitution model of two-car collinear collisions, *Traffic Safety and Security*, 2006.

Contents: two-car collinear collisions discussed using Newton's law of mechanics, conservation of energy and linear constitutive law connecting impact force and crush; two ways of calculating the mutual restitution coefficient: based on car masses and one based on car stiffness.

References: 18 positions.

[19] Berg A., Rucker P., Domsch C., Crash test using a car with automatic pre-crash braking, *SAE Technical Paper 2013-01-0200*, 2013.

Contents: a preventive approach that can contribute to lessening the consequences of a crash by creating an optimum interaction of measures in primary and secondary safety. In order to demonstrate the functions of automated pre-crash braking and to investigate the differences during the impact as a consequence of the altered occupant positions as well as the initiation of force and deformations of the vehicle front, DEKRA teamed up with BMW to carry out a joint crash test with the latest BMW 5 series vehicle. It involved the vehicle braking automatically from a speed of 64 km/h down to 40 km/h. The paper describes and discusses some relevant results of the crash test. Possible benefits of such systems are also considered.

References: 5 positions.

[20] Blundell M., Harty D., *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, 1st Edition, Butterworth-Heinemann, 2004.

Contents: classical vehicle dynamics, computer-based multibody systems analysis (MBS); emergence of MBS, overview of its role in vehicle design and development; modeling, analysis, and post-processing capabilities of a typical simulation software, such as MSC Adams/Car; modeling and analysis of the suspension system; tire force and moment generating characteristics; modeling and assembly of the full vehicle; simulation output and interpretation of results.

References: 118 positions.

[21] Bogsjö K., Podgórski K., Rychlik I., *Models for road surface roughness*, Chalmers University of Technology, University of Gothenburg, 2010, Preprint 2010:42.

Contents: statistical description and analysis of road surface irregularities, the Laplace moving average process was proposed to model the surface. The model fitted to 8 measured road surfaces with its accuracy discussed.

References: 15 positions.

[22] Bogsjö K., Rychlik I., Vehicle fatigue damage caused by road irregularities, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 32/2009.

Contents: the statistical description and analysis of vehicle damage caused by irregularities, however standard statistical analysis tools are not applicable in an ordinary way because of the non-stationary feature of the irregularities.

References: 25 positions.

[23] Bogusz W., *Stateczność techniczna*, Warszawa 1972, PWN.

Zakres: definicja stateczności technicznej, stateczność techniczna a stateczność w sensie Lapunowa, stateczność techniczna przy stale występujących zaburzeniach oraz stateczność techniczna stochastyczna.

Bibliografia: 71 pozycji.

[24] Börner M., Isermann R., The characteristic velocity stability indicator for passenger cars, *Vehicle System Dynamics*, Volume 43, No 8, 2005.

Contents: driver assistance systems to aid the driver by preventing any unstable or unpredictable vehicle behaviour. Search for one global indicator for stability and driving conditions. Evaluating new vehicles during test drives. Linear lateral vehicle model is used and an analytical approach for an online calculation of different driving conditions (stability, understeering, oversteering, and neutralsteering) is given. A characteristic velocity stability indicator is defined. It allows online computation of the present driving condition. Results are compared to real measurements of a test vehicle.

References: 7 positions.

[25] Brach R., An Impact Moment Coefficient for Vehicle Collision Analysis, SAE Technical Paper 770014, 1977.

Contents: the equations of impact of two vehicles derived including the moment impulse; impact moment coefficient defined; the value of this coefficient determines the extent to which a moment is developed between the two vehicles during collision; two examples presented: two rigid bodies impacting over a common surface and the use of data from an actual collision of two automobiles showing that in accident reconstruction, an a priori value of the impact moment coefficient is often not needed.

References: 13 positions.

[26] Brach R.M., Calculation of Crush Stiffness Coefficients from Two-Vehicle Collisions, unpublished, 1997.

Contents: calculation of the crush stiffness coefficients using data from the controlled crash tests, especially in case of a vehicle-to-vehicle type.

References: 7 positions.

[27] Brach R.M., Formulation of Rigid Body Impact Problems using Generalized Coefficients, *International Journal of Engineering Science*, Vol. 36, 1, pp. 61-72, 1998.

Contents: extending of the Newton's approach to collinear impacts of particles to the three-dimensional problems by using a set of restitution coefficients; given examples of impact of a sphere into a rigid barrier of a large mass.

References: 14 positions.

[28] Brach R., Impact Analysis of Two-Vehicle Collisions, SAE Technical Paper 830468, 1983.

Contents: the NHTSA conducted twelve staged collisions with the purpose of furnishing collision data for use with accident models; the data is fit to a two-vehicle impact model using the method of least squares; the model is based on the equations of impulse and

momentum; the constants are the coefficients of restitution and equivalent coefficient of friction; a gradient search technique was used to minimize the sum of squares directly.

References: 8 positions.

[29] Brach R., Impact of Articulated Vehicles, SAE Technical Paper 860015, 1986.

Contents: mathematical model developed, permitting calculation of velocity changes of vehicles involved in a collision where one or both vehicles are articulated; this includes any vehicle pulling a trailer, tractor or semitrailer; the equations of the model based on the application of Newton's laws of impulse and momentum; assumptions discussed and analyzed; examples of the application provided, including the impact of tractor and semitrailer into rigid barriers.

References: 9 positions.

[30] Brach R.M., Identification of Vehicle and Collision Impact Parameters from Crash Tests, Journal of Vibration Acoustics 106(2), 1984.

Contents: application of the theory of least squares to fit the experimentally determined velocity components to the six equations of the vehicle collision model; the original model equations can be added as constraints through the use of Lagrange multipliers; 15 nonlinear algebraic equations results, this approach was tried unsuccessfully; direct numerical minimization of the sum of squares using gradient projection techniques was more reliable.

References: 7 positions.

[31] Brach R., Modeling of Low-Speed, Front-to-Rear Vehicle Impacts, SAE Technical Paper 2003-01-0491, 2003.

Contents: a model of the vehicle-to-vehicle impact determining the forward/rearward accelerations, velocities and the contact force as functions of time for both the striking and struck vehicles; the tire drag due to braking included in order to allow the assessment of its effects.

References: 20 positions.

[32] Brach R.M., Momentum and Energy Analysis of Automobile Collisions, J. Morton, Ed, Structural Impact and Crashworthiness, Vol. 2, Imperial College, London, England, 1984.

Contents: a moment over the crush surface is related to the angular velocity changes and its significance evaluated with data from experimental collisions; another feature of impulse and momentum models is the treatment of friction; a maximum exists for the friction coefficient along with a corresponding maximum kinetic energy loss.

References: 7 positions.

[33] Brach R.M., Nonlinear Parameter Estimation of a Vehicle Collision Model, Proceedings of the 13th Annual Conference on Modeling and Simulation, University of Pittsburg, 1982.

Contents: velocity changes from a two-vehicle planar collision modeled by a set of six algebraic equations; the method of least squares used to fit the model to several combinations of known and unknown variables such as those obtained from staged collisions; a combination of iteration and direct search used in solving the estimation equations numerically.

References: 9 positions.

[34] Brach R.M., Restitution in Point Collisions, contribution to Computational Aspect of Contact, Impact and Penetration, Ronald F. Kulak and Leonard E. Schwer, Editors, Elmepress International, Lausanne, Switzerland, 1991.

Contents: coefficient of restitution discussed as a matter of the impact of a rigid body with a barrier of huge mass; tangential and torsional modes considered during the collision of rigid bodies, especially in the aspect of velocity changes.

References: 16 positions.

[35] Brach R.M., Tire models used in accident reconstruction vehicle motion simulation, 17th Annual EVU Congress, Nice, France.

Contents: a discussion of tire force mechanics, definitions of terms, modeling of individual tire force components and tire forces for combined braking and steering currently used in simulation software for reconstruction of accidents; difference between a tire force ellipse and the friction ellipse; equations presented for five tire force models from three different simulation programs;

References: 31 positions.

[36] Brach R.M., Vehicle Collision Analysis, Automotive Engineering and Litigation, Garland Law Publishing, 1998.

Contents: the method presented based upon Newton's 2nd Law, stated in the form of impulse and momentum variables; the method of analyzing impacts presented for the case where little or no rotational motion exists before, during or after the impact; the equations of the planar impact problem presented; several solution strategies discussed; a computer program which solves these equations, written in Applesoft BASIC, presented in an appendix; empirical equation presented which permits calculation of $\sim V$ for each vehicle based on the initial speeds, masses and collision energy loss.

References: 12 positions.

[37] Brach R.M., Vehicle Dynamics Model for Simulation on a Microcomputer, International Journal of Vehicle Design, Vol 12, #4, 1991.

Contents: equations of motion for a two-axle, two-wheeled vehicle with a one-axle trailer; linear and non-linear models; example of computer solutions of these equations.

References: 16 positions.

[38] Brach R., Brach M., Analysis of Collisions, Point Mass Mechanics and Planar Impact Mechanics, Collision Magazine, vol 2, issues 1, Spring 2007.

Contents: the assumptions of the conservation of colinear momentum; planar impact mechanics; comparisons of the results obtained using both planar impact mechanics and point mass impact mechanics, using examples as well.

References: 12 positions.

[39] Brach R., Brach, M., The Tire-Force Ellipse (Friction Ellipse) and Tire Characteristics, SAE Technical Paper 2011-01-0094, 2011.

Contents: a development of a more realistic version of the tire-force circle/ellipse incorporating slip angle, traction slip and the actual nonlinear tire-force; because of the complexity of nonlinear tire force behavior, the F_y - F_x force relationship is not a true ellipse; the force limit is dependent on the kinematic slip angle and traction slip variables.

References: 12 positions.

[40] Brach R., Brach R.M., Analysis of Collisions Involving Articulated Vehicles, SAE Technical Paper 2007-01-0735, 2007.

Contents: the assumptions for the application of the principle of impulse and momentum to a planar collision between rigid bodies; general impact equations involving a pair of pinned rigid bodies derived and presented; these equations form a set of linear algebraic equa-

tions requiring numerical solution; an example presented demonstrating the need to include the capability of modeling the impulses of forces external to the intervehicular contact surface.

References: 10 positions.

[41] Brach R., Brach R.M., A Review of Impact Models for Vehicle Collision, SAE Technical Paper 870048, 1987.

Contents: application of the principles of crush mechanics to collisions of two bodies in a plane; relationship between the change in velocity and energy loss investigated; review and numerical comparison of several impact models presented

References: 23 positions.

[42] Brach R., Brach R.M., Crush Energy and Planar Impact Mechanics for Accident Reconstruction, SAE Technical Paper 980025, 1998.

Contents: a comparison between how CRASH3 computes the energy loss of a collision and how the same energy loss is determined by planar impact mechanics; experimental collisions (RICSAC, Research Input for Computer Simulation of Automobile Collisions) used to provide a basis for comparison; a method proposed that exploits the features of both methods for vehicle accident reconstructions.

Contents: 24 positions.

[43] Brach R., Brach R.M., Modeling Combined Braking and Steering Tire Forces, SAE Technical Paper 2000-01-0357, 2000.

Contents: the two tangential components of a tire-road contact combined for an existing approach known as the Nicolas-Comstock model; performance criteria for tire modeling proposed; the Nicolas-Comstock model examined relative to the criteria; this model falls short of meeting the criteria over the full range of transverse and longitudinal wheel slip values and sideslip angles, but a modified version of the Nicolas-Comstock model is presented that satisfies these criteria; comparisons made between the modified Nicolas-Comstock model and other combined tire force models.

References: 14 positions.

[44] Brach R., Brach R.M., Tire Models for Vehicle Dynamic Simulation and Accident Reconstruction, SAE Technical Paper 2009-01-0102, 2009.

Contents: a discussion of tire force terminology, tire force mechanics, the measurement and modeling of tire force components and combined tire force models currently used in simulation software for the reconstruction of accidents; the difference between the idealized tire force ellipse and an actual tire friction ellipse; equations presented for five tire force models from three different simulation programs; each model using a different method for computing tire forces for combined braking and steering; some experimentally measured light vehicle tire properties examined.

References: 36 positions.

[45] Brach R., Brach R.M., Louderback A., Uncertainty of CRASH3 ΔV and Energy Loss for Frontal Collisions, SAE Technical Paper 2012-01-0608, 2012.

Contents: the uncertainty in the calculation of the change in velocity, ΔV , and the crush energy, EC, due to variations in the computed values of crush stiffness coefficients and variations in the measurements of the residual crush using the CRASH3 damage algorithm; these variations lead to uncertainties in the results of the reconstruction, i.e. the preimpact speed of one or both of the vehicles; this paper consists of three parts: the uncertainty associated with the calculation of the stiffness coefficients A and B, the uncertainty

of the CRASH3 process of calculating the velocity change ΔV , the effect of such variations on the reconstruction of vehicle speeds in frontal collisions.

References: 32 positions.

[46] Brach R., Brach R.M., Pongetti K., Analysis of High-Speed Sideswipe Collisions Using Data from Small Overlap Tests, SAE Int. J. Trans. Safety 2(1):86-99, 2014.

Contents: a sideswipe collision is defined as a crash with non-zero, final relative tangential velocity over the vehicle-to-barrier or vehicle-to-vehicle contact surface; sliding continues throughout the contact duration. Using analysis of video from 50 IIHS small overlap crash tests, each test was modeled using planar impact mechanics to determine which ones were classified as sideswipes and which not. The test data were evaluated to understand the nature of high-speed, small overlap, sideswipe collisions and establish appropriate parameter ranges that can be used in accident reconstruction.

References: 22 positions.

[47] Brach R.M., Haddow A.G., The Nonlinear Response and Passive Vibration Isolation of Rigid Bodies, Machine Vibration 5:131-141, Springer-Verlag, 1996.

Contents: nonlinear response of an automotive engine on mounts investigated; the engine and mount system represented by a planar three degree of freedom system consisting of a rigid body attached to ground with flexible supports; nonlinear response established using the method of multiple scales; representative frequency response of the system presented using parameter values associated with an in-line four cylinder engine running at hot idle.

References: 20 positions.

[48] Brach R.M., Welsh K.J., Residual crush energy partitioning, normal and tangential energy losses, SAE Paper 2007-01-0737, 2007.

Contents: planar impact mechanics adapted to significantly improve the rigor of using residual crush for crash reconstruction; planar impact mechanics models the impulses and the changes in momentum of vehicles colliding in a plane including restitution of the collision at the intervehicular contact surface; two impact coefficients used (normal and tangential); the proper approach to take restitution into account, both in the barrier tests and in the impact between two vehicles.

References: 21 positions.

[49] Braghin F., Bruni S., Resta F., Active yaw damper for the improvement of railway vehicle stability and curving performances: simulations and experimental results, Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility Volume 44, 2006 – Issue 11.

Contents: development of an electro-mechanical actuator to improve the running behaviour of a railway vehicle in a straight track and on a curve. Different control strategies developed for straight track and for curve, where the goal was to reduce the maximum track shift forces. First a mathematical model was developed, then the control device has then been installed on an ETR470 railway vehicle tested in both straight and curved tracks.

References: 10 positions.

[50] Bułka D., Świder P., Model pojazdu w programie V-SIM do symulacji ruchu i zderzeń pojazdów samochodowych, Materiały VII Konferencji Naukowo-Technicznej „Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych”, Kielce, luty 2010.

Zakres: model pojazdu o 10 stopniach swobody zastosowany w nowym programie V-SIM; sposób opisu zagadnień cząstkowych takich jak: model opony, model zawieszenia, układ hamulcowy, silnik, układ przeniesienia napędu czy układ kierowniczy.

Bibliografia: 4 pozycje.

[51] Burdzik R., Folęga P., Konieczny Ł., Łazarz B., Stanik Z., Warczek J., Analysis of material deformation work measures in determination of a vehicle's collision speed, Archives of Materials Science and Engineering, Vol. 58, Issue 1, 2012.

Contents: a discussion on the studies comprising analytical experiments conducted on material deformation work measures in determination of a vehicle's collision speed; the investigations conducted based on comparative analysis of methods for estimating EES for different structural materials used in vehicles; comparison of test results obtained for frontal narrow-object impacts published by other authors, comparison of research results for frontal solid and immovable narrow-object impacts, comparison of research results for frontal aligned vehicle to vehicle collision.

References: 26 positions.

[52] Cebon D., Handbook of Vehicle-Road Interaction, Taylor & Francis, 2000.

Contents: tyre-road contact forces generated by heavy vehicles covering their influence on road surface and bridge response and damage, ways of regulating and improving vehicles so as to minimize road damage, a unified mechanistic approach to the entire subject, covering vehicle dynamics, dynamic tyre forces, weigh-in-motion, pavement and bridge response, damage mechanisms of paving materials, vehicle-guideway interaction, suspension design to minimize road damage, assessing road damaging potential of vehicles for regulatory purposes, the fundamental mechanics of the mechanical and civil engineering systems, practical and implementation issues.

References: 500 positions.

[53] Cheng C., Cebon D., Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi-trailer steering, Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility Volume 46, 2008 – Issue supplement 1.

Contents: optimal linear quadratic control algorithm to improve the roll stability of a tractor semi-trailer with active semi-trailer steering. The controller was to minimise a combination of the deviation of the trailer rear from the initial course (relative to the path) and the lateral acceleration of trailer centre of gravity. A Kalman filter with linear vehicle model was used to estimate the unknown vehicle states.

References: 16 positions.

[54] Chung T., Yi K., Design and Evaluation of Side Slip Angle-Based Vehicle Stability Control Scheme on a Virtual Test Track, IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 14, no. 2, 2006.

Contents: a differential braking control law based on vehicle planar motion was designed, with the use of a three-degree-of-freedom vehicle model. The control is based on the vehicle body side slip angle. Vehicle behavior as well as interactions between the vehicle, the controller, and the human driver were investigated with the use of a simulator on a virtual track.

References: 22 positions.

[55] Ciępka P., Jordan W., Zębala J., Analiza zderzenia typu pojazd-słup przy zastosowaniu parametru EES, VI konferencja „Problemy rekonstrukcji wypadków drogowych”, Zakopane 1998, IES, Kraków 1998.

Zakres: analiza zderzenia typu pojazd-słup (równania ruchu tego zderzenia), omówienie parametru EES, metoda maksymalnego odkształcenia (równanie NTSB, równanie Morgana i Ivey'ego, równanie Nystroma i Kosta, równanie Craiga, porównanie oszacowań prędkości zderzenia), przykład oszacowania prędkości kolizyjnej w zderzeniu pojazd-słup.

Bibliografia: 11 pozycji.

[56] Ciglaric I., Prebil I., Vehicle dynamics simulation, part 1: Mathematical model, Design 2002.

Contents: multibody formalism applied to generate equations of motion (nonlinear differential equations) for a system of rigid and flexible bodies with arbitrary topology in a symbolic form; the formalism could be used for any kind of mechanical system (vehicle, human body, gearbox, etc.), with arbitrary complexity and with arbitrary degree of freedom, representing general computer support to the numerical analysis. This general proposed tool is used to handle vehicle dynamics in order to prove the efficiency of proposed approach.

References: 16 positions.

[57] Claus H., Schiehlen W., Stability analysis of railways with radialelastic wheelsets, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 37, 2002.

Contents: vibration studies and stability analyses of a passenger rail coach model equipped with radialelastic and lateralelastic wheels. Vibrations caused by stochastic irregularities of track. Moreover, the eigenmotion of wheels on track (hunting) is investigated.

References: 16 positions.

[58] Collins J.C., Accident Reconstruction. Springfield. Illinois, Charles C. Tomas Publisher, Bannerstone House, 1979.

