

AUTOREFERAT

Załącznik nr 2

do wniosku o wszczęcie postępowania habilitacyjnego
w dziedzinie nauk technicznych
w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn

dr inż. Mirosław Gidlewski
Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
Wydział Mechaniczny
Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny w Radomiu
ul. Chrobrego 45
26-600 Radom

Radom, 29 marzec 2019

1. Imię i nazwisko

Mirosław Gidlewski

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe/ artystyczne – z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej

magister inżynier mechanik: Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, specjalność: Samochody i ciągniki, kwiecień 1979 r.

doktor nauk technicznych: Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, dyscyplina naukowa: Mechanika, specjalność: Dynamika pojazdów, marzec 1993 r.

Tytuł rozprawy doktorskiej: „*Modelowanie dynamiki samochodu do badań kierowalności i stateczności ruchu*”.

Promotor: *prof. dr hab. inż. Jan OSIECKI*

Recenzenci: *prof. dr hab. inż. Adam KLECZKOWSKI,*
prof. dr hab. inż. Leon PROCHOWSKI

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

- | | |
|---------------------|---|
| 1980-1983 | asystent stażysta, później asystent w Instytucie Teorii Konstrukcji i Urządzeń Transportowych, od 1982r w Centrum Uczelniano Przemysłowym Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Radomiu; |
| 1983-1993 | starszy asystent w Centrum Uczelniano Przemysłowym, od 1986 w Instytucie Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Radomiu; |
| 1993- nadal | adiunkt w Instytucie Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Radomiu, od 1996r Politechniki Radomskiej, od 2012r Uniwersytetu Technologiczno-Humanistycznego w Radomiu; |
| 1998-2008 | wykładowca w Wyższej Szkole Biznesu w Radomiu, od 2002r. prodziekan, od 2004r dziekan Wydziału Nauk Technicznych; |
| 2009 - nadal | Przemysłowy Instytut Motoryzacji w Warszawie; kierownik Centrum Rzecznawstwa Samochodowego i Szkoleń. |

4. Wykaz publikacji stanowiących osiągnięcie naukowe, o którym mowa w art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2016 r., poz. 882 ze zm. w Dz. U z 2016 r. poz. 1311)

A. Tytuł osiągnięcia naukowego

Modelowanie i badania procesu nagłej zmiany pasa ruchu samochodu ciężarowego wyposażonego w system wspomagania kierowcy umożliwiającą uniknięcie zderzenia z przeszkodą

B. Publikacje lub inne prace wchodzące w skład osiągnięcia naukowego

Osiągnięcie naukowe stanowi cykl 20 powiązanych tematycznie publikacji i innych prac z lat 1995-2019 (5 prac samodzielnych i 15 prac we współautorstwie) oraz cykl 19 powiązanych tematycznie publikacji uzupełniających z lat 1995-2016 (12 prac samodzielnych i 7 prac we współautorstwie).

Publikacje i inne prace związane bezpośrednio z osiągnięciem naukowym

(w porządku chronologicznym)

G_1	Gidlewski M. (1995) Model do badań kierowalności i stateczności ruchu samochodów z nadwoziami o dużej sztywności. Biuletyn WAT nr 3/4. Str. 39-58. (Gidlewski M. – udział 100%).
G_2	Gidlewski M. (2004) Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego nr 8 T07C 009 20 pt „Mechanika ruchu krzywoliniowego samochodu ciężarowego w krytycznych sytuacjach drogowych”. Politechnika Radomska – praca niepublikowana. Str. 1-133 +5 załączników. (Gidlewski M. – udział 100%)
G_3	Gidlewski M. (2007) Model of a dual axis heavy truck for handling studies in complex road situations. Conference Paper. FISITA 11 th European Automotive Congress. Budapeszt, Węgry. Str. 1-10. (Gidlewski M. – udział 100%).
G_4	Gidlewski M. (2011) Opportunities to Investigate the Steering System to Improvement of Truck Driving Properties under Critical Road Conditions. Archives of Transport nr 3. Str. 285-290. (Gidlewski M. – udział 100%).
G_5	Gidlewski M. (2015) Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego Nr NN 509 56843 pt. „Analiza możliwości wykorzystania elektrycznego układu kierowniczego do poprawy własności jezdnych samochodu ciężarowego w krytycznych sytuacjach drogowych”. UTH Radom – praca niepublikowana. Str.1-109 + 3 załączniki. (Gidlewski M. – udział 100%).
G_6	Gidlewski M., Żardecki D. (2015) Automatic Control of Steering System During Lane Change. ESV Paper Number 15-0106. 24th ESV International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. Goteborg, Szwecja. Dostępny w Internecie: www.nhtsa.gov/ESV . Str. 1-12. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_7	Dziewiecki M., Gidlewski M. (2015) Limitations of Use of an Inertial Positioning System in a Truck During a Maneuver of Avoiding a Suddenly Appearing Obstacle. ESV Paper Number 15-0341. 24th ESV International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. Goteborg, Szwecja. Dostępny w Internecie: www.nhtsa.gov/ESV . Str. 1-9. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_8	Gidlewski M., Jemioł L., Żardecki D. (2016) Simulation Investigation of the Dynamics of the Process of Sudden Obstacle Avoiding by a Motor Vehicle. The Archives of Automotive Engineering. Vol. 73, No 3. Str. 31-47. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_9	Gidlewski M., Żardecki D. (2016) Simulation-Based Sensitivity Studies of a Vehicle Motion Model. Conference Paper. 20th International Scientific Conference Transport Means 2016 Juodkrante, Litwa. Konferencja indeksowana w bazach WoS i Scopus. Str. 236-240. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_10	Gidlewski M., Żardecki, D. (2017) Linearization of the Lateral Dynamics Reference Model for the Motion Control of Vehicles. Mechanics Research Communications No. 82. IF 1,640. Str. 49-54. (Gidlewski M. – udział 50%).