Contents: description of how automobiles, trucks, and motorcycles are built, with emphasis on those parts whose failure can lead to an unexpected loss of vehicle control, the symptoms of accident-producing mechanical failures and the types of failures that occur most frequently. Collision analysis, skidmark analysis, friction force, directionality, hydroplaning, braking efficiency, and sources of error, descriptions and illustrations of types of vehicular accidents and factors causing them, the stopped car involved in collisions, head-on, rear-end, and intersection collisions, truck-truck, motorcycle, and rollover accidents, pedestrian accidents, vehicle tires, information on accident reconstruction, general guidelines, photographs, figures, statistical data.

References: –

[59] Digges K.H., Ennis J.B., Ishikawa H., Impact Force Vector in Offset Frontal Collision – Car to Car and Offset Deformable Barrier (ODB) Tests, JSAE, Elsevier 1996.

Contents: the crash force vector acting on vehicles during frontal offset crashes; both car-to-car and offset deformable barrier (ODB) tests examined; test data from the Insurance Institute of Highway Safety (IIHS) and the National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) used in this study; the analysis shows subtle differences in the transverse and rotational forces when comparing car-to-car and ODB tests; they may influence the forces on the lower leg of the occupant.

References: –

[60] Dixon J.C., Tyres, suspension and handling, Cambridge University Press, 1991.

Contents: detailed coverage of the theory and practice of vehicle cornering and handling, unique information on suspension analysis, understeer/oversteer, bump steer and roll steer, roll centers, limit handling, and aerodynamics.

Reference: 122 positions.

[61] Dold A., Eckmann B., Stability of Stochastic Dynamical Systems, Proceedings of the International Symposium, Lecture Notes in Mathematics 294, Springer-Verlag, 1972.

Contents: stability and differential equations containing stochastic coefficients, mathematical aspects and application.

References: –

[62] Doumiati M., Sename O., Dugard L., Martinez-Molina J.J., Gaspar P., Szabo Z., Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking, *European Journal of Control* 19, Elsevier, 2013.

Contents: the proposed control system was to stabilize the vehicle with achieved desired yaw rate. In a situation when a vehicle reaches handling limits, both steering and braking was to cooperate in order to ensure stability.

References: 47 positions.

[63] Dresig H., Holzweißig F., *Dynamics of Machinery, Theory and Applications*, Springer-Verlag, Berlin – Heidelberg 2010.

Contents: model generation and parameter identification, dynamics of rigid machines, foundation and isolation of vibrations, torsional, bending and longitudinal oscillators, linear oscillators with multiple degrees of freedom, simple nonlinear and self-excited oscillators, relations to systems dynamics and mechatronics.

References: 36 positions.

[64] Falcone P., Tseng H.E., Borrelli F., Asgari J., Hrovat D., MPC-based yaw and lateral stabilisation via active front steering and braking, *Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* Volume 46, 2008 – Issue supplement 1.

Contents: a path following Model Predictive Control-based (MPC) scheme is proposed, utilising steering and braking. The objective is to track a desired path of a vehicle avoiding obstacles, thanks to combined use of braking and steering.

References: 17 positions.

[65] Feng T. and Hong Y., Tu S. and Jeng W.S., Generation of Random Road Profiles, *Journal of Advanced Engineering* Vol. 4, No. 2/2009.

Contents: two of the most commonly adopted methods for generating one-dimensional random road profiles: shaping filter and sinusoidal approximation. These methods are used in the simulation of a quarter or half car vehicle suspension system testing.

References: 11 positions.

[66] Fittanto D., Ruhl R., Southcombe E., Burg, H. et al., Overview of CARAT-4, a Multi-body Simulation and Collision Modeling Program, *SAE Technical Paper* 2002-01-1566, 2002.

Contents: the calculation models, and input parameters of CARAT-4 relating to the sprung masses, tire model, suspension, steering and braking systems; graphical, tabular and plot output options described; the RICSAC (Research Input for Computer Simulation of Automobile Collisions) tests modeled by the CARAT collision algorithm; the separation velocities and Delta-V's compared with the test data, and SMAC calculations.

References: 50 positions.

[67] Fukada Y., Slip-Angle Estimation for Vehicle Stability Control, *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* Volume 32, 1999 – Issue 4-5.

Contents: description of strategy of estimating a vehicle slip angle. The difficulty is because of nonlinear characteristics of tyres and influence of the road surface. A combined method of model observer and direct integration method was presented, where two kinds of values of the wheels' side forces are provided, one from the the G-sensor and the other from a tyre model.

References: –

[68] Fundowicz P., Symulacja manewru hamowania na mokrej nawierzchni, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, nr 1/2 (52/53), 2004.

Zakres: model obliczeniowy, obliczenia oraz wyniki.

Bibliografia: 2 pozycje.

[69] Fundowicz P., Współpraca opony z mokrą nawierzchnią, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4(43)/2001.

Zakres: wprowadzenie, długość klina wodnego, prędkość krytyczna aquaplaningu, przykładowe obliczenia charakterystyk współpracy opony z mokrą nawierzchnią, obliczenia długości klina wodnego, siły styczne między oponą a nawierzchnią.

Bibliografia: 3 pozycje.

[70] Fundowicz P., Wyznaczanie charakterystyk bocznego znoszenia pojazdu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(33)/99.

Zakres: charakterystyki opon, Magic Formula – model numeryczny opisujący rodzinę krzywych odwzorowujących charakterystyki opon, tworzenie charakterystyk bocznego znoszenia pojazdu, wyniki pomiarów.

Bibliografia: 13 pozycji.

[71] Gajek A., Walczak S., Analiza wpływu nierównomierności sił hamowania na stateczność ruchu samochodu, III Konferencja Naukowo-Techniczna, Kielce 2002.

Zakres: wyniki badań symulacyjnych wpływu nierównomierności momentów tarcia w hamulcach na stateczność ruchu samochodu osobowego, różne warunki przyczepności nawierzchni i parametry pojazdu. Kryterium granicznej wartości współczynnika nierównomierności sił hamowania.

Bibliografia: 11 pozycji.

[72] Genta G., *Motor Vehicle Dynamics, Modeling and Simulation*, World Scientific, Singapore 2006.

Contents: historical overview of road vehicles, the forces exchanged between the vehicle and the road and the vehicle and the air, mathematical models about the forces, dynamics of the vehicle, dynamic behaviour of the vehicle in normal driving conditions with some extensions towards conditions encountered in high-speed racing driving.

References: 25 positions.

[73] Gidlewski M., Analiza wpływu położenia środka masy samochodu ciężarowego na jego ruch krzywoliniowy, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4(16)/95.

Zakres: model samochodu – model fizyczny złożony z 7 ciał sztywnych posiadających masę (środkowa część nadwozia, belka osi przedniej, belka osi tylnej, cztery koła jezdne) oraz z 2 ciał sztywnych nieważkich (przednia i tylna część nadwozia), symulacja ruchu krzywoliniowego, symulacja ruchu podczas jazdy ustalonej po okręgu o stałym promieniu, weryfikacja eksperymentalna modelu samochodu, symulacja ruchu modelu po szybkim obrocie koła kierownicy podczas jazdy na wprost.

Bibliografia: 12 pozycji.

[74] Gidlewski M., Analiza wpływu sztywności nadwozia samochodu ciężarowego na stateczność i kierowność, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(15)/95.

Zakres: badania modelowe, wnioski.

Bibliografia: 3 pozycje.

[75] Gillespie T.R., Sayers M.W., Segel L., Calibration and correlation of response-type road roughness measuring systems, final report, prepared for National Cooperative Highway Research Program, Transportation Research Board, National Research Council, 1980.

Contents: the results of a study of response-type road roughness measuring (RTRRM) systems for the purpose of developing methods for calibration and correlation. The instruments and vehicles used in such systems were investigated to determine their performance and the necessary conditions for calibration.

Specific roughness measures were dependent on the choice of roughness statistic, limitations of the meters, vehicle response, and nonuniformities between the tires and wheels. Calibration methods were developed and tested to eliminate systematic differences between RTRRM systems.

References: –

[76] Gillespie T.D., Fundamentals of vehicle dynamics, SAE International, 1992.

Contents: the basic mechanics governing the vehicle performance and analytical methods and terminology, equations of motion. Details on acceleration performance, braking performance, aerodynamics and rolling resistance, ride, steady state cornering, suspensions, steering systems, rollover and tires.

References: 33 positions.

[77] Gim G., Choi Y., Kim S., A semiphysical tyre model for vehicle dynamics analysis of handling and braking, Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility Volume 43, 2005 – Issue supplement 1.

Contents: a semiphysical model presented included the transient steer effect, characterized by time delay of steering application and stress relaxation of friction related to the tyre's viscoelastic property. Vertical force as a function of the tyre deflection, camber angle and lateral force was experimentally formulated. To describe the longitudinal and lateral forces as functions of the tyre's characteristic parameters, basic formulations of the UA tyre model were used. For self-aligning and overturning moments an application points of three forces were experimentally formulated, then the moments were expressed as functions of these forces and their application points. All characteristic parameters were experimentally determined as functions of load, camber angle, slip angle, slip angle sweep rate and slip ratio. Cornering and driving-braking maneuvers were considered, as the model was implemented into ADAMS and the simulation results were compared with measurement data for various test conditions.

References: 8 positions.

[78] Gipser M., FTire, a New Fast Tire Model for Ride Comfort Simulations, Esslingen University of Applied Sciences, Germany.

Contents: details on the modeling approach, discussion of the model parameters and their obtaining, sample results, time measurements and program interfaces.

References: 7 positions.

[79] Gipser M., FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics, Vehicle System Dynamics Vol. 45, Supplement, 2007.

Contents: an overview on history, application, modelization, road models, parameterization, interfacing, availability, and future perspectives of FTire.

References: 23 positions.

[80] Gipser + Hofmann, FTire – Flexible Ring Tire Model, Modelization and Parameter Specification, Cosin Scientific Software, 2011.

Contents: FTire modelization, mechanical model, tread wear model, air volume vibration model, flexible and viscoplastic rim model, FTire data, parameter specification.

References: –

[81] Gorban I.I., *The Statistical Stability Phenomenon*, Springer, 2017.

Contents: phenomenon of statistical stability, features and properties of statistical stability, determinism, uncertainty, formalisation of the concept of statistical stability, dependence of the stochastic process of statistical stability on the spectrum – correlation characteristics, experimental studies and investigations, hyper – random events and functions, ergodic and stationary hyper – random functions and their transformations, fundamentals of hyper – random statistics, divergence, multi – valued variables, etc.

References: –

[82] Gromadowski T., Stępiński B., Procedura symulacji pionowych obciążeń pojazdu wieloosiowego, *Czasopismo Techniczne*, z. 6-M/2008.

Zakres: sześciobryłowy model matematyczny o liniowych własnościach sprężystych i nieliniowym tłumieniu i 7 stopniach swobody, pionowe wymuszenia kinematyczne, porównanie widmowych gęstości mocy sygnału stanowiącego kryterium i uzyskanego w symulacji.

Bibliografia: 6 pozycji.

[83] Gryboś R., *Teoria uderzenia w dyskretnych układach mechanicznych*, PWN, Warszawa 1969.

Zakres: mechanika zderzenia ciał w różnych warunkach (swobodnych lub osadzonych obrotowo, o jednym stopniu swobody liniowo i nieliniowo, o dwu lub więcej stopniach swobody). Podstawowe pojęcia, zderzenia środkowe i mimośrodkowe ciał gładkich oraz szorstkich w ruchu płaskim. Zderzenie potraktowano również jako proces lokalny, omówiono współczynnik restytucji. Kolejne części dot. stanów nieustalonych, amortyzacji wstrząsów, parametrów zderzeń niesprężystych, podziału na uderzenia podłużne, poprzeczne wielokrotne oraz jako proces losowy. Zostały także szeroko omówione zderzenia w nieliniowym układzie o jednym stopniu swobody oraz zderzenie w układzie liniowo sprężystym o dwu lub więcej stopniach swobody.

Bibliografia: 233 pozycje.

[84] Guarneri P., Rocca G., Gobbi M., A Neural-Network-Based Model for the Dynamic Simulation of the Tire/Suspension System While Traversing Road Irregularities, *IEEE TRANSACTIONS ON NEURAL NETWORKS*, VOL. 19, NO. 9, SEPTEMBER 2008.

Contents: simulation of the tire/suspension dynamics by using recurrent neural networks, which were derived from the multilayer feedforward neural networks, by adding feedback connections between output and input layers. The obtained results demonstrate good agreement with the experimental results over a wide range of operation conditions.

References: 41 positions.

[85] Guiggiani M., *The Science of Vehicle Dynamics, Handling, Braking and Ride of Road and Race Cars*, Springer, Science+Business Media, Dordrecht, 2014.

Contents: mathematical models of vehicles, analysis of the dynamics of vehicles, handling and performance of both road and race cars, MAP (Map of Achievable Performance), handling features of a road vehicle, wheel and tire mechanics, Magic Formula, equations of motion, tire models.

References: 63 positions.

[86] Guo K.-H., A Unified Tire Model for Braking Driving and Steering Simulation, SAE Technical Paper 891198, 1989-11-01.

Contents: unified tire model for simulating the generation of forces and moments during combination of cornering with braking or driving is presented. Relationship between the nondimension resultant force and moment, and the normalized resultant slip vector was shown. Also vertical load distribution over the contact patch was obtained.

References: –

[87] Gutowski R., Dynamika i drgania układów mechanicznych, PWN, Warszawa 1986.

Zakres: podstawowe informacje z zakresu mechaniki analitycznej i stateczności ruchu, drgania swobodne, wymuszone i losowe układów liniowych i ciągłych, drgania struny, pręta, belki i prętów krzywoliniowych, drgania parametryczne.

Bibliografia: 139 pozycji.

[88] Gutowski R., Mechanika analityczna, PWN, Warszawa 1971.

Zakres: więzy, współrzędne uogólnione, różniczkowe i całkowite zasady wariacyjne, równania ruchu układów holonomicznych i nieholonomicznych z wykorzystaniem różnych współrzędnych, zasady tworzenia równań ruchu, sterowanie układów mechanicznych, teoria procesów optymalnych w oparciu o mechanikę analityczną.

Bibliografia: 31 pozycji.

[89] Gutowski R., Modele matematyczne procesów dynamicznych i stateczność ruchu, Mechanika Teoretyczna i Stosowana, nr 4(16)/1978.

Zakres: przegląd wybranych definicji stateczności, stateczność układów dyskretnych i ciągłych, zagadnienie stateczności dla procesów ciągłych.

Bibliografia: 15 pozycji.

[90] Gutowski R., Podstawy teorii stateczności ruchu układów dyskretnych i ciągłych, Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, Warszawa 1981.

Zakres: ruch zaburzony, przegląd definicji stateczności oprócz stateczności technicznej stochastycznej, stateczność równań liniowych z macierzą stałą i zmienną, stateczność równań nieliniowych, stateczność ruchu układów ciągłych, przykłady badania stateczności w sensie Lapunowa względem odległości.

Bibliografia: 20 pozycji.

[91] Güvenç B. A., Güvenç L., Karaman S., Robust Yaw Stability Controller Design and Hardware-in-the-Loop Testing for a Road Vehicle, IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 58, no. 2, 2009.

Contents: the use of two-degrees-of-freedom control architecture in unexpected yaw disturbances requiring yaw stabilization was investigated. The yaw stability-enhancing steering controller was designed to satisfy a frequency-domain mixed sensitivity constraint. To evaluate the results, a real-time hardware-in-the-loop simulator was developed.

References: 15 positions.

[92] Guzek M., Analiza prostoliniowego hamowania jako procesu stochastycznego, II konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 2000.

Zakres: model matematyczny i założenia, postać rozwiązania, charakterystyka procesu stochastycznego, przykładowe wyniki.

Bibliografia: 3 pozycje.

[93] Guzek M., Lozia Z., Rekonstrukcja trajektorii ruchu pojazdu na podstawie zapisów czarnych skrzynek – badania symulacyjne, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2(57)/2005.

Zakres: wprowadzenie, metoda badań, modele ruchu i dynamiki pojazdu, kinematyka ruchu, modele czarnej skrzynki (MCS) oraz modele przetwarzania danych dla czarnej skrzynki (MPD), przykłady rekonstrukcji trajektorii ruchu (hamowanie prostoliniowe, pojedyncza zmiana pasa ruchu, wymuszenie skokowe na kole kierownicy).

Bibliografia: 19 pozycji.

[94] Guzek M., Lozia Z., Reński A., Wpływ sztywności kątowej zawiesznień na stateczność poprzeczną pojazdu dwuosiowego na przykładzie samochodu dostawczego, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(29)/98.

Zakres: zależności quasi-statyczne, zależności dynamiczne, ustalony stan ruchu, niestabilny stan ruchu, wnioski.

Bibliografia: 10 pozycji.

[95] Guzek M., Maniowski M., Pieniążek W., Rekonstrukcja parametrów ruchu samochodu w trakcie prostoliniowego hamowania z wykorzystaniem wyników badań eksperymentalnych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2(57)/2005.

Zakres: wprowadzenie, opis przeprowadzonych badań drogowych, metoda rekonstrukcji ruchu, przykłady rekonstrukcji ruchu podczas hamowania.

Bibliografia: 7 pozycji.

[96] Habib M.S., Bakr E.M., The Selection Of Optimum Vehicle Parameters Based On The Pilot-Vehicle Directional Stability, *Vehicle System Dynamics*, Volume 23, Issue S1 1994.

Contents: In this paper, a parametric study of the pilot-vehicle closed-loop system is presented. The study is based on the heading and lateral stability region using a lead-lag compensator to represent the human driver. A two degrees of freedom model is used to describe the yaw and lateral velocity of the vehicle. The effects of the vehicle moment of inertia, C.G location and cornering stiffnesses on the maximum crossover frequencies of the system are investigated. The relationship between these parameters and the maximum crossover frequency is obtained using a multi-nonlinear regression analysis from which the optimum problem is formulated and solved using Lagrange multipliers. The optimum values are used to form hypothetical vehicle models which are compared with the typical vehicles. The obtained results suggest some fundamental changes in the tire cornering stiffnesses, C.G. location and mass moment of inertia. Simulation results in the frequency and time domains illustrate the effectiveness and capabilities of the proposed vehicles over the typical ones.

References: 13 positions.

[97] Hahn H., *Rigid Body Dynamics of Mechanisms, 1 Theoretical Basis*, Springer, 2002.

Contents: an introduction into basic mechanical aspects of mechatronic systems; an overview over the theoretical background of rigid body mechanics; a systematic approach for deriving and solving model equations of general rigid body mechanisms in the form of differential-algebraic equations (DAE); mathematical models of planar and spatial mechanisms in DAE-form for computer simulations, often required in dynamic analysis and in control design.

References: 83 positions.

[98] Hahn H., *Rigid Body Dynamics of Mechanisms 2: Applications*, Springer, 2003.

Contents: a systematic approach for deriving model equations of planar and spatial mechanisms. The necessary theoretical foundations have been laid in the first volume. The focus is on the application of the modeling methodology to various examples of rigid-body mechanisms, simple planar ones as well as more challenging spatial problems. A rich variety of joint models, active constraints, as well as active and passive force elements is treated. The book is intended for self-study by working engineers and students concerned with the control of mechanical systems, i.e. robotics, mechatronics, vehicles, and machine tools. Its examples can be used as models for university lectures.

References: 37 positions.

[99] Haigermoser A., Luberb B., Rauhc J., Gräfed G., Road and track irregularities: measurement, assessment and simulation, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 53, No. 7, 2015.

Contents: estimation of the power spectral densities for uneven roads and the approximation by analytical formulas was presented. Complete overview of rail irregularities was prepared and similarities and differences to the road for motor vehicles were presented.

References: 165 positions.

[100] Han I., Brach R., Throw Model for Frontal Pedestrian Collisions, SAE Technical Paper 2001-01-0898, 2001.

Contents: a planar model for the mechanics of a vehicle-pedestrian collision presented, analyzed and compared to experimental data; the model is presented in two forms, the first relating the throw distance to the initial vehicle speed, whereas the second one relates the vehicle speed to the pedestrian throw distance; the second model proposed as a tool in accident reconstruction.

References: 29 positions.

[101] Harrison H.R., Nettleton T., *Advanced Engineering Dynamics*, Arnold 1997.

Contents: reappraisal of Newtonian principles, analytical dynamics, Lagrange methods, Hamilton's Principle, rigid body dynamics, satellites, rockets, aircraft and cars examined highlighting different aspects of dynamics, impact, one dimensional wave propagation, robotics, Special Theory of Relativity mainly to define the boundaries of Newtonian Dynamics but also to re-appraise the fundamental definitions.

References: 25 positions.

[102] Heinzl P., Lugner P., Plöchl M., Different actuation strategies for a yaw moment control of a passenger car, *Supplement to Vehicle Systems Dynamics*, Vol. 35, 2000.

Contents: nonlinear multibody model, control systems, observer, controller, transformer and actuator equations and functions, examination of over- and understeer.

References: 13 positions.

[103] Heinzl P., Lugner P., Plöchl M., Stability control of a passenger car by combined additional steering and unilateral braking, *Supplement to Vehicle System Dynamics*, Volume 37, 2002.

Contents: investigation of control of the slip angle and yaw velocity of a vehicle in critical driving conditions of complex vehicle model developed in MSC Adams.

References: 10 positions.

[104] Heißenig B., Ersoy M., *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*, ViewegTeubner Verlag, Germany 2011.

Contents: conventional chassis elements and their interactions with mechatronic systems within the context of driving dynamics. Chassis fundamentals and design are described in

the initial chapters. Practical examination of driving dynamics and detailed descriptions and explanations of modern chassis components. Axles and the processes used during axle development. Fundamentals, driving dynamics, chassis components, axles, driving comfort, noise vibration, harshness, chassis development, innovations, future aspects of chassis technology.

References: –

[105] Heller M.R., *Automotive simulation*, Springer Verlag, 1989.

Contents: driving simulation and simulators; crashworthiness (numerical simulation and experimental validation in crashworthiness applications, crashworthiness simulation and design with Pam-Crash code); aerodynamics session (finite element CDF method for flow); acoustic session, engine session, artificial intelligence session (A.I. applications); software tools session; supercomputers and hardware sessions.

References: 144 positions.

[106] Higa M., Arakawa M., Maeno N, *Size Dependence of Restitution Coefficients of Ice in Relation to Collision Strength*, ICARUS 133, 310–320, 1998, ARTICLE NO. IS985938.

Contents: the size dependence of the restitution coefficient ϵ of a water ice sphere over a wide range of impact velocities; the impact velocity dependence of ϵ was divided into two regions by the critical velocity, which was the onset velocity of fracturing. In the quasi-elastic region, ϵ was almost constant and ice spheres did not fracture. In the inelastic region ϵ decreased and ice spheres fractured.

References: 32 positions.

[107] Hong D., Hwang I., Yoon P., Huh K., *Development of a Vehicle Stability Control System Using Brake-by-Wire Actuators*, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Volume 130, Issue 1, 2007.

Contents: a vehicle stability control system was developed, based on the braking monitor, wheel slip controller, and optimal target slip assignment algorithm. In order to maintain the vehicle stability, target slip assignment algorithm was proposed, which is based on the direct yaw-moment controller and fuzzy logic. A hardware-in-the-loop simulator was built and included electrohydraulic brake hardware and vehicle dynamics software. The effectiveness is demonstrated through experiment.

References: –

[108] Horiuchi S., Okada K., Nohtomi S., *Analysis of accelerating and braking stability using constrained bifurcation and continuation methods*, *Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* Volume 46, 2008 – Issue supplement 1.

Contents: a method of analysing vehicle stability during acceleration and braking using constrained bifurcation and continuation methods was proposed. To apply the bifurcation, the vehicle during acceleration and braking was considered to be in an equivalent equilibrium state (assumption that a virtual external force equal to an inertial force due to acceleration and braking was applied to the vehicle). Conventional bifurcation and continuation methods were modified in order to adapt constraints acting on state variables. The stability regions around the stable equilibrium points were also obtained to enable understanding of the vehicle behaviour.

References: 10 positions.

[109] Hosseinlou M.H., Nakatsuji T., Onodera Y., *Role of Tire Models in Analytically Estimating Unknown Parameters for Accident Reconstruction*, *JSAE*, Elsevier, 1996.

Contents: a two-dimensional car-to-car impact model combined with a tire model and a two-wheel equivalence model developed for reconstructing traffic accidents; three tire

models compared: Sakai's, modified Sakai's and Gim's; analytical method proposed to estimate unknown parameters in a traffic accident.

References: –

[110] Huang M., *Vehicle crash mechanics*, Hardbound, 2002.

Contents: the fundamentals of engineering mechanics; application of these fundamentals to the study of vehicle crashworthiness. A number of existing and informative ancillary topics related to vehicle crashes are presented extending the scope beyond the fundamental theory. Crash pulse and kinematics; crash pulse characterization; crash pulse prediction – The Convolution Method; basics of impact and excitation modeling; response prediction by numerical methods; impulse, momentum and energy; crash severity and reconstruction.

References: 67 positions.

[111] Ileri L., Karaesmen E., Erkmen A.M., *Chaotic dynamic analysis of a vehicle model over road irregularities*, IEEE International Workshop on Intelligent Motion Control Bogazici University, Istanbul, 20-22 August 1990.

Contents: an autonomous vehicle on a non-randomly irregular terrain. The objective was to determine periodic, quasiperiodic and/or chaotic behavior with the transients of nonlinear vibrations of a vehicle model over nonrandom road irregularities. The vehicle included nonlinear tires, dampers and springs. The nonlinear system (vehicle) was analyzed in such aspects as: sensitivity to initial conditions, Fourier transform and power spectra, Lyapunov exponents, attractors with their dimensions, and stability.

References: 19 positions.

[112] Imine H., Fridman L., *Road profile estimation in heavy vehicle dynamics simulation*, International Journal of Vehicle Design, Vol. 47, No. 1/2/3/4 2008.

Contents: a new method in order to estimate the road profile inputs of heavy vehicle was proposed. These inputs seem very important in evaluating of the vertical forces acting on the wheels. The proposed method was based on the use of second and third order sliding mode observers to estimate all the vehicle states in finite time.

References: 15 positions.

[113] Imine H., Delanne Y., M'Sirdi N.K., *Road profile input estimation in vehicle dynamics simulation*, Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 44, No. 4, April 2006.

Contents: a new method of vehicle motion analysis, based on sliding mode observers, was developed, with regard to road profiles. It was compared with two inertial methods.

References: 23 positions.

[114] Ishikawa H., *Energy loss and delta-V in vehicle collision: car-to-car side impact*, JSAE Review, 1994.

Contents: The relationship between energy loss and delta-V in vehicle collision is formulated from a two-dimensional car-to-car impact model. In order to understand the energy loss, impulse and delta-V at collision, sixteen car-to-car side impact tests were conducted and analyzed according to this formula, in which the generalized impulse ratio (GIR) was used as an index indicating the collision type. The energy loss and impulse measured from the tests are presented with GIR. A new method of estimating the delta-V from energy loss alone is also introduced and validated by comparison with the actual delta-V at the tests.

References: 6 positions.

[115] Ishikawa H., *Impact center and restitution coefficients for accident reconstruction*. SAE paper 940564, 1994.

Contents: automobile collision tests were analyzed to understand the relationship of the impact center to the residual vehicle deformation, which is essential for improving the reliability of the impact model. The relationships of the normal and tangential restitution coefficients to the collision type were also presented, discussed and evaluated to obtain some guidelines on how to choose the restitution coefficients from impact conditions.

References: –

[116] Ishikawa H., Impact model for accident reconstruction – normal and tangential restitution coefficients. SAE paper 930654, 1993.

Content: two-dimensional impact model with a capability of reverse calculation, law of conservation of momentum and a normal and tangential restitution coefficient at the impact center. Sixteen car-to-car impact tests, including side swipe type collisions, were conducted. The relationship of the normal and tangential restitution coefficients to the collision type was obtained.

References: –

[117] Ishikawa H., Restitution Coefficients in Car-to-Car Collisions, JSAE 1995.

Contents: a theoretical method of characterizing the relationship of normal and tangential restitution coefficients to energy absorption characteristics developed; the method applied to various impact configurations of car-to-car collision tests to obtain guidelines on how to choose the normal and tangential restitution coefficients in accident analysis.

References: 5 positions.

[118] Ishikawa H., Digges K.H., Ennis J.B., Restitution Coefficients and Delta-V in Offset Frontal Collisions, JASE, Elsevier, 1996.

Contents: normal and tangential restitution coefficients and delta-V in car-to-car offset frontal collision tests analyzed according to the previously presented two-dimensional impact model; vehicle accelerations, impact forces and force-deformation characteristics also obtained to understand the mechanism of offset frontal crashes; reliability of the CRASH3 program in Delta-V calculation and the cause of lower limb injuries discussed.

References: –

[119] Jack H., Dynamic Systems Modeling and Control, Hugh Jack, 2004.

Contents: translation, analysis of differential equations, numerical analysis, rotation, input-output equations, electrical systems, feedback control systems, phasor analysis, bode plots, root locus analysis, nonlinear systems, analog inputs and outputs, continuous sensors and actuators, motion control, control system analysis, Laplace transforms, convolution, state space analysis and controllers, system identification, electromechanical systems, fluid and thermal systems, optimization, finite element method, fuzzy logic, neural networks, embedded control system.

References: 2 positions.

[120] Jackowski J., Modelowanie ogumienia w aspekcie symulacji obciążeń dynamicznych układu jezdno samochodu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2(24)/97.

Zakres: wstęp, modelowanie stanu obciążeń dynamicznych w układzie jezdny samochodu, oszacowanie trwałości zmęczeniuwej układu jezdno.

Bibliografia: 13 pozycji.

[121] Jamakhandi H.A., Srinivasa K.G., Internet of things based real time mapping of road irregularities, *Proceedings of International Conference on Circuits, Communication, Control and Computing (I4C 2014)*.

Contents: a working system based on principles of Internet of Things to detect and identify the road irregularities in real-time. Created to provide a solution making its users aware of the conditions of the road. The system consists of accelerometers or tilts switches to measure the irregularity and also provides a real time data collection. It also has a global positioning system interface to monitor the coordinates of the irregularity. The study provides a transfer function relating the inertia of the vehicle to that of the road profile.

References: 15 positions.

[122] Jazar R.N., *Vehicle Dynamics, Theory and Application*, Second Edition, Springer Science+Business Media New York, 2014.

Contents: vehicle dynamics concepts in detail, concentrating on their practical use, theorems and formal proofs, real-life applications, steering, handling, ride, and related components, key concepts with examples, front, rear, and four wheel steering systems, the advantages and disadvantages of different steering schemes.

References: 69 positions.

[123] Kaliski S. red., *Drgania i fale w ciałach stałych*, PWN, Warszawa 1966.

Zakres: drgania układów dyskretnych, dynamika układów ciągłych, problemy sprężystości i plastyczności, transformacje.

Bibliografia: –

[124] Kim D., Sungho Hwang S., Kim H., *Vehicle Stability Enhancement of Four-Wheel-Drive Hybrid Electric Vehicle Using Rear Motor Control*, IEEE Transactions on Vehicular Technology (Volume: 57, Issue: 2, March 2008).

Contents: vehicle stability enhancement control algorithm for a four-wheel-drive hybrid electric vehicle was proposed, using rear motor driving, regenerative braking control, and electrohydraulic brake. Also a fuzzy-rule-based control algorithm was proposed to control the direct yaw moment compensating the errors of the sideslip angle and yaw rate.

References: 18 positions.

[125] Jiang K., Pavelescu A., Victorino A., Charara A., *Estimation of vehicle's vertical and lateral tire forces considering road angle and road irregularity*, 2014 IEEE 17th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC) October 8-11, 2014. Qingdao, China.

Contents: a new method to estimate selected vehicle dynamics parameters, especially tire/road forces was presented. The system uses observer technologies and low-cost sensors available on the passenger cars. Vehicle mathematical models were reconstructed to suit banked road and inclined road. Then, Kalman Filter was used to improve the estimation of vehicle dynamics.

References: 13 positions.

[126] Kaneko T., Kageyama I., Tsunashima H., *Braking stability of articulated vehicles on highway*, Supplement to Vehicle System Dynamics, Volume 37, 2002.

Contents: stability of a tractor-semitrailer combination at braking is analysed. Nonlinear model with 9 degrees of freedom was chosen. Jack-knifing performance is studied.

References: 4 positions.

[127] Kao B.G., Artz B., *Using Road Surface Measurements for Real Time Driving Simulation*, Proceedings of the 1st Human-Centered Transportation Simulation Conference, The University of Iowa, Iowa City, Iowa, November 4-7, 2001.

Contents: measured road surfaces are studied in terms of the vehicle dynamic point follower tire model. Among the discussed issues were the vehicle speed, the tire patch length,

the road surface sampling rate and averaging procedures. The procedure to define road roughness surfaces usable for driving simulations was identified.

References: 7 positions.

[128] Karami G., *A Boundary Element Method for Two-Dimensional Contact Problems*, Springer Verlag, 1989.

Contents: the contact problem, frictionless contact, frictional contact, advancing stationary and receding contact, hertzian contact; interface boundary, conditions (separation mode, contact mode); load increment method; formulation of the boundary element method (equations of elastostatics, equation for displacements and stress at interior points, boundary integral equation for contact problems); numerical solution to boundary element method; application of the BEM to hertzian and non-hertzian type contact problems; application of the BEM to thermo-elastic body-force contact problems (examples).

References: 5 positions.

[129] Karczewski T., Tarkowski P., Zderzenie czołowe samochodu ciężarowego z samochodem osobowym – określenie wzajemnego usytuowania oraz rekonstrukcja przebiegu wypadku, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(25)/97.

Zakres: porównanie wymiarów typowych dla samochodu ciężarowego i osobowego, analiza przebiegu rzeczywistego zdarzenia, analiza samochodów Robur i Polski Fiat 126p oraz Jelcz 317 i Polonez.

Bibliografia: 1 pozycja.

[130] Kardas-Cinal E., *Badanie stateczności stochastycznej modelu matematycznego pojazdu szynowego*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1994.

Zakres: model matematyczny pojazdu szynowego, przyjęte układy odniesienia, model nominalny, opis sił, opis metody generowania losowych nierówności drogi, badanie stateczności technicznej stochastycznej modelu pojazdu kolejowego.

Bibliografia: 35 pozycji.

[131] Karnopp D., *Vehicle Stability*, CRC Press, 2004.

Contents: the similarities and differences in the stability properties of various vehicle types, several ways to formulate equations of motion for a vehicle, a wide range of exercises for solid review of the material, from simple mathematical models to specialized topics including force generation by pneumatic tires, railway wheels, and wings, unique sections on the use of a body-fixed coordinate system for conceptualization of vehicle dynamics and active means for stability enhancement.

References: –

[132] Kaźmierczak R., Wicher J., Wpływ obciążenia na ruch pojazdu podczas zderzenia, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4/94.

Zakres: metoda oszacowania zaabsorbowanej energii w momencie kolizji, model opony, ruch pojazdu przed zderzeniem i w chwili zderzenia.

Bibliografia: 7 pozycji.

[133] Khasminskii R., *Stochastic Stability of Differential Equations*, Second Edition, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2012.

Contents: the stochastic stability of differential equations, exact formulas for the Lyapunov exponent, the criteria for the moment and almost sure stability, and for the existence of stationary and periodic solutions of stochastic differential equations, new results on the moment Lyapunov exponent, stability index, stationary processes, Markov processes, ergodic processes, special problems in theory of stability.

References: 285 positions.

[134] Kisilowski J. (red.), *Dynamika układu tor – pojazd*, WPW, Warszawa 1978.
Zakres: układ tor – pojazd jako system mechaniczny (wybór układu odniesienia, tor jako układ ciągły, pojazd jako obiekt ruchomy, zjawiska w układzie tor – pojazd); siły wymuszające ruch podukładów pojazdu oraz toru; model nominalny układu, model matematyczny toru oraz pojazdu; badanie modelu pojazdu, wyznaczenie wektorów i wartości własnych (transmitancja układu, wrażliwość na zmiany parametrów); identyfikacja obiektu, próba modyfikacji modelu pojazdu szynowego, badanie eksperymentalne.
Bibliografia: 453 pozycje.

[135] Kisilowski J., Choromański W., Łopata H., *Investigation of Technical Stochastic Stability of Lateral Vibrations of Mathematical Model of Rail Vehicle*, Engineering Transactions, Polish Academy of Sciences – IPPT, Vol. 33, Warsaw 1985.
Contents: a method for investigating technical stochastic stability of mathematical model of the mechanical system brought under the real input. Algorithm relevant to numerical applications, sample results for four-axial luggage rail vehicle with coach 25 TN.
References: 6 positions.

[136] Kisilowski J., Kardas-Cinal E., *On a Certain Method of Examining Stability of Mathematical Models of railway Vehicles with Disturbances Occurring in Real Objects*, VSD Supplement to vol. 23, Proceedings of 13th IAVSD Symposium held in Chendu, Sichuan, P. R. China, August 23 – 27, 1993.
Contents: introduction, notion of stochastic technical stability, mathematical model of wheelset and biaxial rail vehicle, function that characterizes the technical state and scope of measurement, method of investigating STS, results.
References: 16 positions.

[137] Kisilowski J., Lozia Z., *Modelling and Simulating the Braking Process of Automotive Vehicle on Uneven Surface*, Supplement to Vehicle Systems Dynamics, The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Volume 15. Swets & Zeitlinger B. V. Lisse and IAVSD, 1986.
Contents: nonlinear mathematical model of a vehicle used to describe the car braking process on an uneven rectilinear road. The model is built to allow application of the interchangeably one of the six models of the tire radial properties in it – five of the models have been taken from the literary sources. Irregularities of the road surface are the realization of the random process which is described by the power spectral density. Three-parametric description of the tire tangential properties has been applied here. Results from the comparison of the six models and exemplary results obtained from the simulation of the car braking process on even and uneven road surfaces were presented. An attempt to evaluate the influence of the road unevenness upon the effectiveness of the car braking process was made.
References: 9 positions.

[138] Kisilowski J., Zalewski J., *Analysis of Chosen Aspects of a Two-Car Crash Simulation*, Telematics in the Transport Environment, Communications in Computer and Information Science 329, Springer, 2012.
Contents: In the article a computer simulation of vehicle collision was conducted using the PC-Crash 8.0 software. The results of this simulation were compared to analytical calculations by Routh method with the use of the coefficient of restitution for deformations or velocities. Calculations were prepared basing on crash theory. Both the stiffness based and the use mesh based model of a crash was considered. However, the use mesh based model was used, for the stiffness of car bodies in both models was not known. Analysis concerning the chosen aspects of the consequences of car crash was made, mainly due to

the change of both the mass – inertia parameters in car body and its stiffness. The given simulation was conducted several times in order to specify the change in the after crash values.

References: 7 positions.

[139] Kisilowski J., Zalewski J., Analysis of the Selected Aspects of a Crash Between Two Vehicles, *Advances in Intelligent Systems Research*, Atlantis Press, 2013.