G_11	Gidlewski M. , Jankowski K.; Muszyński A.; Żardecki D. (2017) Vehicle Lane Change Automation with Active Steering – Theoretical Studies and Numerical Investigations. SAE Paper 2017-01-1555. Str. 1-11. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_12	Gidlewski M. , Jemioł L., Żardecki D. (2017) Sensitivity Investigations of Lane Change Automated Process. Conference Paper. 23 rd International Conference ENGINEERING MECHANICS. Svratka, Czechy. Konferencja indeksowana w bazie WoS. Str. 330-333. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_13	Gidlewski M. , Żardecki D. (2017) Simulation Investigations of Lane Change Process with Automatic Steering System. ESV Paper Number 17-0200. 25 th ESV International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. Detroit, USA. Dostępny w Internecie: www.nhtsa.gov/ESV . Str. 1-7. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_14	Gidlewski M. , Jemioł L., Żardecki D. (2017) Simulation-based Investigations of Automated Lane Change Process. Conference Paper. 21 th International Scientific Conference. Transport Means. Juodkrante, Litwa. Str. 430-335. Konferencja indeksowana w bazie Scopus. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_15	Gidlewski M. , Jemioł L., Żardecki D. (2017) Simulation Research on the Process of Lane Change by a Motor vehicle Steered in an Open and Closed-loop System. Conference Paper. 23 rd International Conference on Urban Transport and the Environment. Rzym, Włochy. Konferencja indeksowana w bazach WoS i SCOPUS . Artykuł opublikowany w Transaction Series: WIT Transactions on The Built Environment. Transaction Volume 176/2017. Str. 182-192. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_16	Gidlewski M. , Jemioł L., Żardecki D.:(2018) A Concept of the Automatization of Dangerous Driving Manoeuvres. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 25 No. 1. Str. 111-122. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_17	Gidlewski M. , Jemioł L., Żardecki D. (2018) Selected Issues of Control of the Process of Sudden Obstacle Avoidance by a Car. Conference Paper. 11 th International Scientific and Technical Conference on Automotive Safety. Casta Papiernicka, Słowacja. Konferencja indeksowana w bazach WoS i SCOPUS. Artykuł opublikowany przez IEEE. Str. 1-7. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_18	Gidlewski M. , Jemioł L., Żardecki D. (2018) Sensitivity Investigations of the Automated Lane-change Manoeuvre – Selected Issues. Journal of Systems and Control Engineering. IF 0,988. Artykuł opublikowany online w czerwcu 2018, doi.org/10.1177/0959651818783081 , w druku ukaże się w 2019r., Vol. 233(4). Str. 360-369. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_19	Gidlewski M. , Jemioł L., Żardecki D. (2018) Selected Problems of Automatic Obstacle Avoiding. Conference Paper. International Automotive Conference KONMOT. Kraków, Polska. Konferencja indeksowana w bazie Scopus. Artykuł opublikowany w IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 421. Paper Number 032009. Str. 1-12. (Gidlewski M. – udział 50%).
G_20	Gidlewski M. , Jemioł L., Żardecki D. (2019) Impact of the Controller Algorithm on the Effect of Motor Vehicle Steering During a Lane-change Manoeuvre. Conference Paper. First International Nonlinear Dynamics Conference NODYCON 2019. Rzym, Włochy. Str. 1-8. (Gidlewski M. – udział 50%).