Contents: In the article a computer simulation of vehicle collision was prepared using the PC-Crash 8.0 software. The results of this simulation were compared to analytical calculations by Routh method with the use of the coefficient of restitution for deformations or velocities. The equations of motion during the crash were formulated in reference to the senses of the vectors. The use mesh based model of a crash was considered, for the stiffness of car bodies in both models was not known. Analysis concerning the chosen aspects of the consequences of car crash was run, mainly due to the assumption of the roughness of vehicle bodies. The coefficient of restitution for the tangential direction was considered in order to make the crash model more realistic.

References: 9 positions.

[140] Kisilowski J., Zalewski J., Analysis of the stochastic technical stability of engineering structures on example of moving car, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* vol. 54, no. 4/2016.

Zakres: w artykule przedstawiono analizę dotyczącą stateczności technicznej stochastycznej modeli matematycznych (opisanych równaniami różniczkowymi zwyczajnymi II rzędu) obiektów technicznych na przykładzie ruchu samochodu z zaburzonym, wskutek nierównomiernego obciążenia, środkiem masy. Po przeprowadzeniu symulacji ruchu modelu matematycznego pojazdu sportowego w programie MSC Adams/Car, wykonującego manewr podwójnej zmiany pasa ruchu bez całkowitego powrotu na pas pierwotny, podjęto próbę interpretacji otrzymanych wyników zgodnie z podaną definicją.

Szczegółowo zwrócono uwagę na aspekt wyznaczania prawdopodobieństwa pozostawania rozważania w określonym obszarze dopuszczalnych rozwiązań oraz określenia wielkości tego prawdopodobieństwa dla ruchu statecznego.

Dodatkowo zwrócono uwagę na aspekt doboru górnej granicy prawdopodobieństwa, dla którego w określonych warunkach można wyznaczyć ruch stateczny.

Bibliografia: 17 pozycji.

[141] Kisilowski J., Zalewski J., Analiza wybranych aspektów modelowania zderzenia pojazdów i wynikających stąd zaburzeń niektórych parametrów samochodu po wypadku, *Studia i Materiały Polskiego Towarzystwa Zarządzania Wiedzą*, tom 47, Bydgoszcz 2011.

Zakres: w artykule przeprowadzono symulację komputerową zderzenia bocznego wybranych typów samochodów w programie PC-Crash 8.0, wykorzystując siatkowy model zderzenia, przyjmując odpowiednie założenia i parametry. Wyniki symulacji porównano z obliczeniami analitycznymi, pokazując wpływ założeń, np. współczynnik restytucji. Dokonano analizy zmiany parametrów masowo-bezwładnościowych nadwozia samochodu. Obliczono współrzędne położenia środka masy samochodów biorących udział w kolizji przed i po zderzeniu. Wyznaczono masowe momenty bezwładności pojazdów uszkodzonych. Przyjęto następnie, że uszkodzony samochód został w procesie likwidacji szkody naprawiony, ale bez kontroli punktów bazowych nadwozia. Wynikające stąd różnice w położeniu środka masy pojazdu nieuszkodzonego i poddanego naprawie mogą stanowić podstawę do dalszych badań dynamiki ruchu.

Bibliografia: 11 pozycji.

[142] Kisiłowski J., Zalewski J., Certain results of examination of technical stochastic stability of a car after accident repair, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 5(81)/2010.

Contents: chosen results of simulation of sports car mathematical model in different conditions of motion. The car model was loaded with the extra mass representing both driver and passenger. The location of the center of mass was disturbed, as if the car had previously been damaged due to side impact accident, and then repaired without the control of basis points in its body. It is shown how the car body can be damaged as a result of side crash at different velocity.

References: 11 positions.

[143] Kisiłowski J., Zalewski J., Chosen problems of examination of car stability, *Archives of Transport Systems Telematics*, Vol.1, Issue 1, November 2008.

Contents: overview on some chosen aspects of examination of car stability, especially the situation of a car after repair, with disturbances in its body geometry, mass, inertia and deviation. Such disturbances can occur especially after the side crash, which is one of the most common and dangerous types of accidents.

Bibliografia: 4 positions.

[144] Kisiłowski J., Zalewski J., Evaluation of Possibilities of a Motor Vehicle Technical Condition Assessment after an Accident Repair in the Aspect of Road Traffic Safety, *Activities of Transport Telematics, Communications in Computer and Information Science* 395, Springer, 2013.

Contents: In the paper analyses were conducted on the modification possibilities of the method of allowing motor vehicles that underwent repairs after accident, for further use. An overall assessment of the process of communication fault clearing was prepared in terms of the selected aspects of a vehicle technical condition. The focus was on the possibility of taking into account two elements on the stage of assessing the suitability of a vehicle for further exploitation. The first is the assessment of mass – inertia parameters of a vehicle and possible disturbances arising from improperly carried repairs and lack of control of these on the basis of base points in a vehicle body. The second aspect is the examination of the influence of mass – inertia parameters disturbances on stochastic technical stability of a vehicle mathematical models with external random disturbances, such as stemming from an uneven road, in different motion conditions and comparison of the obtained results with the results for real motor vehicles, for which the stability criteria are specified by the ISO norm.

References: 13 positions.

[145] Kisiłowski J., Zalewski J., *Modelowanie zdarzeń w ruchu drogowym*, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom – Warszawa 2016.

Zakres: przeprowadzona została analiza stanu wiedzy w kilku wybranych obszarach dotyczących bezpieczeństwa ruchu drogowego. Posłużyła ona do przedstawienia aktualnych rezultatów prac badawczych dotyczących wybranych aspektów omawianego zagadnienia. Dokonano przeglądu prac dotyczących dynamiki ruchu pojazdu, również w ujęciu symulacyjnym, mechaniki zderzeń samochodów jako głównych zdarzeń zakłócających płynność ruchu, aspektów dotyczących poprawności geometrii nadwozia samochodu oraz analizy danych statystycznych dotyczących wypadków drogowych z punktu widzenia ich poprawnej prezentacji i interpretacji. Omówiono elementy dotyczące matematycznego opisu procesu zderzenia ciał z uwzględnieniem dodatkowych, wybranych czynników mogących skomplikować jego przebieg. Analizę przeprowadzono m.in. w oparciu o teorię podaną przez prof. R. Grybosia. Przeprowadzono analizę możliwości zmiany parametrów masowo-bezwładnościowych w wyniku zderzenia z odniesieniem do eksploatacji pojazdów po naprawie powypadkowej. Przegląd i ocena przydatności wybranych definicji stateczności

mogących posłużyć do badania modeli matematycznych obiektów technicznych. Możliwość porównania stateczności modeli matematycznych ze statecznością obiektów rzeczywistych – analiza dotycząca możliwości odniesienia otrzymanych wyników symulacji ruchu modelu matematycznego samochodu do stateczności zdefiniowanej dla rzeczywistych samochodów. Omówiono model matematyczny samochodu wykorzystany do badań, jak również przeprowadzono analizę dotyczącą wyboru definicji stateczności, która umożliwiła przeprowadzenie badań. Możliwości zastosowań praktycznych definicji stateczności technicznej stochastycznej – analiza możliwości praktycznego zastosowania w odniesieniu do badań modeli rzeczywistych obiektów. Analiza dotycząca wypadków drogowych w latach 1995–2014, próba oceny stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w oparciu o wybrane wskaźniki i dane dotyczące wypadków drogowych w Polsce i za granicą wraz z komentarzem dotyczącym trendów rysujących się na najbliższe lata.
Bibliografia: 416 pozycji.

[146] Kisilowski J., Zalewski J., On a certain possibility of practical application of stochastic technical stability, *Eksploatacja i niezawodność, Maintenance and Reliability*, 1(37)/2008.

Contents: overview on the possibilities of using stochastic technical stability (STS) in analyses concerning the behavior of mathematical models in different conditions.

References: 5 positions.

[147] Kisilowski J., Zalewski J., Selected Aspects of Analysis and Modelling of a Collision Between Two Vehicles, *International Journal of Information Science and Intelligent System*, Vol. 2, No. 4, Martin Science Publishing, 2013.

Contents: In the paper analysis of certain aspects of collision between motor vehicles modelling is presented including selected factors influencing its course. The classic approach towards the crash of mechanical bodies was adapted to the problem of the collision between vehicles, as the general analysis of complexity of this issue was conducted. Apart from taking the roughness of the surface of crashing vehicles into account, the occurrence of additional, external impulse forces acting on the set of vehicles being in contact was also assumed. Moreover, apart from the plane motion, also a resultant motion of each vehicle during the crash was included (forces of inertia and transportation as well as Coriolis force). Analysis was made concerning the possibility and necessity to take the selected parameters into account in modelling of collisions between vehicles.

References: 16 positions.

[148] Kisilowski J., Zalewski J., Stateczność modeli matematycznych samochodu a obiektów rzeczywistych (norma ISO), *Logistyka*, 4/2015.

Zakres: ogólna analiza wybranych definicji stateczności. W kolejnych punktach dokonano przeglądu znanych definicji stateczności dla modeli matematycznych układów technicznych. Zbiór definicji stateczności wybrano tak, aby była możliwość odniesienia wyników badania modeli matematycznych do rzeczywistych samochodów, dla których stateczność definiowana jest wg normy ISO 8855. Dodatkowo rozważono metody badania stateczności nieliniowych modeli matematycznych samochodu z zaburzeniami. Zaburzenia przyjmowano jako nierówności drogi w postaci realizacji procesu stochastycznego o własnościach: stacjonarny w szerszym sensie i globalny ergodycznie. Dla samochodu przyjęto stateczność wg normy ISO 8855:1991. Przeprowadzona analiza wybranych definicji stateczności modeli matematycznych pozwoliła określić, która z nich jest najbardziej zbieżna ze statecznością wg normy ISO. Dało to możliwość badania stateczności modelu matematycznego samochodu i odniesienia otrzymanych wyników do obiektu rzeczywistego.

Bibliografia: 15 pozycji.

[149] Kisilowski J., Zalewski J., Stateczność pojazdów szynowych i samochodowych, *Logistyka*, 3/2012.

Zakres: Praca zawiera kilka różnych podejść do zagadnienia stateczności modeli matematycznych pojazdów szynowych i samochodowych. Przeprowadzono analizę stateczności technicznej modelu matematycznego, opierając się na właściwościach maksymalnej i minimalnej wartości własnej macierzy stanu (otrzymanej z równań ruchu układu pojazdu szynowego z wózkami 25TN) oraz wyznaczając funkcję Lapunowa. Zbadano stateczność tego modelu ze względu na parametry, na które funkcja Lapunowa jest najbardziej wrażliwa. Drugie zadanie to badanie stateczności technicznej stochastycznej nieliniowego modelu matematycznego pojazdu szynowego oraz pojazdu samochodowego. W obydwu przypadkach zaburzenia pochodziły od nierówności toru i nierówności drogi.

Bibliografia: 8 pozycji.

[150] Kisilowski J., Zalewski J., Wybrane aspekty analizy i modelowania zderzenia samochodów, *Technika Transportu Szynowego*, 10/2013.

Zakres: W artykule przeprowadzono analizę niektórych aspektów modelowania zderzenia samochodów z uwzględnieniem wybranych czynników wpływających na jego przebieg. Klasyczne podejście do zderzenia ciał zaadaptowano do problemu kolizji samochodów, prowadząc ogólną analizę złożoności tego zagadnienia. Prócz uwzględnienia szorstkości powierzchni zderzających się pojazdów rozważono także występowanie dodatkowych, zewnętrznych sił impulsowych działających na układ pojazdów będących w kontakcie. Ponadto prócz ruchu płaskiego uwzględniono także ruch złożony (siła bezwładności, unoszenia i Coriolisa). Dokonano analizy dotyczącej możliwości oraz konieczności uwzględnienia wybranych parametrów w modelowaniu zderzeń samochodów.

Bibliografia: 15 pozycji.

[151] Kisilowski J., Zalewski J., Wybrane problemy bezpieczeństwa w ruchu drogowym, *Logistyka*, 3/2014.

Zakres: W pracy poświęcono uwagę kilku wybranym aspektom wchodzącym w skład badań nad bezpieczeństwem ruchu drogowego. Przeanalizowano zagadnienie stateczności ruchu modelu matematycznego samochodu w oparciu o definicję stateczności technicznej stochastycznej oraz możliwość porównania otrzymanych wyników z definicją stateczności rzeczywistych pojazdów (norma ISO 8855). Badania oparto o symulację ruchu modelu pojazdu w różnych warunkach drogowych, przy czym zaburzenia ruchu pochodziły zarówno od parametrów masowo-bezwładnościowych, jak i nawierzchni drogi (problem współpracy kół z nawierzchnią drogi o losowo występujących nierównościach). Wyniki analiz posłużyły również ukierunkowaniu dalszych badań.

Bibliografia: 15 pozycji.

[152] Kleczkowski A., Cel i metody wyznaczania kątów znoszenia kół jezdnych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4/93.

Zakres: wielkości wyznaczone przy badaniu kierowności, sposób pomiaru i obliczenia, badanie w ustalonych stanach ruchu na torze kołowym z pomiarem znoszenia kół.

Bibliografia: 2 pozycje.

[153] Kleczkowski A., Hamowanie samochodu bez urządzenia przeciwblokującego przy różnych współczynnikach przyczepności dla kół prawych i lewych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2/92.

Zakres: wstęp, badania poligonowe (Fiat 127 z korektorem sił hamowania, z korektorem ograniczającym siły hamowania i z odłączanymi tylnymi hamulcami oraz VW Polo z ujemnym i dodatnim promieniem zataczania), badania symulacyjne.

Bibliografia: 6 pozycji.

[154] Knight M., Bernard J., Simulation of Vehicle Collisions in Real Time, DSC North America 2003 Proceedings, Dearborn, Michigan, 2003.

Contents: a method allowing useful simulations to proceed in real time, although not carrying all the detail necessary for very accurate collision calculations; the method has three parts: collision detection, estimation of the momentum transfer expected to result from the collision, and application of forces to provide the desired momentum transfer; it uses a common scene graph for collision detection, which allows the system to work with most of the common scene database formats without the need of specialized preprocessing; the collision detection and response calculations employ open-source code and are designed to work well at speeds required by real-time vehicle simulation.

References: 18 positions.

[155] Konosu A., Reconstruction analysis for car–pedestrian accidents using a computer simulation model, JSAE Review 23, Elsevier, 2002.

Contents: reconstructions of real-world car–pedestrian accidents using the latest JARI pedestrian model; the possibility of in-depth case studies on car–pedestrian accidents.

References: 7 positions.

[156] Konosu A., Ishikawa H., Kant R., Development of computer simulation models for pedestrian subsystem impact tests, JSAE Review 21, Elsevier, 2000.

Contents: development of computer simulation models of the EEVC pedestrian subsystem tests; they are available to develop a car conforming to the pedestrian subsystem test requirements; the pedestrian subsystem test models developed and validated.

References: 3 positions.

[157] Kovac M., Decky M., Gavulová A., The identification of lorry dynamic responses indicated by longitudinal unevenness of pavements, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW, 3(75) /2009.

Zakres: wyniki zmierzonych i symulowanych dynamicznych odpowiedzi samochodu ciężarowego na garby ograniczające prędkość, wyboje oraz stochastyczne nierówności nawierzchni. Symulacje zrealizowane z wykorzystaniem Quarter-Car Simulation poprzez zastosowanie symulacyjnej teorii systemów dynamicznych. Teoria ta składa się z następujących głównych części: obiektu badania, symulowanego systemu dynamicznego, symulacji systemu dynamicznego, zrealizowanego modelu dynamicznego, weryfikacji zrealizowanego modelu dynamicznego. Dostępność wykorzystanego modelu została zweryfikowana przez porównanie zmierzonych i symulowanych wartości przyspieszeń elementów sprężynujących ciężarówkę T815. Przebiegi całkowicie pionowych sił *Quarter Car Simulation* dla pierwszego, drugiego i czwartego stopnia nierówności, uznawanych zgodnie ze światowym parametrem IRI (*International Roughness Index*).

Bibliografia: 7 pozycji.

[158] Kang D., Lee S., Goo S., Development of Standardization and Management System for the Severity of Unpaved Test Courses, Sensors 7/2007.

Contents: development of road profile measurement and severity analysis system for unpaved test courses. The developed profilometer system was composed of data processing computer, power unit, air compressor and sensors. The measuring system configuration was presented, as well as measurement principle of road profile and analysis method of road characteristics. Neural network was applied to standardize and manage the severity of unpaved test courses.

References: 10 positions.

[159] Lanzendoerfer J., Teoria ruchu samochodu, WKŁ, Warszawa 1980.

Zakres: dynamika koła ogumionego, przyczepność, charakterystyki pracy silnika, układy napędowe, równanie ruchu samochodu, charakterystyka trakcyjna i dobór silnika, hamowanie, stateczność jako odpowiedź na zakłócenie sił działających na samochód, kierowność pojazdu, płynność ruchu.

Bibliografia: 74 pozycje.

[160] Lenasi J., Danon G., Žeželj S., Lateral stability of a braking vehicle on the friction limit, *Vehicle System Dynamics Supplement*, Volume 29, 1998.

Contents: a method of calculating the probability of wheel lock during braking is proposed, forces in the tire contact are analysed.

References: 6 positions.

[161] Liao X., Wang L., Yu P., *Stability of Dynamical Systems*, Vol. 5, Elsevier 2007.

Contents: mathematical definitions of various stabilities, examples, the main mathematical tools for stability, analyses (e.g., Lyapunov functions, K-class functions, Dini derivatives, differential and integral inequalities and matrices), stability of linear systems with constant coefficients, a new method for solving the Lyapunov matrix equation, geometrical method for stability analyses, stability of linear systems with variable coefficients, relations between the stabilities of homogeneous and nonhomogeneous systems, relations between Cauchy matrix properties and various stabilities, analytical expressions of Cauchy matrix solutions for some linear systems and the Floquet–Lyapunov theory for linear systems with periodic coefficients, the truncated Cauchy matrix and partial variable stability, the Lyapunov stability theory by using a modern approach that employs the K-class function and Dini derivative, uniform stability, uniformly asymptotic stability, exponential stability, and instability, classical Lyapunov theorems of stability and their inverse theorems together to illustrate the universality of the Lyapunov direct method, constructing the Lyapunov functions, the Lyapunov direct method, including the LaSalle invariant principle, theory of comparability, robust and practical stability, Lipschitz stability, asymptotic equivalence, conditional stability, partial variable stability, stability and the boundedness of sets, the Lyapunov function to study the classical Lagrange stability, Lagrange asymptotic stability and Lagrange exponential stability, stability of nonlinear systems with separable variables and neural networks.

References: 464 positions.

[162] Linder A., Douglas C., Clark A., Fildes B., Yang J., Otte D., *Mathematical simulations of real-world pedestrian-vehicle collisions*, NHTSA Paper no. 05-285, 2005.

Contents: evaluation of the ability of a mathematical pedestrian model to sustain the severity of an impact, using real-world data, the dynamic performance of the pedestrian model evaluated by the reconstruction of six real-world pedestrian collisions in the surroundings of Hanover, Germany, where the impact severities were 32-59km/h; each case contained information about the pre-crash, crash, and post-crash events. The evaluation focused on head injuries.

References: 12 positions.

[163] Lozia Z., *Analiza ruchu samochodu dwuosioowego na tle modelowania jego dynamiki*, Prace PW, Warszawa 1998.

Zakres: problemy modelowania ruchu i dynamiki pojazdu; modele ruchu samochodu dwuosioowego; rozwiązanie równań ruchu modeli dynamiki pojazdu dwuosioowego; weryfikacja eksperymentalna wyników obliczeń modeli symulacyjnych; przykładowe zastosowania modeli, animacja ruchu samochodów.

Bibliografia: 369 pozycji.

[164] Lozia Z., Model symulacyjny ruchu i dynamiki samochodu dwuosioowego wykorzystywany w symulatorze, *Zeszyty Instytutu Pojazdów*, 4(34)/99.

Zakres: model ruchu pojazdu dwuosioowego do symulacji w czasie rzeczywistym na komputerze PC. Ruch pojazdu odbywa się po idealnie równej, poziomej nawierzchni drogi. Bryła nadwozia oraz koła jezdne traktowane są jako ciała sztywne. Pominięto postępowe drgania pionowe nadwozia i kół oraz drgania kątowe nadwozia. Zmiany reakcji normalnych uwzględniają quasi-statyczne oddziaływanie sił i momentów na nadwozie. Podatność układu kierowniczego oraz nieliniowe charakterystyki współpracy koła z nawierzchnią drogi.

Bibliografia: 10 pozycji.

[165] Lozia Z., Obszar dopuszczalnych warunków ruchu samochodu ciężarowego z nadwoziem furgonowym na torze krzywoliniowym, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(15)/95.

Zakres: kryteria oceny granicznych warunków ruchu krzywoliniowego, model symulacyjny o 14 stopniach swobody, weryfikacja eksperymentalna, wyniki obliczeń.

Bibliografia: 10 pozycji.

[166] Lozia Z., Ocena charakterystyk kierowności i stateczności samochodu ciężarowego metodą symulacyjną, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(15)/95.

Zakres: wybrane charakterystyki stateczności i kierowności samochodu ciężarowego oraz model symulacyjny jego ruchu, ruch ustalony po torze kołowym, wymuszenie skokowe na kole kierownicy.

Bibliografia: 9 pozycji.

[167] Lozia Z., Wybrane zagadnienia symulacji cyfrowej procesu hamowania samochodu dwuosioowego na nierównej nawierzchni drogi, *Rozprawa doktorska*, Politechnika Warszawska, Warszawa 1985.

Zakres: sformułowanie problemu i zakresu pracy, modele samochodu wykorzystywane do badania, modele współpracy stycznej i promieniowej pneumatyka z nawierzchnią drogi, metody opisu nierówności nawierzchni drogi, opis hamującego oddziaływania silnika; model fizyczny oraz matematyczny samochodu dwuosioowego służący do badań procesu hamowania; symulacja procesu hamowania samochodu, kryteria oceny procesu hamowania samochodu; wyznaczanie parametrów modeli współpracy promieniowej pneumatyka z nawierzchnią drogi, porównanie tych modeli; ocena wpływu przyjmowanych uproszczeń opisu współpracy stycznej pneumatyka; ocena wpływu nierówności nawierzchni drogi na proces hamowania samochodu dwuosioowego.

Bibliografia: 203 pozycje.

[168] Lozia Z., Fabisiak M., Ocena położenia „punktów bazowych” bryły nadwozia pojazdów znajdujących się w eksploatacji, IV konferencja naukowo-techniczna, Kielce 2004.

Zakres: wyniki analizy statystycznej rezultatów badań położenia „punktów bazowych” płyty podłogowej nadwozia pojazdów eksploatowanych, również samochodów po naprawach powypadkowych. Wyniki stanowiły podstawę do wyboru danych modelu symulacyjnego wykorzystywanego do oceny wpływu zmian położenia „punktów bazowych” bryły nadwozia na ruch samochodu dwuosioowego w typowych warunkach.

Bibliografia: 2 pozycje.

[169] Lozia Z., Guzek M., Metody badań stateczności i kierowności pojazdu, *Prace PW*, Warszawa 1995.

Zakres: charakterystyka testów ISO, ruch ustalony po okręgu, manewr podwójnej zmiany pasa ruchu, hamowanie prostoliniowe i po łuku, wymuszenia, ruch po okręgu ze zdjęciem nogi z pedału gazu, testy proponowane przez różne ośrodki a nieuwzględnione w ISO.
Bibliografia: 34 pozycje.

[170] Lozia Z., Guzek M., Przegląd metod badań stateczności i kierowności pojazdów samochodowych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2(14)/95.
Zakres: charakterystyka testów ISO, testy nieuwzględniane w ISO.
Bibliografia: 35 pozycji (18 publikacji, 14 wykazów standardów, 3 normy).

+ [171] Lozia Z., Mazański K., Typowe nierówności nawierzchni dróg, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 1(77)/2010.
Zakres: opis matematyczny dziur, krawężników, kolein, przejazdów kolejowych i tramwajowych poprzez nierówności zdeterminowane.
Bibliografia: 19 pozycji.

[172] Lozia Z., Simiński P., Zdanowicz P., Wpływ położenia środka masy na zachowanie się pojazdu w ruchu krzywoliniowym, *Czasopismo Techniczne 6-M*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2008.
Zakres: wyniki badań symulacyjnych oceny wpływu położenia środka masy pojazdu patrolowo-interwencyjnego „Dzik” na zachowanie się w ruchu krzywoliniowym. Model był zweryfikowany eksperymentalnie z wykorzystaniem testów zalecanych przez ISO. Oceny dokonano na podstawie wyników badań ruchu ustalonego po okręgu oraz dzięki określeniu największej prędkości pojazdu, dla której można wykonać gwałtowny obrót kierownicą o 90° bez wywrócenia.
Bibliografia: 9 pozycji, w tym dwa źródła internetowe.

[173] Luo Albert C. J., *Dynamical Systems, Discontinuity, Stochasticity and Time-Delay*, Springer 2010.
Contents: an overview of the most recent developments in nonlinear dynamics, vibration and control, real dynamical system problems, such as the behavior of suspension systems of railways, nonlinear vibration and applied control in coal manufacturing, along with the multifractal spectrum of LAN traffic, discontinuous dynamical systems as applied to real-world issues.
References: 79 positions.

[174] Luty W., Prochowski L., O możliwości przenoszenia sił bocznych przez ogumienie samochodu ciężarowego na łuku drogi, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(54)/2004.
Zakres: objekty badań i ich własności (opony poliamidowa, całostalowa, całostalowa o obniżonym profilu); badania ogumienia, siły boczne w ruchu krzywoliniowym.
Bibliografia: 16 pozycji.

[175] Luty W., Prochowski L., Wieczorek M., Wpływ zmian konstrukcji opon 145/70R13 na ich współpracę z podłożem w ruchu krzywoliniowym, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(29)/98.
Zakres: przedstawienie zakresu badań ogumienia, wpływ rzeźby bieżnika na własności ogumienia 145/70R13, wpływ materiału kordu osnowy i opasania na własności ogumienia 145/70R13.
Bibliografia: 17 pozycji.

[176] Mastinu G., Plochl M., *Handbook of Road Vehicle Dynamics*, CRC Press, 2013.

Contents: all major aspects of road vehicle dynamics, modeling, and performance analysis, comprehensive, authoritative coverage of all the major issues involved in road vehicle dynamic behavior, the history of road and off-road vehicle dynamics followed by thorough, detailed discussions on state-of-the-art analytical and computer tools and techniques, basic theoretical issues, vehicle architecture, tires, hardware and modeling, vehicle dynamics and active safety, human-vehicle interaction, intelligent vehicle systems and predictive safety, and road accident reconstruction and passive safety.

References: –

[177] McHenry R.R., McHenry B.G., Effects of restitution in the application of crush coefficients. SAE paper no. 970960, 1997.

Contents: a revised analytical procedure to include restitution effects for the CRASH software and refinements to the restitution modeling within the SMAC program, the conversion of vehicle impact test results into inputs, the effects of the refinements to the damage analysis compared with corresponding results produced by the original SMAC and CRASH programs and measured data from real vehicle impact tests.

References: –

[178] Miatłuk M., Szczuka A., Hamowanie asynchroniczne samochodu oraz pojazdu samochodowego z przyczepą jednoosiową, II konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 2000.

Zakres: efektywność asynchronicznego hamowania, współdziałanie i skuteczność hamowania asynchronicznego pojazdu z przyczepą jednoosiową.

Bibliografia: 6 pozycji.

[179] Michalczyk J., Phenomenon of force impulse restitution in collision modelling, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, vol. 46, 2008.

Contents: the Newtonian hypothesis (a constant value of the coefficient of restitution) confirmed in the paper with reference to collisions in which the loss of energy occurs in consequence of material damping. For collisions of different nature, the possibility of extending this notion to the case of eccentric collision was presented. The possibility of describing R as a random function of energy flux shown as well.

References: 7 positions.

[180] Michaltsos G.T., Bouncing of a Vehicle on an Irregularity: A Mathematical Model, Journal of Vibration and Control 16(2), 2010.

Contents: the phenomenon of the bouncing of a vehicle due to an irregularity on a road or on a bridge deck. Attention was paid to determination of the critical velocity for which the vehicle loses touch with the road or the bridge-deck and then strikes it during landing. If the vehicle moved with a velocity greater than the critical one, the corresponding time was determined at which the contact was lost. Afterwards, the landing point of the vehicle was also determined. A two degrees of freedom model associated with the mass of the moving load was used.

References: 35 positions.

[181] Minamoto H., Takezono S., Two-dimensional motion of vehicles damaged due to collision, Vehicle System Dynamics, Volume 34, No 4, 2000.

Contents: two-dimensional collision is analysed, different parts of vehicles are damaged as a result. Center of mass and inertias are changed as well as the vehicle geometry. Motion of the damaged car is analysed in relation to undamaged one.

References: 16 positions.

[182] Mitschke M., *Dynamika samochodu*, WKŁ, Warszawa 1977.

Zakres: Koło i opona (toczenie, przyczepność, poślizg, napędzanie i hamowanie koła, obciążenia pionowe oraz poprzeczne); napęd i hamowanie (siły, momenty aerodynamiczne, opory jazdy, charakterystyka silnika, zapotrzebowanie mocy, graniczne wartości wielkości ruchowych, hamowanie); drgania pojazdu (układ jednomasowy, wymuszenia, drgania nadwozia i kół, pojazd dwuosiowy); stateczność i kierowność (jazda po okręgu, kąty obrotu, momenty na kole kierownicy, przebiegi aerodynamiczne, stateczność ruchu).

Bibliografia: 27 pozycji.

[183] Mokhiamar O., Abe M., Combined lateral force and yaw moment control to maximize stability as well as vehicle responsiveness during evasive manoeuvring for active handling safety, Supplement to Vehicle System Dynamics, Volume 37, 2002.

Contents: combined yaw moment and lateral force control is presented in order to obtain combined control of vehicle stability and responsiveness.

References: 9 positions.

[184] Momiyama F., Okuyama H., Takeishi A., Kageyama K., Theoretical and Experimental Analysis of On-Center Stability of Large Size Vehicles – The 2nd Report: On-Center Stability of Tandem-Rear-Axle Trucks, JSAE Review, 1996, Elsevier, Proceedings. JSAE Annual Congress, Issue: 962.

Contents: A principle of on-center stability characteristics was presented and verified by both numerical analyses and experiments. A so called inflection speed point was defined, at which the vehicle behavior and driving security changed. The existence of this point was caused by slight lateral and directional movement of unsprung masses.

References: –

[185] Monson K.L., Germane G.J., Determination and mechanisms of motor vehicle structural restitution for crash test data. SAE paper 1999-01-0097, 1999.

Contents: the expected magnitude of the coefficient of restitution and mechanisms influencing restitution in automobile collisions on the basis of NHTSA data, vehicle-to-barrier and vehicle-to-vehicle tests considered for all types of collisions, the influence of a variety of collision and vehicle parameters on restitution, study of other parameters and collision types on restitution behavior.

References: –

[186] Múčka P., Sensitivity of Road Unevenness Indicators to Road Waviness, Journal of Testing and Evaluation (JTE), February 2009.

Contents: a novel approach to the road unevenness classification based on the power spectral density with consideration of vehicle vibration response and broad interval of road waviness (road elevation PSD slope, the measure of wavelength distribution in road profile spectrum). For the road classification proposal two planar vehicle models (passenger car and truck), ten responses and three different vehicle velocities have been considered. The minimum of ten estimated vibration response ranges sum for a broad waviness interval typical for real road sections ($w = 1.5$ to 3.5) has been used for the correction factor estimation. The introduced unevenness indicator, $C_{\{w\}}$, reflects the vehicle vibration response and seems to be a suitable alternative to the other currently used single-number indicators or as an extension of the road classification according to the ISO 8608: 1995, which is based on constant waviness value, $w = 2$.

References: 32 positions.

[187] Mukherjee S., Chawla A., Karthikeyan B., Soni A., Finite element crash simulations of the human body: Passive and active muscle modelling, Sadhana Vol. 32, Part 4, 2007.

Contents: issues in finite element human body models in evaluating pedestrian and occupant crash safety measures, a review of material properties of soft tissues and characterization methods, properties for characterizing soft tissues in dynamic loading, experiments imparting impacts to tissues and subsequent inverse finite element mapping, the effect of muscle activation due to voluntary and non-voluntary reflexes on injuries investigated through finite element modelling.

References: 90 positions.

[188] Munyazikwiye B.B., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., Mathematical Modeling and Parameters Estimation of Car Crash Using Eigensystem Realization Algorithm and Curve-Fitting Approaches, Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering, Volume 2013, Article ID 262196.

Contents: an eigensystem realization algorithm (ERA) approach for estimating the structural system matrices, using the measurements of acceleration data available from the real crash test, mathematical model representing the real vehicle frontal crash, which structure is a double-spring-mass-damper system, the front mass representing the vehicle-chassis and the rear mass representing the passenger compartment. The physical parameters of the model estimated using curve-fitting approach, and the state system matrices estimated by using the ERA approach. The model validated by comparing the results from the model with those from the real crash test.

References: 23 positions.

[189] Munyazikwiye B.B., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., Mathematical Modeling of Vehicle Frontal Crash by a Double Spring-Mass-Damper Model, IEEE, 2013.

Contents: development of a mathematical model to represent the real vehicle frontal crash scenario, the vehicle modeled by a double spring-mass-damper system, the physical parameters of the model (stiffness and dampers) estimated using nonlinear least square method (Levenberg-Marquart algorithm) by curve fitting the response of a double spring-mass-damper system to the experimental displacement data from the real vehicle crash; the model validated by comparing the results from the model with the experimental results from real crash tests available.

References: 24 positions.

[190] Nabagło T., Synteza układu sterowania semiaktywnego zawieszenia samochodu z elementami magnetoreologicznymi, Rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2006.

Zakres: aktualny stan techniki zawiesznień, modelowanie zawieszenia semiaktywnego, analiza sterowania zawieszenia semiaktywnego, eksperyment symulacyjny z wykorzystaniem MSC Adams/Car oraz MATLAB-Simulink.

Bibliografia: 108 pozycji.

[191] Neades J., Equivalence of impact phase models in two vehicle planar collisions, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 227 no. 9, 2013.

Contents: a summary of the various crash models provided in order to show how the models are related to each other together (their strengths and weaknesses); it is shown that they are equivalent provided certain conditions are satisfied, i.e. the crush or impact plane is orientated perpendicular to the impulse; in addition it is shown that they produce identical results from consistent input data; explicit conversion factors between the models provided together with a novel method to transform coefficients of restitution between various orientations of the crush plane.

References: 23 positions.

[192] Neades J., Smith R., The Determination of Vehicle Speeds from Delta-V in Two Vehicle Planar Collisions, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering 01/2011.

Contents: a method which uses the change in velocity sustained by a vehicle in a planar collision to estimate the velocities of the vehicle before and after a collision; the key equations are derived from conservation of momentum, conservation of energy and restitution; the method requires an initial estimate of the principal directions of force; this method provides a way to estimate the actual speeds of vehicles; it is used to analyse one of the RICSAC collisions.

References: 20 positions.

[193] Ng Luke, Reinforcement learning of dynamic collaborative driving, Doctoral thesis, Waterloo, Ontario, Canada 2008.

Contents: platooning, longitudinal and lateral control, string stability, adaptive control, reinforcement learning, vehicle modeling, design of the learning process, experimentation of lateral and longitudinal control.

References: 88 positions.

[194] Notsu M., Nishimoto T., Konosu A., Ishikawa H., J-MLIT research onto a pedestrian lower extremity protection – Evaluation Tests for Pedestrian Legform Impactors, Proceedings of the 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), 2005.

Contents: several kinds of loading tests were conducted to the Flex-PLI, and its favorable repeatability and reproducibility was confirmed; vehicle tests were performed using the Flex-PLI and the TRL-LFI; the Flex-PLI demonstrated its higher biofidelity and load measurability in full-scale vehicle tests.

References: 4 positions.

[195] Ono E., Hattori Y., Muragishi Y., Koibuchi K., Vehicle dynamics integrated control for four-wheel-distributed steering and four-wheel-distributed traction/braking systems, Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility Volume 44, 2006 – Issue 2: AVEC '04: 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control, 23-27 August 2004, HAN University, Arnhem, The Netherlands.

Contents: vehicle dynamics integrated control algorithm, which used an on-line non-linear optimization method, was proposed for four-wheel-distributed steering and four-wheel-distributed traction/braking systems. The proposed algorithm of distribution minimized work load of each tire, which was controlled to have the same value. Also the effect of this control the steering and traction/braking systems was demonstrated by simulation to compare with the combination of various actuators.

References: 10 positions.

[196] Orzełowski S., Eksperymentalne badania samochodów i ich zespołów, WNT, Warszawa 1995.

Zakres: pojęcia podstawowe, rodzaje badań, definicje, błędy pomiarowe, sygnały odwzorowujące mierzone wielkości fizyczne; pomiary elektryczne wielkości mechanicznych; metody badań samochodów (eksperymenty na drogach, badania własności ruchowych, skutków kolizji, trwałości, awaryjności, warunków eksploatacji); badania własności ruchowych (prędkość, przyspieszanie, opory ruchu, siła napędowa, zużycie paliwa, skuteczność hamulców, stateczność, kierowność, płynność jazdy, pokonywanie przeszkód); stanowiskowe badania samochodów (m. in. badania ram i nadwozi).

Bibliografia: 49 pozycji.

[197] Osborn R.P., Shim T., Independent control of all-wheel-drive torque distribution, *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* Volume 44, 2006 – Issue 7.

Contents: a vehicle model of a sports sedan was developed in Simulink, with fully independent control of torque distribution. Box–Behnken experimental design was employed to determine which parameters of the torque distribution had the greatest impact on the vehicle course and acceleration. Proportional-integral control strategy was implemented, in order to apply yaw rate feedback to vary the front–rear torque distribution and lateral acceleration feedback. It was prepared to adjust the left–right distribution.

References: 17 positions.

[198] Osiński Z., *Mechanika ogólna*, PWN, Warszawa 2000.

Zakres: kinematyka punktu i ciała sztywnego, ruch złożony, dynamika punktu materialnego, statyka układów materialnych, prawa dynamiki dla układu punktów materialnych, równania Lagrange’a, równania ruchu we współrzędnych uogólnionych, zasady mechaniki, dynamika i szczególne przypadki ruchu ciał sztywnych, teoria zderzenia, ruchu układów o zmiennej masie i układów nieholonomicznych.

Bibliografia: 8 pozycji.

[199] Osiński Z., *Teoria drgań*, Warszawa 1980, PWN.

Zakres: podstawowe wiadomości z dziedziny teorii drgań i dynamiki maszyn, drgania swobodne i wymuszone, układy o jednym oraz o wielu stopniach swobody, drgania samowzbudne, parametryczne, drgania membran i płyt oraz drgania przy wymuszeniach stochastycznych.

Bibliografia: 99 pozycji.

[200] Oztas A.G., *Application of Impulse Momentum Theory to Vehicle Collisions*, Tr. J. of Engineering and Environmental Science, 23, 1999.

Contents: collisions between two objects; the effects of three types of impacts by motor vehicles studied using the theory of impulse and momentum; cases of types of collision examined; examples of all 3 types of collision adapted to vehicle collisions illustrated.

References: 8 positions.