Publikacje uzupełniające związane osiągnięciem naukowym
(w porządku chronologicznym)

U_1	Gidlewski M. (1995) Rezultaty badań weryfikacyjnych modelu samochodu ciężarowego. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej nr 3. Str. 113-126. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_2	Gidlewski M. (1995) Analiza wpływu sztywności nadwozia samochodu ciężarowego na jego charakterystyki stateczności i kierowności. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej nr 3. Str. 137-144. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_3	Gidlewski M. (1995) Wpływ położenia środka masy na zachowanie się samochodu ciężarowego w ruchu krzywoliniowym. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej nr 4. Str. 5-20. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_4	Gidlewski M. (1997) Ustalony ruch po okręgu samochodu ciężarowego - weryfikacja modelu obliczeniowego. Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN o/Kraków. Zeszyt nr 12. Str. 31-36. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_5	Gidlewski M. (1998) Model samochodu osobowego i model samochodu ciężarowego do symulacji ruchu krzywoliniowego. Zeszyty Naukowe Mechanika nr 64. Politechnika Świętokrzyska. Kielce. Str. 43-50. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_6	Gidlewski M. (1998) Wpływ rodzaju nadwozia i stanu obciążenia na charakterystyki stateczności i kierowności samochodu ciężarowego. Czasopismo Techniczne Mechanika. Zeszyt nr 6-M. Politechnika Krakowska. Kraków. Str.71-80. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_7	Gidlewski M. (1998) Charakterystyki stateczności i kierowności samochodu ciężarowego średniej ładowności z burtą samozaładowczą. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowo - Techniczna AUTOPROGRES '98, Jachranka k/ Warszawy. Materiały konferencyjne Tom 1. Str.170-179. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_8	Gidlewski M. (2001) Model do badań własności jezdnych trzyosiowego samochodu ciężarowego. V Konferencja Komputerowe Systemy Wspomagania Nauki, Przemysłu i Transportu TRANSCOMP. Zakopane. Materiały konferencyjne. Str. 233-240. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_9	Gidlewski M. (2002) Oddziaływanie oscylacji momentu tarcia w hamulcach na obciążenia dynamiczne w zawieszeniu przednim samochodu ciężarowego. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej nr 1. Str. 49-64. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_10	Gidlewski M. (2002) Hamowanie awaryjne dwuosiowego samochodu ciężarowego w czasie jazdy na wprost. Zeszyty Naukowe Mechanika nr 76. Politechnika Świętokrzyska. Kielce. Str. 179-190. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_11	Gidlewski M. (2002) Badanie dynamiki ruchu dwuosiowego samochodu ciężarowego w czasie hamowania. VIII Posiedzenie Komitetu Budowy Maszyn PAN. Mechanika. Prace Naukowe nr 1. Politechnika Radomska. Str. 219- 240. (Gidlewski M. – udział 100%).
U_12	Gidlewski M. (2002) Model dynamiki dwuosiowego samochodu ciężarowego. Transport. Prace Naukowe nr 1/2002. Politechnika Radomska. Str. 189-194. (Gidlewski M. – udział 100%).

U_13	Gidlewski M., Luty W. (2003) Porównanie właściwości koła pojedynczego i koła bliźniaczego w aspekcie współpracy z podłożem w ruchu krzywoliniowym samochodu. Transport. Prace Naukowe nr 1/2003. Str. 145-152. Politechnika Radomska. (Gidlewski M. – udział 50%).
U_14	Gidlewski M., Luty W. (2003) Badanie wpływu konstrukcji bieżnika opony w aspekcie modelowania współpracy ogumienia z podłożem. Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN o/Kraków. Zeszyt Nr 26-27. Kraków . Str. 115-120. (Gidlewski M. – udział 50%).
U_15	Gidlewski M., Luty W. (2004) Badanie ogumienia samochodu ciężarowego w warunkach dynamicznego hamowania podczas toczenia ze znoszeniem bocznym. Zeszyty Naukowe Mechanika nr 79. Str. 183-192. Politechnika Świętokrzyska. Kielce. (Gidlewski M. – udział 50%).
U_16	Gidlewski M., Kochanek H., Posuniak P. (2012) Metody wspomagania kierowcy w krytycznych sytuacjach drogowych. TTS Technika Transportu Szynowego nr 9. Str. 4551-4562. (Gidlewski M. – udział 50%).
U_17	Gidlewska G., Gidlewski M., Kochanek H. (2013) Metody pozycjonowania samochodu ciężarowego na jezdni w czasie automatycznego omijania nagle pojawiającej się przeszkody. TTS Technika Transportu Szynowego nr 10. Str. 3569-3574. (Gidlewski M. – udział 50%).
U_18	Gidlewski M., Jemioł L. (2016) Badanie własności jezdnych nieobciążonego samochodu ciężarowego średniej ładowności. Autobusy nr 12. Str. 937-940. (Gidlewski M. – udział 50%).
U_19	Gidlewski M., Jemioł L., Żardecki D. (2016) Dynamika procesu nagłego omijania przeszkody przez samochód. X International Science-Technikal Conference Automotive Safety Kielce. Referat problemowy, zamawiany. Materiały konferencyjne. Str. 70-86. (Gidlewski M. – udział 50%).

C. Omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.

C.1 Wprowadzenie

Tematyką związaną z bezpieczeństwem pojazdów i ruchu drogowego, a w szczególności zagadnieniami dynamiki poprzecznej samochodów zajmuję się od ponad 30 lat. W 1993 roku obroniłem pracę doktorską, w której przygotowałem wielomasowy, przestrzenny model dynamiki poprzecznej samochodu osobowego oraz zestaw programów komputerowych do symulacji ruchu pojazdu. Opracowany model i programy stanowiły dogodne narzędzie do prowadzenia wszechstronnych badań symulacyjnych w zakresie krzywoliniowego ruchu samochodu.

Po uzyskaniu stopnia doktora, w latach 1994-2001, wykonałem kilka samodzielnych zadań naukowo-badawczych w ramach projektu celowego (nr 793/C.S6-7/93 pt. „Badania symulacyjne modelu samochodu STAR 1142”) i dwóch projektów badawczych własnych (nr 7 S101 002 05 pt. „Model fizyczny i matematyczny samochodu dostawczego i ciężarowego z nadwoziem o dużej sztywności” oraz nr 9T12C02416 pt. „Modernizacja systemu wyrzutni BM-21”). Pracując w/w projektach opracowałem model samochodu ciężarowego oraz zgromadziłem wyniki badań eksperymentalnych, które umożliwiły częściową weryfikację eksperymentalną opracowywanego modelu pojazdu oraz modeli jego podzespołów, a także przygotowanych programów komputerowych. Dzięki merytorycznej współpracy z zespołami badawczymi Instytutu Pojazdów i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej, Instytutu Pojazdów Mechanicznych WAT oraz

Zakładów Starachowickich STAR S. A. zdobyłem wiedzę i doświadczenie pozwalające na modyfikacje i doskonalenie opracowywanych modeli oraz przystosowywanie ich do specyficznych właściwości samochodów ciężarowych średniej ładowności.

W tym okresie zrealizowałem następujące zadania:

1. Budowa modelu fizycznego i matematycznego samochodu ciężarowego średniej ładowności [G_1, U_1, U_5, U_12].
2. Symulacja ruchu samochodu ciężarowego STAR 1142 w czasie wykonywania wybranych manewrów jezdnych [U_2, U_3, U_4, U_6, U_7].
3. Budowa modelu i badania symulacyjne przedprototypu samochodu STAR 1466 [U_8].
4. Badania symulacyjne dynamicznego oddziaływania momentu tarcia w hamulcach na układ jezdny i układ kierowniczy samochodu STAR 1142 [U_9, U_10, U_11].

W latach 2001-2003 kierowałem projektem badawczym własnym nr 8 T07C 009 20 zamówionym przez Komitet Badań Naukowych pt: "Mechanika ruchu krzywoliniowego samochodu ciężarowego w krytycznych sytuacjach drogowych" [G_2]. Zrealizowany projekt został przy odbiorze bardzo dobrze oceniony – ocena: znakomity. W ramach projektu badawczego samodzielnie lub we współpracy z wykonawcami projektu zrealizowałem następujące zadania:

1. Opracowałem ostateczną wersję modelu dwuosowego samochodu ciężarowego średniej ładowności przystosowaną do badań kierowności i stateczności tego rodzaju pojazdów [G_2, G_3].
2. Zmodyfikowałem i wspólnie z kilkusobowym zespołem sprawdziłem wyprowadzone wcześniej równania ruchu samochodu oraz równania więzów kinematycznych i geometrycznych [G_2].
3. Opracowałem pakiet programów komputerowych umożliwiających symulację ruchu samochodu w dowolnie złożonych sytuacjach drogowych z uwzględnieniem sterowania ze strony kierowcy i uczestniczyłem w ich uruchomieniu [G_2].
4. Opracowałem program dodatkowych lecz niezbędnych badań eksperymentalnych zespołów i elementów samochodu STAR 1142 i uczestniczyłem w ich realizacji. Na podstawie uzyskanych wyników wyznaczyłem wartości niektórych parametrów modelu samochodu, uważane dotychczas za niepewne [G_2].
5. Wprowadziłem do modelu pojazdu model współpracy koła ogumionego z nawierzchnią jezdni, umożliwiający ruch modelu samochodu w stanach granicznych i w stanie pełnego poślizgu „z zarzucaniem”.
6. Opracowałem program szerokich i wszechstronnych badań stanowiskowych kół dużego rozmiaru i uczestniczyłem w ich realizacji. Wyniki badań zrealizowanych w Instytucie Pojazdów Mechanicznych WAT pozwoliły wyznaczyć wartości parametrów modelu opony [G_2, U_13, U_14, U_15].
7. Opracowałem program badań i uczestniczyłem w realizacji badań drogowych samochodu STAR 1142 służących weryfikacji eksperymentalnej opracowanego modelu pojazdu. Badania drogowe przeprowadzono w wyjątkowo szerokim, niespotykanym w Polsce, zakresie. Badano zachowania samochodu w stanach ustalonych (jazda po okręgu) i nieustalonych (szybki obrót kołem kierownicy w czasie jazdy na wprost, hamowanie w czasie jazdy na wprost i w czasie jazdy po łuku wybranych lub wszystkich kół jezdnych). W trakcie badań mierzono przebiegi kilkudziesięciu wielkości opisujących parametry ruchu poszczególnych mas pojazdu. Porównanie wyników badań drogowych i wyników, przeprowadzonych w tych samych warunkach ruchu, badań modelowych pozwoliło na uściślenie wartości

niepewnych parametrów modelu samochodu. W rezultacie uzyskano bardzo dobrą zgodność wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych [G_2, G_3].

8. Przeprowadziłem badania symulacyjne samochodu ciężarowego dla samochodu nieobciążonego i w pełni obciążonego na suchym i mokrym asfalcie w czasie jazdy po okręgu w warunkach ustalonych i nieustalonych. Wyniki badań symulacyjnych pozwoliły wyznaczyć graniczne wartości parametrów ruchu samochodu w czasie jazdy po łuku oraz wskazały sygnały, których przebiegi należy obserwować i analizować w celu automatycznego sterowania pracą siłowników hamujących każdego koła oraz pracą sterownika silnika samochodu. Opracowałem procedury analizy tych sygnałów. Tym samym została przygotowana koncepcja układu elektronicznej stabilizacji jazdy (ESP- elektronic stability control) dla samochodu ciężarowego [G_2].

W latach 2010-2015 kierowałem projektem badawczym własnym Nr N N509 568439 pt.: „Analiza możliwości wykorzystania elektrycznego układu kierowniczego do poprawy własności jezdnych samochodu ciężarowego w krytycznych sytuacjach drogowych” [G_5], zamówionym przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego. Zrealizowany projekt został pozytywnie oceniony.

W ramach projektu badawczego samodzielnie lub we współpracy z wykonawcami projektu zrealizowałem następujące zadania:

1. Zmodyfikowałem i przystosowałem do potrzeb projektu opracowany wcześniej autorski model dwuosioowego samochodu ciężarowego średniej ładowności. Model ten został wykorzystany w projekcie [G_5] i w wielu publikacjach [G_6, G_8 - G_20] jako wirtualny obiekt sterowania.
2. Zmodyfikowałem i przystosowałem do potrzeb projektu (we współpracy z prof. Dariuszem Żardeckim) jednośladowy („rowerowy”) model pojazdu (równania ruchu i transmitancje). Udowodniono, że przy niewielkich i krótkotrwałych zaburzeniach ruchu (z takimi wymuszeniami mamy do czynienia podczas omijania przeszkody) dopuszcza się zlinearyzowanie równań ruchu modelu pojazdu [G_10]. Zlinearyzowany model „rowerowy” samochodu wykorzystano w projekcie [G_5] i w wielu publikacjach do generowania przebiegów referencyjnych [G_6, G_8 - G_20], a w zredukowanej formie do syntezy algorytmu sterowania „elektryczną kierownicą” [G_7, G_10, G_11, G_18].
3. Opracowałem program i uczestniczyłem w realizacji badań stanowiskowych opon dużego rozmiaru na nawierzchniach charakteryzujących się różnymi wartościami współczynnika przyczepności. W badaniach wyznaczono charakterystyki: sprężystości bocznej i obwodowej, odporności na boczne znoszenie oraz długości drogi nabiegania opony Continental 255/70 R 22.5 na różnych rodzajach nawierzchni drogowych [G_5].
4. Opracowałem program i uczestniczyłem w realizacji badań stanowiskowych klasycznego układu kierowniczego samochodu ciężarowego Star 1142 w czasie szybkich obrotów koła kierownicy wg zadanych przebiegów. Wyniki badań pozwoliły wyznaczyć przesunięcia czasowe przebiegów kątów skrętu kół kierowanych w stosunku do przebiegu kąta obrotu koła kierownicy, siły działające w drążku wzdłużnym i poprzecznym mechanizmu zwrotniczego oraz w drążku kierowniczym mechanizmu kierowniczego, maksymalne wartości prędkości kątowej wałka kierowniczego możliwe do zrealizowania w praktyce przez kierowcę lub silnik elektryczny [G_5].
5. Przeprowadziłem badania symulacyjne własności jezdnych samochodu ciężarowego w czasie wykonywania różnych manewrów jezdnych dla różnych stanów obciążenia skrzyni ładunkowej, różnych rodzajów nawierzchni drogi i różnych prędkości jazdy.