[201] Pacejka H.B., *Tyre and Vehicle Dynamics, Third Edition*, Butterworth-Heinemann, 2012.

Contents: basic and more advanced explanations of the pneumatic tires and their impact on vehicle performance, including mathematic modeling and its practical application; basic and advanced knowledge of the mechanical behaviour of the pneumatic tyre and its impact on vehicle dynamic performance, developing an understanding upon which mathematical models of tyre behaviour, tyre model theory; updated with the latest information on new and evolving tire models; the relationship between operational variables, vehicle variables and tire modeling; covering the latest developments to Pacejka's own industry-leading model as well as the widely-used models of other pioneers in the field.

References: 158 positions.

[202] Pacejka H.B., *Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, Taylor & Francis, 1993.

Contents: the Magic Formula tire model, road surface correction of tire force and momentum data, vehicle and aircraft landing gear simulation, modeling transient nonlinear tire responses, tire force computation model.

References: –

[203] Patel C.B., Gohil P.P., Boharde B., Modelling and vibration analysis of a road profile measuring system, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME)*, Volume 1, January-June 2010.

Contents: the use of road profiles and vehicle models to predict the vehicle response is presented, as well as the ability to accurately measure road profiles considered as one of the key factors. The objective was to develop an algorithm to convert the input signals into measured road profile. The algorithm was checked by the MATLAB Simulink 4 degrees of freedom half car model, with accelerometer and laser sensor properties introduced. The present work contains the simulation with a half car model in distance, time, and frequency domain.

Bibliography: 18 positions.

[204] Pawlus W., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., Investigation of vehicle crash modeling techniques: theory and application, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2014, Volume 70, Issue 5, Springer.

Contents: to simplify the analysis of a vehicle crash and enhance the modeling process a brief overview of different vehicle crash modeling methodologies is proposed. The acceleration of a colliding vehicle was measured at its center of gravity. A virtual model of a collision scenario was established to provide an additional data set used to evaluate a suggested approach. Three different approaches were considered: lumped parameter modeling of viscoelastic systems, data-based approach taking advantage of neural networks and autoregressive models with wavelet-based method of signal reconstruction. The comparative analysis between the results of each method was performed with reliability of methodologies and tools is evaluated.

References: 67 positions.

[205] Pawlus W., Nielsen J.E., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., *Mathematical Modeling and Analysis of a Vehicle Crash*, Proceedings of the 4th EUROPEAN COMPUTING CONFERENCE, 2010.

Contents: an overview of the kinematic and dynamic relationships of a vehicle in a collision; a basic mathematical model representing a collision together with its analysis; methods of establishing parameters of the vehicle crash model and to real crash data investigation i.e. – creation of a Kelvin model for a real experiment, analysis and validation.

References: 7 positions.

[206] Pawlus W., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., *Mathematical modeling of a vehicle crash test based on elasto-plastic unloading scenarios of spring-mass models*, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Springer-Verlag, London 2010.

Contents: the usability of spring which exhibit nonlinear force-deflection characteristic in the area of mathematical modeling of vehicle crash; a method allowing to obtain parameters of the spring-mass model basing on the fullscale experimental data analysis; three different spring unloading scenarios (elastic, plastic, and elasto-plastic) covered and their suitability for vehicle collision simulation evaluated.

References: 21 positions.

[207] Pawłowski J., *Nadwozia samochodowe*, WKŁ, Warszawa 1978.

Zakres: znaczenie nadwozia, klasyfikacja; materiały nadwoziowe (blachy, stopy, tworzywa, szkło, guma, drewno, tkaniny, kleje, własności); projektowanie nadwozi (metody, wymiary zasadnicze, rys. koncepcyjny, architektura, aerodynamika, bezpieczeństwo nadwozia, modele nadwozia, opracowanie techniczne projektu, geometria powierzchni nad-

wozia); mechanika nadwozi (własności mechaniczne, obciążenia, rozkład obciążeń, konstrukcja nośna, statyka kadłubów, wytrzymałość elementów kadłubów); konstrukcje produkowanych nadwozi.

Bibliografia: 31 pozycji.

[208] Pesterev A.V., Bergman L.A., Tan C.A., Yang B., Application of the pothole DAF method to vehicles traversing periodic roadway irregularities, *Journal of Sound and Vibration* 279 (2005), Elsevier.

Contents: the problem of how to determine the DAF function for road irregularity represented as a superposition of simpler ones was discussed. Demonstration of the pothole DAF functions technique application to find a priori estimates of the effect of irregularities with a repeated structure. Specifically, the problem of finding the conditions, under which the dynamic effect of two identical potholes located one after another is greater than that of a single pothole, was considered. Also the number of periods of a periodic irregularity was estimated, which should be sufficient to consider the oscillator response as steady state.

References: 2 positions.

[209] Podgorski W.A., Krauter A.I., Rand R.H., The Wheel Shimmy Problem: Its Relationship to Wheel and Road Irregularities, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 4 (1975).

Contents: the equations of motion were derived for a single wheel steerable pneumatic tire system. A built-in wheel wobble causing the shimmy effect and wheel-tire irregularities causing oscillation were included in the system. Attention was paid to dynamic characterization of the tire cornering force and aligning torque.

References: 17 positions.

[210] Pokorski J., Bieliński M., System pomiarowy do badania stateczności ruchu pojazdu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4(51)/2003.

Zakres: obiekt badań (Ford Transit); układ pomiarowy (czujniki typu Corevit, czujniki przyspieszeń, układy przetwarzające oraz rejestrujące); badania (jazda po okręgu ze stałą prędkością, odtworzenie trajektorii pojazdu, podwójna zmiana pasa ruchu, szarpnięcie kierownicą, slalom).

Bibliografia: 16 pozycji.

[211] Popp K., Schiehlen W., *Ground Vehicle Dynamics*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2010.

Contents: system definition and modeling, vehicle models, models for support and guidance systems, guideway models and models for vehicle-guideway systems, assesment criteria, computational methods, longitudinal, lateral and vertical motion.

References: 130 positions.

[212] Poussot-Vassal C., Sename O., Dugard L., Savaresi S.M., Vehicle dynamic stability improvements through gain-scheduled steering and braking control, *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* Volume 49, 2011 – Issue 10.

Contents: synthesis of a robust gain-scheduled MIMO vehicle dynamic stability controller, which involves both steering and rear braking actuators. This system was aimed at improving automotive vehicle yaw stability and lateral performance. A methodology was presented, showing how to synthesise such a controller while taking into account the braking actuator limitations and use the steering actuator only if it is necessary.

References: 35 positions.

[213] Prochowski L., *Mechanika ruchu*, Warszawa 2005, WKŁ.

Zakres: wprowadzenie (pojęcia ogólne, klasyfikacja pojazdów, ogólny układ konstrukcyjny, samochód bezpieczny, wspomaganie kierowcy); mechanika toczenia się koła (przeniesienie momentu obrotowego na koła, wyznaczanie prędkości jazdy, ogumienie, poślizg, siły działające na koło, opory toczenia, przyczepność); ruch prostoliniowy (siły działające na samochód, opory ruchu, reakcje normalne od nawierzchni, równanie ruchu, bilans mocy); rozpędzanie i własności trakcyjne; energochłonność ruchu; hamowanie (energia kinetyczna samochodu, siły działające podczas hamowania, maksymalna siła hamowania, rozkład sił, regulacja sił hamowania, ABS, stateczność kierunkowa podczas hamowania); ruch krzywoliniowy (boczne znoszenie, nad- i podsterowność, prędkość jazdy na łuku, zapas stateczności, wywrócenie, opory ruchu na łuku, prędkość maksymalna na łuku, ESP); stateczność podłużna i poprzeczna; analiza ruchu w szczególnych sytuacjach drogowych; kinematyka zawiesznień, prowadzenie kół jezdnych; obciążenia dynamiczne i drgania w samochodzie; podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych; własności terenowe pojazdów kołowych; modele działania kierowcy (kompensacyjny, antycypacyjny).

Bibliografia: 53 pozycje.

[214] Prochowski L., *Teoria ruchu i dynamika pojazdów mechanicznych*, Warszawa 1996/1997.

Zakres: klasyfikacja i oddziaływanie pojazdów na otoczenie; mechanika toczenia się koła; ruch prostoliniowy pojazdu, bilans mocy (siły oddziałujące na pojazd, siły na kołach, reakcje nawierzchni); charakterystyka trakcyjna, dobór przełożeń; hamowanie (energia kinetyczna, ruch opóźniony, droga hamowania); dobór silnika, ekonomika eksploatacji; ruch krzywoliniowy (kinematyka skrętu, boczne znoszenie, prędkość i opory na łuku, zapas stateczności); stateczność podłużna i poprzeczna; właściwości terenowe pojazdów kołowych; pokonywanie przeszkód wodnych.

Bibliografia: 44 pozycje.

[215] Prochowski L., Unarski J., Wach W., Wicher J., *Podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych*, WKŁ, Warszawa 2008.

Zakres: podstawy mechaniki ruchu samochodu w sytuacjach krytycznych, przebieg i charakterystyka wypadku drogowego. Uwzględniono procesy hamowania, wywracania i zderzenia. Najważniejsze zagadnienia z zakresu medycyny wypadkowej i biomechaniki. Zasady opracowywania opisu i dokumentacji miejsca wypadku. Metody analizy przebiegu wypadku z przykładami z praktyki sądowej.

Bibliografia: 105 pozycji, w tym 4 strony internetowe.

[216] Prochowski L., Wieczorek M., *Wpływ zmian konstrukcji opon o obniżonym profilu na ich współpracę z nawierzchnią drogi*, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(29)/98.

Zakres: opis zakresu badań ogumienia, wpływ zmian konstrukcji osnowy na własności ogumienia 175/70R13, wpływ zmian konstrukcji opasania na własności ogumienia 185/70R13.

Bibliografia: 12 pozycje.

[217] Prochowski L., Wysocki T., *Badanie ogumienia w aspekcie bezpieczeństwa ruchu drogowego*, Konferencja Naukowo-Techniczna, Kielce 1998.

Zakres: wymagania ogumienia w samochodzie. Zakres niezbędnych badań laboratoryjnych i drogowych. Wyniki badań ogumienia do samochodów osobowych, ciężarowych i autobusów. Charakteryzowano m.in. przyczepność opon i ich odporność na boczne znoszenie.

Drgania kół w aspekcie ich wielokierunkowego wpływu na ruch pojazdu i sprawność kierowcy.

Bibliografia: 35 pozycji.

[218] Prochowski L., Żukowski A., Analiza wpływu niejednorodności ogumienia kół jezdnych na drgania samochodu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 5/94.

Zakres: badania niejednorodności obwodowej kół jezdnych, model pojazdu i wymuszenia, wyniki symulacji.

Bibliografia: 8 pozycji.

[219] Prochowski L., Żukowski A., Drgania kół jezdnych samochodów ciężarowych wywołane ich niejednorodnością obwodową, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2(24)/97. Zakres: wstęp, przygotowanie badań drogowych, rezultaty.

Bibliografia: 13 pozycji.

[220] Rajamani R., *Vehicle Dynamics and Control*, Second Edition, Springer, 2012.

Contents: vehicle control systems, the dynamic models used in the development of control systems, cruise control, adaptive cruise control, ABS, automated lane keeping, automated highway systems, yaw stability control, engine control, passive, active and semi-active suspensions, tire-road friction coefficient estimation, rollover prevention, and hybrid electric vehicle, tire models commonly used in literature, roll dynamics, rollover prevention, hybrid electric vehicles, electronic stability control.

References: 21 positions.

[221] Redelinghuys C., A study of the performance and stability of articulated towing vehicle and boat trailer combinations, *Supplement to Vehicle System Dynamics*, Volume 33, 1999.

Contents: linearized 3 degrees of freedom model of vehicle and trailer is analysed. Performance characteristics (braking, accelerating, climbing, steady state handling) are taken into account. Frequency response of the model is studied in order to obtain the roll angle and tyre vertical reaction forces of the trailer.

References: 15 positions.

[222] Reimpell J., *Podwozia samochodów*, WKŁ, Warszawa 2004.

Zakres: przegląd zagadnień dotyczących podwozi samochodów, w tym także z napędem na cztery koła. Ogólny układ konstrukcyjny podwozia, dynamika kół jezdnych, kinematyka zawieszzeń, układy kierownicze, dobór elementów sprężysto-tłumiących, dynamika samochodu w różnych stanach ruchu, stateczność w czasie hamowania, przyczepność, zdolność do pokonywania wzniesień. Obciążenia nadwozia samochodu, środek masy nadwozia i całego pojazdu.

Bibliografia: 19 pozycji, 9 czasopism.

[223] Reizes H., *The Mechanics of Vehicle Collisions*, Charles C Thomas Pub Ltd, 1973.

Contents: the technical factors that come into play in the motion of road vehicles and their collision, with the ultimate purpose of deriving simple, but systematic methods for the reconstruction of accidents, theory of axial collisions, theoretical foundations of right angled and oblique collisions, practical examples of automobile collisions, and the vehicle in motion prior to collision, the understanding of accident prevention.

References: –

[224] Reński A., Badanie stateczności ruchu samochodu wyposażonego w układ ostrzegania o groźbie opuszczenia pasa ruchu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów* nr 1/2 (52/53), 2004.

Zakres: perspektywy automatyzacji sterowania ruchem samochodu; układ ostrzegania kierowcy (system Spurassistant); modelowanie kierowania samochodem z uwzględnieniem układu informującego o groźbie opuszczenia pasa ruchu (model samochodu, model układu); przykłady symulacji.

Bibliografia: 7 pozycji.

[225] Reński A., Zastosowanie pomiaru sztywności skrętnej nadwozia do oceny jego jakości, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4(47)/2002.

Zakres: sztywność nadwozia a poziom bezpieczeństwa, metoda pomiaru sztywności nadwozia, przykładowe wyniki pomiarów.

Bibliografia: 2 pozycje.

[226] Reński A., Sar H., Application of dynamic slip characteristics in simulation of vehicle motion, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 5(72)/2008.

Contents: application of dynamic characteristics of tyres, describing vehicle non-steady-state axle side slip. The influence of side slip dynamics as a function of slip angle derivative about time. Results of vehicle motion computer simulation are presented as time plots of vehicle yaw velocity, COG lateral velocity and axles side slip angle.

References: 7 positions.

[227] Reński A., Sar H., Identification of tyres' characteristics and vehicle's yaw moment of inertia on the basis of road tests, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4(63)/2006.

Contents: method of identification of tyres' characteristics and vehicle's yaw moment of inertia on the basis of road tests.

References: 4 positions.

[228] Reński A., Sar H., Wyznaczanie dynamicznych charakterystyk bocznego znoszenia opon na podstawie badań drogowych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4(67)/2007.

Zakres: badanie ruchu w stanie ustalonym i nieustalonym (podmuchy wiatru).

Bibliografia: 8 pozycji.

[229] Research into vehicle dynamics and simulation, SAE, SP-1228, 1997.

Contents: a way to optimize tire force and moment properties; behaviour of tire-force model parameters under extreme conditions; a vehicle dynamic tire model for pavement and off-road conditions; dynamics analysis, matching vehicle responses using the Model-Following Control Method; NADSdyna simulator, testing a 1994 Ford Taurus for NADSdyna validation (parameter measurement), validation results; evaluation of VDANIL and VDM RoAD for predicting the vehicle dynamics of a 1994 Ford Taurus; improving steering feel for NADS; comparing of ideal vehicle lane-change trajectories.

References: 19 positions.

[230] Rill G., *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*, CRC Press, 2011.

Contents: vehicle dynamics fundamentals from simple models, case studies with MATLAB to develop modeling skills, vehicle models of increasing complexity as the text progresses, an easy-to-use tire model. Multibody dynamics tailored to ground vehicles, a quarter car model, exercises, modeling aspects, deterministic profiles, random profiles, exercises, introduction, contact geometry, steady state forces and torques, combined forces, bore torque, different influences on tire forces and torques, first order tire dynamics, exercises, components and concepts, wheel and tire, differentials, transmission, clutch,

power sources, exercises, purpose and components, some examples, steering systems, kinematics of a double wishbone suspension, exercises, standard force elements, dynamic force elements, from complex to simple models, basic tuning, optimal damping, practical aspects, nonlinear suspension forces, sky hook damper, exercises, dynamic wheel loads, maximum acceleration, driving and braking, drive and brake pitch, exercises, steady state cornering, simple handling model, mechatronic systems, exercises, three-dimensional vehicle model, driver model, standard driving maneuvers, coach with different loading conditions, different rear axle concepts for a passenger car.

References: –

[231] Robinson C., *Dynamical Systems, Stability, Symbolic Dynamics and Chaos*, CRC Press 1995.

Contents: dynamical systems theory which focuses on the dynamics of both iteration of functions and solutions of ordinary differential equations, symbolic dynamics, structural dynamics and chaos, differential equations, multidimensional systems of real values.

References: 330 positions.

[232] Romaniszyn K., Porównanie cech dynamicznych samochodu specjalnego przy różnych położeniach środka ciężkości, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 1(77) /2010.

Zakres: 2 manewry – pojedyncza zmiana pasa ruchu (zgodnie z normą rosyjską GOST P.2003, B32/03) oraz jazda po kręgu (ISO 4138), środek ciężkości w dwu pojazdach – wysoko położony i przesunięty do tyłu oraz niżej położony i przesunięty ku środkowi rozstawu osi, masa pojazdów 12 t.

Bibliografia: 10 pozycji.

[233] Rose N.A., Fenton S.J., Beauchamp G., *Restitution Modeling for Crush Analysis: Theory and Validation*, SAE paper no. 2006-01-0908, 2006.

Contents: a method for incorporating the effects of restitution into crush analysis; definition of the impact coefficient of restitution in a manner consistent with the assumptions of crush analysis; modified equations of crush analysis incorporating the coefficient of restitution; equations that model restitution response on a vehicle-specific basis; analysis of four vehicle-to-vehicle crash tests, demonstrating that the application of the derived restitution model.

References: 22 positions.

[234] Rosenthal F., Bort R.L., O'Hara G.J., Clements E.W., Skop R.A., *The Mechanics of Automobile Collisions*, Naval Research Laboratory, Washington D. C., 1972.

Contents: the damage and injury from automobile accidents treated as a mechanical problem in mitigating the shock from collisions, general principles of energy and momentum described and applied to the collision problem, work in the field of automobile safety during collisions presented, possible mechanisms for dealing with kinetic energy during a collision reviewed.

References: 22 positions.

[235] Schreyer B., *Opracowanie metody minimalizacji funkcjonatu drogi pojazdu w procesie hamowania*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1977.

Zakres: cel, aktualny stan badań oraz równania ruchu pojazdu; koncepcja i algorytm działania jednostek sterujących, uwagi dotyczące minimalizacji drogi hamowania; analiza modeli cyfrowych pojazdu, układów przeciwpoślizgowych i ich elementów, ocena wyników modelowania; analiza działania jednostek sterujących.

Bibliografia: 159 pozycji.

[236] Schwab A.L., Meijaard J.P., Dynamics of flexible multibody systems having rolling contact: application of the wheel element to the dynamics of road vehicles, Supplement to Vehicle Systems Dynamics, Vol. 33, 1999.

Contents: two and three dimensional wheel element, linearization of non-holonomic systems, swivel wheel shimming, application of the Bombardier-ILTIS vehicle.

References: 15 positions.

[237] Segawa M., Nakano S., Nishirara O., Kumamoto H., Vehicle stability control strategy for steer by wire system, JSAE Review 22, Elsevier, 2001.

Contents: The effectiveness of the proposed automatic front-wheel steering control was investigated on a driving simulator and by actual vehicle testing, among others in the aspect of vehicle stability. Control parameter optimization was achieved by investigating the relationship between control parameters and vehicle dynamics by computer simulation.

References: 10 positions.

[238] Sentouh C., Glaser S., Mammari S., Advanced vehicle–infrastructure–driver speed profile for road departure accident prevention, Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Volume 44, 2006 – Issue supplement 1.

Contents: a new method for the calculation of the maximal authorized speed in curves was presented, where all three elements, the vehicle, the driver, and the infrastructure were taken into account. The vehicle dynamics was represented by a four-wheel model that included longitudinal slip and side-slip angle of the motor vehicle. Driver behaviour analysis considered deceleration maneuver, while the infrastructure characteristics included a precise definition of the road geometry as well as the maximum friction available.

References: 7 positions.

[239] Shabana Ahmed A., Dynamics of Multibody Systems, Fourth Edition, Cambridge University Press 2013.

Contents: the basic ideas of kinematics and the dynamics of rigid and deformable bodies, explanations of some of the fundamental issues addressed in the book, reference kinematics, analytical techniques, mechanics of deformable bodies, floating frame of reference formulation, finite-element formulation, the large deformation problem, concepts and essential details.

References: 230 positions.

[240] Shen S., Wang J., Shi P., Premier G., Nonlinear dynamics and stability analysis of vehicle plane motions, Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility Volume 45, 2007 – Issue 1.

Contents: problems of dynamics and stability for vehicle planar motion systems were investigated. A so-called joint-point locus approach was introduced, which enabled equilibria of the system and their associated stability properties to be represented geometrically. It was discovered that the difference between the front and the rear steering angles plays a main role in vehicle dynamics. The vehicle system could be stabilized even when running in a certain severely nonlinear area, with application of large steering angles. However, the domain of stable equilibrium was very narrow. Numerical experiments were conducted to verify the potentials of the proposed techniques of vehicle control.

References: 31 positions.

[241] Siłka W., Ergochołność ruchu samochodu, WNT, Warszawa 1997.

Zakres: analiza składników bilansu energetycznego samochodu (bilans, równania podstawowe, straty, sprawność); energochłonność podstawowych faz ruchu (ustalonego, przyspieszania, rozpędzania z maksymalną intensywnością, ruch opóźniony); analiza energochłonności dla złożonego profilu prędkości (cykle jezdne, cykl elementarny oraz złożony), zużycie paliwa.

Bibliografia: 53 pozycje.

[242] Siłka W., Teoria ruchu samochodu, WNT, Warszawa 2002.

Zakres: wiadomości ogólne (charakterystyka ruchu samochodu, profil prędkości, cykle jezdne, znaczenie czynników eksploatacyjnych), mechanika koła ogumionego (własności koła, siły i momenty działające na koło, poślizg, przyczepność), własności i parametry zespołu napędowego; analiza własności ruchowych samochodu; zagadnienia dotyczące bezpieczeństwa ruchu (hamowanie, ruch krzywoliniowy, zakłócenia, kierowność, stateczność); analiza energochłonności samochodu (bilans energetyczny, energochłonność faz ruchu); zużycie paliwa przy stałej i zmiennej prędkości jazdy.

Bibliografia: 72 pozycje.

[243] Simiński P., Badania eksperymentalne pojazdu 8x8 w ruchu po okręgu oraz dla manewru podwójnej zmiany pasa ruchu, *Czasopismo Techniczne*, z. 6-M/2008.

Zakres: przedstawiony zakres możliwych badań kierowności i stateczności ruchu pojazdu KTO w wersji medycznej oraz wyniki niektórych badań. Mierzono prędkość wzdłużną oraz poprzeczną, przyspieszenie poprzeczne oraz ilość strąconych pachółków w manewrze podwójnej zmiany pasa ruchu. Ruch po okręgu wg ISO 4138.

Bibliografia: 3 pozycje.

[244] Sovran, G., The Impact of Regenerative Braking on the Powertrain-Delivered Energy Required for Vehicle Propulsion, SAE Technical Paper no. 2011-01-0891, 2011.

Contents: considerations on the effectiveness of regenerative braking in the aspect of fuel consumption and in further acceleration, as the authors examined the system of kinetic energy recovery during braking in order to use it in during acceleration.

References: –

[245] Surblis V., Žuraulis V., Sokolovskij E., Estimation of road roughness from data of on-vehicle mounted sensors, *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 19 (3) 2017.

Contents: methods of road roughness estimation by processing data obtained from distance measurement with the use of laser sensors mounted on the vehicle. The experimental research was carried out according to “Japanese method” on two known road profiles.

References: 26 positions.

[246] Stańczyk T.L., Łomanko D., Analysis of the influence of energy dissipative under-ride guard's parameters on car-to-truck collision, *Vehicle System Dynamics*, Volume 42, No5, 2004.

Contents: the concept of a special energy dissipative rear under-ride guard, a dynamic linear model of a car-to-truck collision, where the truck is equipped with the guard.

References: 10 positions.

[247] Steinwolf A. Cannon III W.H., Limitations of the Fourier Transform for Describing Test Course Profiles, *Sound and Vibration*, 2005.

Contents: analysis and simulation of test course terrain negotiated by military vehicles during development and operational tests. The vertical displacement in the discussed

terrain roughness, assumed as a function of distance was treated similarly to acceleration time histories. A wave number spectrum was computed in the spatial domain, instead of the power spectral density. A number of test courses were analysed with additional characteristics such as probability density function, kurtosis, skewness and crest factor considered.

References: 11 positions.

[248] Stikhanovskii B.N., Approximate method of determining the time, coefficient of restitution, force, and energy transfer in free normal collisions between bodies, UDC 531.66, 1971.

Contents: All the relations are simplified in such a way that the errors are minimal and there are no appreciable departures from experiment or from the theories of Saint-Venant, Hertz, and Sears. The main problem in deriving the formulas is to elucidate the effect of each parameter on the overall result without appreciable discrepancies with experiment for limiting or transitional variation of the parameters.

References: 5 positions.

[249] Strickland J.D.R., Daily J., Crush Analysis with Under-rides and the Coefficient of Restitution, Institute of Police Technology and Management, 2006.

Contents: a detailed discussion of the damage momentum technique, which involves an interpretation of the damage profiles, understanding the origin of the stiffness coefficients, and derivation of dV ; a technique for estimating the energy dissipated during deformation based on residual crush measurements in the context of the damage momentum solution; a staged crash test from the Special Problems 2005 conference used as an example to validate the technique; a discussion of the coefficient of restitution with the derivation of its relationship with crush energy; a discussion of the misapplication of damage energy techniques for trailer underride collisions.

References: 18 positions.

[250] Struble D.E., Automotive Accident Reconstruction: Practices and Principles, CRC Press, 2013.

Contents: techniques for gathering information and interpreting evidence; computer-based tools for analyzing crashes; theory, information and data sources, techniques of investigation, an interpretation of physical evidence; the theoretical foundation, the presentation of data sources, and the computer programs and spread sheets used in the reconstruction of actual crashes; the specific requirements of reconstructing rollover crashes; background in structural mechanics; the treatment of crush energy when vehicles collide with each other and with fixed objects; various classes of crashes, and simulation models.

References: 498 positions.

[251] Suspensions and their Relationship to Vehicle Roll Stability, SAE, SP-940, 1992.

Contents: roll-stability performance of heavy-vehicle suspensions (suspension role in vehicle roll stability, measuring roll stiffness, roll-center height and lateral stiffness, measured parameters); the directional response of log hauling truck – doglogger (mathematical modeling, equations of motion, simulation); bogie spring fatigue damage – a function of static displacement (test specimens, measuring procedure, calculation procedure, results); analysis of side bending stress of heavy duty truck frame by FEM (frame construction, side bending force, bench test, bar elements); optimal active vehicle suspensions with full state feedback control (optimization of active suspension system, adaptive system, preview control system); performance of a fail-safe active suspension with limited state feedback for improved ride quality and reduced pavement loading in heavy vehicles); camber and toe effect on SBFA Heavy Truck steering axle tire wear.

References: 7 positions.

[252] Tobota A., *Naprawy powypadkowe nadwozi a bezpieczeństwo*, Wrocław 1997.
Zakres: nadwozie w aspekcie bezpieczeństwa; wypadek drogowy i jego skutki (analiza danych statystycznych, klasyfikacja zdarzeń, przebieg wypadku); ocena stanu pojazdu po wypadku i naprawie; wpływ napraw powypadkowych na wytrzymałość elementów na geometrię pojazdu; nowoczesne metody wyceny szkód (kalkulacja wg systemów Audatex oraz Eurotax); urządzenia pomiarowo-naprawcze do powypadkowych napraw nadwozi i ram; zagadnienia nowoczesnych technologii budowy i naprawy nadwozi (blachy, klejenie blach, elementy z tworzyw sztucznych).

Bibliografia: 24 pozycje.

[253] Tollazzi T., Rencelj M., *Typical Deficiencies in Traffic Safety and Irregularities of Slovenian Roads*, *Procedia – Social and Behavioral Sciences* 53 (2012), Elsevier.

Contents: the findings from the first Slovenian pilot projects in Road Safety Inspection. Typical traffic safety deficiencies and irregularities of Slovenian roads and motorways were presented. About 36 km of motorways and 24 km of other state roads were examined.
References: 4 positions.

[254] Tudón-Martinez J.C., Fergani S., Sename O., Jairo J., Molina M., Morales-Menendez R., Dugard L., *Adaptive Road Profile Estimation in Semi-Active Car Suspensions*, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2015, 23 (6).

Contents: a novel road profile estimator that offers the essential information on road roughness and its frequency for the adjustment of vehicle dynamics by using conventional sensors in motor vehicles. An adaptive observer estimates the dynamic road signal, then a Fourier analysis is used to compute online the road roughness condition and perform an ISO 8608 classification.

References: 28 positions.

[255] Türkay S., Akçay H., *Spectral Modeling of Longitudinal Road Profiles*, 2015 IEEE 28th Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering (CCECE).

Contents: for a quarter-car model, covariance expressions for the MIRA spectrum was derived and the root-mean square outputs for the ISO 8608 classified roads were calculated. similar calculations were conducted for a line spectrum model. The linear and the piecewise-linear spectrum models were compared with the spectrum models delivered by the subspace identification and the compressive sensing algorithms.

References: 14 positions.

[256] Tylikowski A., *Stochastyczna stateczność układów ciągłych*, PWN, Warszawa 1991.
Zakres: modele matematyczne stochastycznej dynamiki układów ciągłych, pojęcie i definicje stateczności stochastycznej, metody badania stateczności stochastycznej, metody konstrukcji funkcjonałów Lapunowa, stateczność układów sprzężystych liniowych i nieliniowych, stateczność elementów wirujących, rur, układów lepkosprężystych.

Bibliografia: 119 pozycji.

[257] *Using Adams*, MSC Software Corporation.

Zakres: instrukcje w języku angielskim dotyczące przygotowania i przeprowadzania symulacji oraz omawiające poszczególne elementy środowiska Adams. Podano również własności wybranych układów współpracujących, np. dróg i opon.

Bibliografia: nie podano.

[258] Vangi D., Virga A., Evaluation of emergency braking deceleration for accident reconstruction, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 45, No. 10, October 2007.

Contents: a methodology that, exploiting data obtained with on-site measurements and/or published by technical press, allows the evaluation of the coefficient of friction and the stopping capability of a car. This is done by means of a computer program, based on a fuzzy logic approach.

References: 15 positions.

[259] Vera C., Aparicio F., San Roman J.L., Theoretic model for the computer analysis of vehicle collisions, *Safety Science* 19, Elsevier, 1995.

Contents: GIVET has developed a program called SINRAT III that lets, by means of dynamic simulation, reproduce the evolution of two vehicles in an accident in which a collision takes place, letting analyze the precollision and postcollision movements, as well as studying phenomena during the contact and deformation of the vehicles in the collision stage. The simulation model integrated using the bond-graph technique. Application example presented, corresponding to an accident with collision between car and coach.

References: 8 positions.

[260] Virchis V.J., Robson J.D., Response of an accelerating vehicle to random road undulation, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 18, Issue 3, 8 October 1971.

Contents: response of a simplified vehicle model accelerating on a randomly uneven surface, for parameters typical for real vehicles. For practical values of forward acceleration, mean square response was slightly different from that with zero acceleration.

References: –

[261] Weifeng G., Yonglin Z., Liang H.C., Zhigang H., Digital Model of Stochastic Road Irregularities to Vehicles in Time Domain, *Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, 2011.

Contents: based on the white noise filtration, a time domain model of stochastic road irregularities was established. It included the model of a vehicle having multipoint time-delay correlative excitation from the same track and space coherence excitation from the bilateral tracks on the road. A development from the time domain model of one dimensional road irregularities to two-dimensional road surface was presented as well as the simulation in MATLAB. The case demonstrated that digital road surface characteristics simulated by white noise was consistent with a standard grade road surface.

References: 9 positions.

[262] Wieczorek M., Wpływ momentu hamowania na współpracę ogumienia samochodów osobowych z nawierzchnią drogi, *Konferencja hamulcowa, SIMP, Łódź 2001*.

Zakres: nowa koncepcja systemów przeciwblokujących; działanie inteligentnego systemu bezpieczeństwa podczas hamowania; aktywne systemy bezpieczeństwa z równoległą strukturą; statyczne i dynamiczne wzbudzenia w układach hamulcowych samochodów wyposażonych w różnego typu mechanizmy hamujące uruchamiane pneumatycznie; dynamika hamowania maszyny roboczej o napędzie hydraulicznym; układy przeciwblokujące i ich diagnostyka, analiza statystyczna działania ABS, ASR jako kontynuacja ABS; wpływ momentu hamującego na współpracę koła z nawierzchnią drogi, elektroniczna regulacja stateczności ruchu zespołu ciężkich pojazdów użytkowych; wymagania odnośnie do hamulców.

Bibliografia: 16 pozycji.

[263] Wicher J., *Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego*, WKŁ, Warszawa 2012.

Zakres: klasyfikacja zderzeń w różnych ujęciach, podstawowe parametry techniczne zderzeń, opis sposobów poprawy bezpieczeństwa w przypadku zaistnienia kolizji. Interpretacja danych statystycznych, klasyfikacja bezpieczeństwa, omówienie cech kierowcy oraz biomechaniki obrażeń, część poświęcona zderzeniu pojazdu z pieszym oraz przyczepności i stateczności. Charakterystyka urządzeń bezpieczeństwa czynnego i biernego, omówiono zagadnienie kompatybilności pojazdów. Scharakteryzowano także otoczenie kierowcy i samochodu, tj. drogę oraz jej najbliższy obszar.

Bibliografia: 156 pozycji.

[264] Wicher J., Drogowe środki ograniczania prędkości, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 4(76)/2009.

Zakres: najważniejsze zagadnienia związane z przekraczaniem dopuszczalnych prędkości przez pojazdy samochodowe, stosowane w praktyce środki uspokojenia ruchu oraz odpowiednie działania systemowe, szczególnie w obszarach zabudowanych.

Bibliografia: 10 pozycji.

[265] Wicher J., Komputerowa rekonstrukcja zderzenia samochodu z człowiekiem, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(33)/99.

Zakres: konstrukcja przedniej części nadwozia, modelowanie i statystyczna analiza procesu zderzenia pieszego z pojazdem, błąd prędkości odrzutu pieszego metodą różniczki zupełnej.

Bibliografia: 10 pozycji.

[266] Wicher J., O współczynniku restytucji w zderzeniach samochodów, *On the coefficient of restitution in the vehicle collisions*, *Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej. Mechanika*, 2006.

Zakres: przegląd problemów związanych z estymacją wartości współczynnika restytucji stosowanego w analizie zderzenia samochodów, aspekty dotyczące pojęcia współczynnika restytucji, różnice w szacowaniu jego wartości, szczególnie przy porównywaniu zderzenia samochód-samochód i samochód-bariera, celowość oraz możliwość zastosowań styczynego i normalnego współczynnika restytucji oraz współczynnika restytucji dla prędkości obrotowych.

Bibliografia: 24 pozycje.

[267] Wicher J., Pewien przypadek losowych drgań samochodu z nieliniową charakterystyką zawieszenia, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(62)/2006.

Zakres: uproszczony model samochodu z nieliniowym zawieszeniem poruszający się po nawierzchni o losowych nierównościach. Statystyczna metoda linearyzacji charakterystyk zawieszenia.

Bibliografia: 8 pozycji.

[268] Wicher J., Rekonstrukcja zderzenia samochodu z drogową barierą betonową, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2(57)/2005.

Zakres: wstęp, procedura wyznaczania prędkości samochodu uderzającego w betonową barierę drogową.

Bibliografia: 1 pozycja.

[269] Wicher J., Reński A., Badania dynamiczne w układzie kierowca-pojazd-otoczenie w aspekcie bezpieczeństwa czynnego, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2/92.

Zakres: wstęp, wpływ nierówności drogi na wybór prędkości, model kierowcy dla sterowania kierunkowego.

Bibliografia: 6 pozycji.

[270] Wicher J., Stawicki R., Modelowanie zderzenia samochodów, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 1(31)/99.

Zakres: modele matematyczne opisujące zderzenie samochodów (z uwzględnieniem zewnętrznych sił impulsowych i bez sił zewnętrznych), opis matematyczny, model z rozwiniętym opisem parametrów geometrycznych i masowych, parametry modelu zderzenia, parametry masowe, parametry bezwładnościowe, szacowanie momentu bezwładności I_z , wyznaczanie środka masy, parametry drogi, parametry kinematyczne, impulsowe i geometryczne, parametry zderzenia.

Bibliografia: 37 pozycji.

[271] Wicher J., Sztenke M., Oddziaływanie przyczepy i nachylenia drogi na parametry ruchu podczas zderzenia samochodów, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 3(29)/98.

Zakres: założenia dla modelu zderzenia ruchu pojazdów, model zderzenia dwóch pojazdów, wyznaczanie wartości kierunku i sił impulsowych pochodzących od kół, wpływ uwzględnienia impulsów od kół i od przyczep.

Bibliografia: 7 pozycji.

[272] Wieczorek M., Jackowski J., Analiza wpływu prędkości toczenia na współpracę z nawierzchnią drogi bieżnika opon niskoprofilowych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, 2(74)/2009.

Zakres: metodyka prowadzenia i przykładowe wyniki pomiaru sił obciążających występy bieżnika niskoprofilowych opon do samochodów osobowych, toczonych z różnymi prędkościami, oszacowania obszarów poślizgu w styku opony z podłożem, propozycja sposobu postępowania przy modelowaniu rozkładu nacisków jednostkowych w obszarze styku opony z podłożem.

Bibliografia: 11 pozycji.

[273] Wiessalla J., Mao Y., Esser F., Using Generic Tyre Parameters for Low Friction Surfaces in Full Vehicle Simulations, SAE Paper 2017-01-1506,

Contents: idea of using generic tyre parameters varying in a certain range, for the purpose of computer simulation. It was assumed that generic tyre parameters could cover a high variety of available tyres on the market and that a relevant tyre model can be used to evaluate changing surface conditions, especially in extreme cases, such as braking with asphalt on one lane and snow or ice on the other side.

References: –

[274] Wong J.Y., Theory of ground vehicles, J.W. and Sons, INC, 2001.

Contents: mechanics of pneumatic tires; mechanics of vehicle-terrain interaction (terramechanics); performance characteristics of road vehicles; performance characteristics of off-road vehicles; handling characteristics of road vehicles; steering of tracked vehicles; vehicle ride characteristics; introduction to air-cushion vehicles.

References: 18 positions.

[275] Wrześniński T., Hamowanie pojazdów samochodowych, WKŁ, Warszawa 1978.