Badania pozwoliły ustalić scenariusze utraty stateczności oraz określić graniczne wartości parametrów ruchu pojazdu, przy których występowała niestateczność jego ruchu. Wyniki badań wykorzystano w trakcie przygotowywania koncepcji i opracowywania systemu wspomagania kierowcy podczas omijania nagle pojawiającej się przeszkody w granicznych warunkach ruchu samochodu [G_4, G_5, G_6, G_8].

6. Opracowałem (we współpracy z prof. Dariuszem Żardeckim) model systemu wspomagania kierowcy samoczynnie sterującego obrotem wałka kierownicy w manewrze gwałtownej zmiany pasa ruchu. Model systemu asystenckiego bazuje na znacząco uproszczonym modelu „rowerowym” pojazdu stanowiącym model referencyjny i obejmuje układ dwóch regulatorów typu Kalmana korygujących referencyjny sygnał sterujący [G_5, G_6, G_8 - G_10].
7. Opracowałem (we współpracy z dr inż. Hanną Kochanek) metodę obliczania minimalnej odległości samochodu od przeszkody, pozwalającej na skuteczne ominięcie przeszkody przez samochód dla zadanych: prędkości jazdy, rodzaju nawierzchni drogi i stanu obciążenia skrzyni ładunkowej pojazdu [G_5, G_19, U_16].
8. Opracowałem procedurę inicjowania działania systemu asystenckiego przy omijaniu nagle pojawiającej się przeszkody [G_5].
9. Opracowałem metodę generowania referencyjnych przebiegów: kąta obrotu koła kierownicy, toru ruchu środka masy oraz kąta odchylenia pojazdu przy wykonaniu manewru nagłej zmiany pasa ruchu [G_5].
10. Przeprowadziłem (we współpracy z dr inż. Michałem Dziewieckim) analizę możliwości wykorzystania czujników inercyjnych przyspieszenia wzdłużnego i poprzecznego oraz prędkości odchylenia do pozycjonowania samochodu na jezdni w czasie wykonywania manewru omijania przeszkody [G_7].
11. Opracowałem (wspólnie z zespołem) metody śledzenia pozycji pojazdu na jezdni w czasie za pomocą umieszczonych na pojeździe nadajników wysyłających sygnały laserowe do odbiorników tych sygnałów umiejscowionych na liniach ograniczających pasy ruchu [U_17].
12. Przeprowadziłem gruntowne badania symulacyjne w układzie zamkniętym (z wykorzystaniem opracowanego systemu asystenckiego do sterowania układem kierowniczym) polegające na omijaniu nagle pojawiającej się przeszkody na możliwie najkrótszej drodze przez samochód ciężarowy. Celem badań była weryfikacja i walidacja przyjętych rozwiązań opracowanej koncepcji systemu wspomagania kierowcy w zróżnicowanych warunkach drogowych i eksploatacyjnych [G_5, G_6, G_8 - G_10, U_18, U_19]. Praktycznie były to badania wrażliwości systemu asystenckiego na zmiany wartości parametrów samochodu i drogi.

Po zakończeniu projektu, w latach 2016 – 2018, kontynuowałem (wspólnie z prof. Dariuszem Żardeckim i mgr inż. Leszkiem Jemiołem) badania modelowe zmierzające do doskonalenia funkcjonowania opracowanego systemu asystenckiego do samoczynnego sterowania układem kierowniczym samochodu ciężarowego [G_11 – G_20]. Były to m.in. badania wrażliwości systemu wspomagania kierowcy na inercję w układzie kierowniczym oraz na błędy i zakłócenia pomiarowe.