Zakres: zasadnicze problemy hamowania (przyczepność opony, siły i przebieg hamowania, rozkład nacisków na osie, siły działające na pojazd hamowany, graniczne warunki przyczepności, stateczność pojazdu hamującego); hamulce samochodów osobowych (układy, mechanizmy, urządzenia antypoślizgowe); hamulce samochodów ciężarowych (układy, urządzenia wspomagające); hamulce postojowe i pomocnicze; zagadnienia cieplne; podstawowe obliczenia hamulców; badania (laboratoryjne, stanowiskowe, drogowe), hałaśliwość, ergonomia, niezawodność, przepisy, normy.

Bibliografia: 55 pozycji.

[276] Wu S.Q., Law S.S., Vehicle axle load identification on bridge deck with irregular road surface profile, *Engineering Structures* 33 (2011) 591–601, Elsevier.

Contents: vehicular axle load on top of a bridge deck was estimated, including the effect of the road surface roughness, which was modeled as a Gaussian random process represented by the Karhunen–Loève expansion. The bridge was modeled as a supported planar Euler–Bernoulli beam and the vehicle was represented by a four degrees of freedom system including mass and spring. A stochastic force identification algorithm was proposed, where the statistics of the interaction forces were accurately identified from a set of samples of the random bridge deck responses.

References: 23 positions.

[277] Yang S., Chen L., Li S., *Dynamics of Vehicle–Road Coupled System*, Science Press, Beijing and Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2015.

Contents: new research concept to couple the vehicle and the road using a three dimensional tire model. Dynamics of the vehicle, road, and the vehicle–road system were investigated with the use of theoretical analysis and numerical simulations as well as the field tests.

References: 286 positions.

[278] Yonezawa H., Toyofuku Y., Irie Y., Mizuno K., *Absorbed Energy of Structure of Passenger Cars by 90-degree Side Impact Test*, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: in order to evaluate the absorbed energies, a quasi-static structural test conducted using the same loading devices and passenger cars as those in the side-impact tests; the effect of side structure reinforcement on energy consumption in each process is discussed.

References: –

[279] Yong R.N., *Vehicle traction mechanics*, ESP, 1984.

Contents: introduction (general, offroad traction mechanics, objectives, requirements, basic problems and concerns); terrain material (inorganic, organic, snow, other) and interface reaction; mobility elements and requirements; analytical methods; mechanics of energy transfer; finite elements modeling; application of finite modeling; compaction mechanisms; trafficability (definition, requirements, the cone, vane-cone device).

References: 9 positions.

[280] Yongjie Lu, Shaopu Yang, Shaohua Li, Liquan Chen, Numerical and experimental investigation on stochastic dynamic load of a heavy duty vehicle, *Applied Mathematical Modelling* 34 (2010)

Contents: numerical simulation and field test used to investigate tire dynamic load. A nonlinear virtual prototype model of heavy duty vehicle (DFL1250A9) has been prepared, where the geometric structural parameters of the vehicle system, the nonlinear characteristics of shock absorber and leaf springs have been described. The dynamic model is validated by test data, especially the vertical acceleration of driver seat, front wheel, intermediate wheel and rear wheel axle head. The effects of vehicle speed, load, road surface roughness and tire stiffness are discussed.

References: 29 positions.

[281] Yoon J., Kim D., Yi K., Design of a rollover index-based vehicle stability control scheme, *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* Volume 45, 2007 – Issue 5, AVEC '06 , 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control.

Contents: a rollover index based vehicle stability control scheme was presented. Rollover index, indicating an impending rollover, was developed by a roll dynamics phase analysis (planar motion). A model-based roll estimator was designed in order to estimate both the roll angle and roll rate for a motor vehicle body, with the use of lateral acceleration, yaw

rate, steering angle and vehicle velocity. The index was computed using an estimated roll angle, roll rate, and measured lateral acceleration as well as the time of a wheel lift.

References: 16 positions.

[282] Young M.S., Stanton N.A., Back to the future: Brake reaction times for manual and automated vehicles, *Ergonomics*, Volume 50, 2007 – Issue 1.

Contents: literature review on the current state of knowledge about driver response in non-automated vehicles in the aspect of brake reaction times for both skilled and unskilled drivers.

References: –

[283] Zalewski J., Analysis of a motor vehicle stability for the selected maneuver/Analiza stateczności pojazdu dla wybranego manewru, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, Proceedings of the Institute of Vehicles*, No. 2(106)/2016.

Zakres: przeprowadzono analizę wpływu zaburzenia położenia środka masy modelu matematycznego samochodu na jego stateczność przy nagłym zakłóceniu ruchu prostoliniowego spowodowanym impulsowym obrotem koła kierownicy o kąt 90 stopni, jak również zaburzeniami ruchu pochodzącymi od losowo występujących nierówności nawierzchni drogi. Rozważono prawdopodobieństwo ruchu statecznego.

Bibliografia: 15 pozycji.

[284] Zalewski J., Analysis of a road accident in the aspect of mechanics of a frontal crash between two vehicles, *Diagnostyka*, vol 16 (4), 2015.

Zakres: W artykule przeprowadzono symulację komputerową zderzenia czołowego skośnego wybranych pojazdów w programie PC-Crash 8.0. Symulację przeprowadzono kilkakrotnie dla określonych wartości współczynnika restytucji. Następnie jej wyniki porównano z obliczeniami analitycznymi, których dokonano w oparciu o mechanikę zderzenia z uwzględnieniem teorii zderzenia ciał gładkich w ruchu płaskim. Analizy dotyczącej wpływu wybranego współczynnika dokonano przede wszystkim pod kątem zmian prędkości pozderzeniowych samochodów biorących w nim udział.

Bibliografia: 14 pozycji.

[285] Zalewski J., Analysis of motor vehicle dynamics on the example of a fish hook maneuver simulation, *Smart Solutions in Today's Transport, Communications in Computer and Information Science* 715, Springer 2017.

Contents: In the paper analysis of the fish hook maneuver simulation is presented, which seems to be an interesting example of a situation, when the vehicle must realise a sudden maneuver.

Research was based on simulation in MSC Admas/Car. However road parameters and vehicle loading were assumed to reflect a real situation, in which the vehicle has to change its direction. The maneuver was realised on both flat and uneven road surface, where the irregularities occurred randomly.

Certain aspects of vehicle dynamics have been taken into account, as well as the influence of the the external disturbances on vehicle response. It is necessary to mention, that the correlation coefficient between irregularities for the left and right wheel was 1, which means, that they were identical for both sides of vehicle wheels.

References: 14 positions.

[286] Zalewski J., Analysis of the course of tangent reaction forces on the wheels of a motor vehicle performing a straightforward braking maneuver, *Archives of Transport System Teletmatics*, 2016.

Zakres: zaprezentowano kontynuację analizy prowadzonej w pracy pt. „The impact of road conditions on the normal reaction forces on the wheels of a motor vehicle performing

a straightforward braking maneuver⁹. Jej przedmiotem były zmiany wartości stycznych reakcji nawierzchni na koła pojazdu w trakcie hamowania prostoliniowego.

Podjęto próbę oceny wpływu określonych warunków drogowych na współpracę koła z nawierzchnią drogi w oparciu o badania symulacyjne. Jako materiał do analiz wykorzystano wyniki symulacji manewru hamowania w programie MSC Adams/Car.

Badania oparto o symulację ruchu modelu samochodu w trudnych warunkach drogowych. Istotnym aspektem analizy wydaje się próba oceny przebiegu wartości stycznych reakcji nawierzchni na koła (wzdłużnych i poprzecznych) w funkcji przebytej podczas hamowania drogi, przy nierównomiernym obciążeniu pojazdu.

Bibliografia: 10 pozycji.

[287] Zalewski J., Impact of the selected road parameters on a road vehicle motion, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, Proceedings of the Institute of Vehicles*, No. 2(111)/2017.

Zakres: zaprezentowano analizę wpływu określonych parametrów drogi (dotyczących przyczepności kół do nawierzchni oraz profilu nierówności drogi) na ruch samochodu. Wzięto po uwagę losowo występujące nierówności nawierzchni, przy czym przyjęto różne wartości ich parametrów dla kół lewych i prawych pojazdu. Symulacje zostały przeprowadzone dla suchej i oblodzonej nawierzchni drogi jako różne przypadki warunków drogowych.

Badania oparto na symulacji modelu samochodu poruszającego się z prędkością 100 km/h. Wybrano manewr wybiegu. Analizowano zestaw trajektorii celem pokazania wpływu wybranych parametrów, przyjętych dla lewych i prawych kół pojazdu, na odpowiedź pojazdu po wyłączeniu silnika, ale z włączonym sprzęgłem.

Bibliografia: 11 pozycji.

[288] Zalewski J., Modelowanie wpływu zaburzeń geometrii nadwozia na stateczność modelu pojazdu samochodowego, *Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2011*.

Zakres: W pracy przeprowadzono analizę stanu wiedzy w kilku obszarach. Posłużyło to do oceny aktualnych rezultatów prac badawczych dla sformułowania zadania badawczego. Posługując się wynikami analizy, sformułowano cel pracy i postawiono tezę naukową pracy. Dokonano próby oceny stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w oparciu o wybrane wskaźniki i dane dotyczące wypadków drogowych w Polsce i za granicą wraz z komentarzem dotyczącym trendów rysujących się na najbliższe lata. Przedstawiono aktualny stan wiedzy dotyczącej matematycznego opisu procesu zderzenia ciał. Opis ten zaadaptowano dla zderzeń samochodów, przy czym jego elementy wykorzystano na etapie oceny wyników symulacji zderzenia przeprowadzonej w programie PC-Crash 8.0 oraz porównano wyniki symulacji z obliczeniami analitycznymi. Dokonano przeglądu prac dotyczących nadwozia samochodu, przede wszystkim dla wyznaczania parametrów masowo-bezwładnościowych i sztywności. Obliczono położenie środka masy samochodu, który wcześniej uległ wypadkowi, a następnie, bazując na kilku pozycjach bibliograficznych przyjęto, że zaburzenie nie zostało całkowicie wyeliminowane w procesie naprawy powypadkowej. Omówiono model matematyczny samochodu wykorzystany do badań. Przeprowadzono następnie analizę dotyczącą stateczności modeli matematycznych obiektów technicznych pod kątem wyboru definicji, która umożliwia badania, również w przypadku występowania zaburzeń losowych. Uwzględniono tu możliwość analizy ruchu na podstawie trajektorii. Przeprowadzono badanie stateczności technicznej stochastycznej. Podjęto próbę określenia możliwości porównania stateczności technicznej stochastycznej z definicjami zawartymi w normie ISO 8855:1991 dotyczącymi rzeczywistych samochodów. Przeprowadzono symulację wybranego modelu matematycznego samochodu sportowego o zaburzonym położeniu środka masy jadącego po drodze o losowo występujących nierównościach. Następnie badano stateczność techniczną stochastyczną, dzieląc

określona szerokość drogi na klasy (w tym obszarze znalazły się trajektorie ruchu samochodu) i licząc częstość znalezienia się rozwiązania w danej klasie oraz przeprowadzając test λ Smirnowa–Kolmogorowa dla otrzymanej krzywej schodkowej i dystrybuanty. Analizę otrzymanych wyników odniesiono do normy ISO, jak również do przyjętej szerokości obszaru dopuszczalnych rozwiązań w ramach szerokości drogi jednopasmowej, po której porusza się model w trakcie symulacji.

Bibliografia: 246 pozycji.

[289] Zalewski J., The impact of road conditions on the normal reaction forces on the wheels of a motor vehicle performing a straightforward braking maneuver, *Tools of Transport Telematics, Communications in Computer and Information Science 531*, Springer 2015.

Zakres: w artykule przeprowadzono analizę wpływu stanu nawierzchni oraz zmiany położenia środka masy modelu matematycznego samochodu na przebieg wartości reakcji normalnych na kołach w funkcji drogi, podczas manewru hamowania, na nawierzchni gładkiej, jak również posiadającej losowo występujące nierówności.

Badania oparto o symulację ruchu modelu pojazdu w środowisku MSC Adams/Car dla ekstremalnie trudnych warunków drogowych (nawierzchnia oblodzona), przy hamowaniu od prędkości 100 km/h. Takie podejście umożliwiło analizę wpływu zarówno parametrów masowo-bezwładnościowych, jak i stanu nawierzchni drogi na reakcje pionowe na kołach pojazdu. Wyniki analiz posłużyć mogą również jako element poznawczy pokazujący charakter i zakres zmian wyznaczanych parametrów.

Bibliografia: 12 pozycji.

[290] Zalewski J., The influence of road conditions on the stability of a laden vehicle mathematical model, realising a single lane change maneuver, *Telematics – Support for Transport, Communications in Computer and Information Science 471*, Springer, 2014.

Contents: An analysis of the impact of road conditions on the stochastic technical stability of a motor vehicle mathematical model was prepared, with additional, non-uniform load, and for the necessity to change lanes due to eg. bypassing obstacles or overtaking. The simulation was performed for adverse road conditions at randomly occurring surface unevenness. Research was based on a motion simulation of a vehicle model at a speed of 100km/h, enabling analysis of the influence of both the mass – inertia parameters and the road surface conditions. Two cases were considered: the motion on a flat and icy and an uneven and icy road. Simulation of a mathematical model of a sports vehicle was prepared in an MSC Adams/Car environment. The considered model included non-linear characteristics of its flexible elements. Presented results can also be used as one of the series of experiments proving the versatility of the discussed method, not only for the road vehicles. References: 8 positions.

[291] Zalewski J., Wpływ wybranych parametrów drogi na ruch modelu pojazdu i jego eksploatację/Impact of the selected road parameters on the motor vehicle motion and maintenance, *Studies & Proceedings of Polish Association for Knowledge Management*, nr 80, 2016.

Zakres: przeprowadzono analizę wpływu wybranych parametrów drogi pokonywanej przez pojazd realizujący manewr przyspieszania oraz pojedynczej zmiany pasa ruchu. Rozważania oparto o badania modelowe. Ze względu na przyjęcie losowo występujących nierówności nawierzchni drogi parametrami decydującymi o ruchu pojazdu, w aspekcie współpracy koła z nawierzchnią drogi, są przede wszystkim prędkość jazdy, współczynnik przyczepności kół do nawierzchni oraz współczynnik korelacji nierówności dla kół lewych i prawych, który przyjęto równy 0 i 1.

Bibliografia: 6 pozycji.

[292] Zalewski J., Wpływ zaburzenia środka masy na stateczność pojazdu przy impulsowym zakłóceniu ruchu prostoliniowego, *Zeszyty Naukowe Polskiego Stowarzyszenia Zarządzania Wiedzą*, nr 70 2014.

Zakres: w artykule przeprowadzono analizę wpływu zaburzenia położenia środka masy modelu matematycznego samochodu na jego stateczność przy nagłym zakłóceniu ruchu prostoliniowego spowodowanym impulsowym obrotem koła kierownicy o kąt 90 stopni, jak również zaburzeniami ruchu pochodzącymi od losowo występujących nierówności nawierzchni drogi. Wybrane aspekty analizy mogą wejść w skład szerszych badań nad bezpieczeństwem ruchu drogowego. Zagadnienie stateczności ruchu modelu matematycznego samochodu rozważano, bazując na definicji stateczności technicznej stochastycznej, analizując prawdopodobieństwo znalezienia się trajektorii pojazdu w określonym obszarze drogi. Podjęto również próbę porównania otrzymanych wyników z definicją stateczności rzeczywistych pojazdów (norma ISO 8855). Badania oparto o symulację ruchu modelu pojazdu w środowisku MSC Adams/Car dla ekstremalnie trudnych warunków drogowych (nawierzchnia oblodzona), przy prędkości 70 km/h, dzięki czemu możliwa była analiza wpływu zarówno parametrów masowo-bezwładnościowych, jak i nawierzchni drogi (problem współpracy kół z nawierzchnią drogi o losowo występujących nierównościach). Wyniki analiz posłużyć mogą również jako element określający uniwersalność prezentowanej metody.

Bibliografia: 8 pozycji.

[293] Zalewski J., Wybrane aspekty wyznaczania parametrów masowo-bezwładnościowych samochodu przed i po wypadku. Selected aspects of determining the mass – inertia parameters of a motor vehicle before and after an accident, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów* 2(98)/2014.

Zakres: w artykule przedstawiono rozważania dotyczące analitycznego podejścia do wyznaczania parametrów masowo-bezwładnościowych modeli samochodów przed i po wypadku, podkreślając zarazem istotność problemu w odniesieniu do pojazdów powypadkowych poddanych naprawie. Analizowano model samochodu osobowego, którego położenie środka masy i momenty bezwładności zostały wyznaczone przy różnych założeniach dotyczących rozkładu mas w pojeździe. Wybrane wielkości porównano z wynikami symulacji komputerowej zderzenia przeprowadzonej w programie PC-Crash 8.0, w wyniku której samochód biorący w niej udział został zdeformowany. Ponieważ nie znaleziono opracowań dotyczących typowych zaburzeń środka masy po wypadku i naprawie, zaproponowano również alternatywną metodę wyznaczania położenia środka masy za pomocą podparcia pojazdu w trzech punktach z wykorzystaniem normalnych reakcji nawierzchni. Takie problemowe podejście może stanowić element diagnostyki w procesie dopuszczania pojazdów powypadkowych do eksploatacji.

Bibliografia: 16 pozycji.

[294] Zhang X., Jin X., Qi W., Guo Y., Vehicle crash accident reconstruction based on the analysis 3D deformation of the auto-body, *Advances in Engineering Software* 39, Elsevier, 2008.

Contents: deformation of the key points on the frontal longitudinal beam and the mudguard could be measured according to the simulation results. These results could be used to train the neural networks adapted back-propagation learning rule. The pre-impact velocity could be obtained by the trained neural networks.

References: 17 positions.

[295] Zheng S., Tang H., Han Z., Zhang Y., Controller design for vehicle stability enhancement, *Control Engineering Practice* 14, Elsevier, 2006.

Contents: vehicle dynamics control system was developed to track desired vehicle behavior. Yaw moment control use was investigated by regulating the wheel slip to improve vehicle handling and stability.

References: 11 positions.

[296] Zhigang H., Liping C., Yonglin Z., Shaoyun S., Weifeng G., Wavelet Analysis on Nonstationary Random Road Irregularities, *Advanced Materials Research*, Vol 346 (2012). Contents: non-stationary random road time domain modeling as time-frequency analysis. Non-stationary road characteristics obtained basing on PSD of the stationary measured road irregularities.

References: 6 positions.

[297] Zieliński A., *Konstrukcja nadwozi samochodów osobowych i pochodnych*, WKŁ, Warszawa 2003.

Zakres: zagadnienia ogólne (znaczenie, funkcja, historia, ewolucja i klasyfikacje nadwozi); budowa nadwozi (budowa ogólna – wymiary, wielkości charakterystyczne, architektura, aerodynamika, bezpieczeństwo, dokumentacja, projektowanie, obliczenia); ogólna budowa nadwozi pochodnych od nadwozi samochodów osobowych; rozwiązania konstrukcyjne zespołów nadwozi (struktury nośne, materiały, wymagania montażowe, elementy wyposażenia, bezpieczeństwo); uzupełnienia (zarys technologii produkcji, zagadnienia eksploatacyjne, tendencje rozwojowe).

Bibliografia: 51 pozycji.

[298] Zou T., Yu Z., Cai M., Liu J., Analysis and application of relationship between post-braking-distance and throw distance in vehicle–pedestrian accident reconstruction, *Forensic Science International* 207, Elsevier, 2011.

Contents: two useful formulas in vehicle–pedestrian accident reconstruction obtained; the first one used to calculate impact speed according to throw distance, the other describes the relationship between post-braking-distance and throw distance. All results have shown that conclusions obtained in the article are useful in vehicle–pedestrian accident reconstruction.

References: 19 positions.

ISBN 978-83-7789-516-0