C.2 Cel naukowy ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.

Postępujący nieustannie rozwój motoryzacji niesie ze sobą również negatywne skutki, z których jednym z ważniejszych są wypadki drogowe. W ich wyniku powstają znaczne straty społeczne i gospodarcze. Problem ten stał się poważnym zagrożeniem dla zdrowia publicznego i zagadnieniem społecznym o bardzo dużym znaczeniu.

Wypadek drogowy jest zwykle konsekwencją nieprawidłowej pracy jednego lub więcej ze składników biologicznego układu sterowania Kierowca - Pojazd - Otoczenie, lub złego współdziałania między nimi. Najbardziej zawodnym elementem systemu jest człowiek z powodu ograniczonych zdolności i możliwości zarówno fizycznych jak i psychicznych. Powszechnie uważa się zatem, że należy coraz bardziej ograniczać rolę kierowcy w kierowaniu pojazdem dążąc konsekwentnie do pojazdu w pełni autonomicznego, w którym kierowca stanie się niepotrzebny.

Współcześnie, wiele ośrodków akademickich i przemysłowych prowadzi intensywne badania nad pojazdami autonomicznymi. Badania te obejmują różne dziedziny, w tym automatykę i robotykę, informatykę, mechatronikę i inżynierię mechaniczną. Uzasadnieniem prowadzonych badań są wielorakie zalety pojazdów autonomicznych, takie jak poprawa bezpieczeństwa ruchu drogowego, zwiększenie efektywności i minimalizacja kosztów transportu, zwiększenie przepustowości dróg, zwiększenie komfortu i skrócenie czasu podróży, zmniejszenie emisji spalin, zmniejszenie zużycia paliwa oraz zdecydowane zwiększenie dostępności środków transportu, a przez to mobilności, co jest szczególnie istotne w przypadku osób starszych i niepełnosprawnych. Jednak mimo znacznych nakładów na badania w tym zakresie wprowadzenie do powszechnej eksploatacji w pełni zautomatyzowanych pojazdów nadal stanowi kwestię otwartą. Do rozwiązania pozostaje bowiem wiele problemów i to nie tylko technicznych, ale również społecznych i prawnych.

Międzynarodowa norma SAE^A wyróżnia sześć poziomów automatyzacji kierowania samochodem, począwszy od braku automatyzacji (poziom 0) do pełnej automatyzacji (poziom 5). Poziomy te są scharakteryzowane w normie raczej opisowo niż normatywnie oraz bardziej techniczne niż prawnie. Nie sugerują one żadnej określonej kolejności wprowadzania na rynek. Kluczowa różnica występuje pomiędzy 2 i 3 poziomem automatyzacji. Na poziomie 2 kierowca obserwuje otoczenie i samodzielnie kieruje pojazdem, a wykonywanie zadań ułatwiają mu mniej lub bardziej liczne układy monitorujące drogę lub wspomagające niektóre jego działania. Na poziomie 3 to zautomatyzowany układ jest w pełni odpowiedzialny za kierowanie pojazdem we wszystkich aspektach związanych z prowadzeniem samochodu, a kierowca przejmuje kierowanie samochodem tylko w sytuacjach awaryjnych, na wyraźne żądanie zautomatyzowanego układu. Większość nowoczesnych samochodów osiągnęła częściową automatyzację na poziomie 2.

Przedłużający się okres wprowadzenia do eksploatacji samochodów w pełni autonomicznych, a także dynamiczny rozwój rozmaitych typów sterowników, aktuatorów, czujników i urządzeń monitorujących, mikroprocesorów, sieci i technologii telekomunikacyjnych sprzyjają powstawaniu coraz bardziej efektywnych systemów

^ASAE J 30016 (2018) Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles.

wspomagających działania kierowcy związane z kierowaniem pojazdu^{B,C,D}. Pierwsze systemy wspomagania kierowcy zaczęto wprowadzać seryjnie do pojazdów ponad 30 lat temu. Wraz z coraz szerszym stosowaniem różnego rodzaju systemów wspomagających w samochodach wielu marek upowszechniła się alternatywna ich nazwa „systemy asystenckie”^E. Systemy asystenckie wspomagają kierowcę poprzez przekazywanie mu istotnych informacji o ruchu, poprzez ostrzeganie o zagrożeniach i nakazywanie koniecznych działań lub poprzez ograniczanie i korygowanie nieprawidłowego wykorzystania układów sterujących samochodem. W ostatnich latach znaczący wysiłek w ośrodkach badawczych położony jest na rozwój systemów asystenckich pozwalających na unikanie kolizji i wypadków drogowych w krytycznych sytuacjach jezdnych dla wybranych scenariuszy sytuacji zagrożenia wypadkowego.

Kierowanie pojazdem drogowym stanowi złożony proces dynamiczny, w którym kierowca realizuje kolejne pojawiające się zadania. Zadania te wynikają z bieżących warunków jazdy oraz z sytuacji drogowej i charakteryzują się różnym stopniem trudności, a także różnymi sposobami realizacji. Do stosunkowo łatwych zaliczyć można stabilizację ustalonego ruchu pojazdu w obecności zakłóceń (nierówności drogi, podmuchy wiatru itd.), czy też nadążanie za zadaniem przez linie ograniczające jezdnię torem jazdy. Do trudniejszych i wymagających stosowania bardziej zaawansowanych algorytmów kierowania zaliczyć należy manewry (np. parkingowe), gdy kierowca musi zadawać na bieżąco pożądaną trajektorię ruchu i jednocześnie ją realizować, wykorzystując w tym zasady regulacji. Najtrudniejszymi zdają się być nagłe manewry wykonywane z dużymi prędkościami jazdy^F. W tak ekstremalnych warunkach dynamicznych pojazdowi zagraża utrata stateczności kierunkowej, a w przypadku samochodu ciężarowego również wywrócenie na bok. Jak pokazuje praktyka, w takich krytycznych sytuacjach drogowych, doświadczony kierowca zmuszony jest działać intuicyjnie (niemal „na ślepo”, ale wg sprawdzonych i wyuczonych wcześniej wzorców).

Długoletnia praca jako biegłego sądowego w zakresie rekonstrukcji wypadków drogowych utwierdziła mnie w przekonaniu, że wielu kierowców w sytuacjach krytycznych nie potrafi prawidłowo wybrać, a następnie bezpiecznie i skutecznie zrealizować właściwego manewru obronnego, co w konsekwencji prowadzi do kolizji lub wypadku drogowego. Ta konstatacja znacząco wpłynęła na moje prace naukowo-badawcze w zakresie doskonalenia bezpieczeństwa czynnego pojazdów.

Modelowanie kierowcy stanowi ważny element badań nad samochodem autonomicznym. Podejmując syntezę układów automatycznego kierowania samochodem, należy mieć na uwadze modele matematyczne, które opisują działanie kierowcy w różnych, także bardzo trudnych sytuacjach drogowych. Modele te muszą nie tylko adekwatnie opisywać funkcjonowanie kierowcy, ale także muszą być obliczeniowo efektywne i zapewniać rozwiązywanie zadań kierowania w czasie rzeczywistym (on-line). Literatura naukowa poświęcona modelowaniu kierowcy pojazdu drogowego jest bardzo

^BDoi S. et. al. (1998) Evaluation of active safety performance of Man-vehicle system. Proceedings of 16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Windsor, Ontario, Canada, 1998, pp 395-401.

^CStańczyk T.L., Systemy wspomagania pracy kierowcy. Zeszyty Instytutu Pojazdów Politechnika Warszawska SiMR, Warszawa 1998, s. 31 – 45.

^DWicher J. (2012) Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego. WKiŁ, Warszawa.

^EStańczyk T.L. (2013) Działania kierowcy w sytuacjach krytycznych. Badania eksperymentalne i modelowe. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej. Kielce, 2013, s. 160.

^FProchowski L. (2016) Mechanika ruchu. WKiŁ Warszawa,

bogata. Świadczą o tym dość liczne prace naukowe np. ^{G,H,I,J,K,L}. Dostrzec w nich można interdyscyplinarne motywacje i sposoby podejścia do tematu wykorzystujące różne narzędzia matematyczne (równania różniczkowe, transmitancje, układy logiczne, sieci neuronowe ...). Należy zauważyć, że pierwsze znaczące prace sięgające połowy dwudziestego wieku traktowały kierowcę jako model liniowy o jednym stopniu swobody. Obecnie rozwijane modele umożliwiają bardziej kompleksowy opis kierowcy jako sterownika funkcjonującego w niestacjonarnym, losowo zmiennym układzie o wielu wejściach i o wielu wyjściach. Rozbudowanymi modelami kierowcy obejmującymi percepcję sytuacji, planowanie trajektorii, sterowanie i koordynację działań sterujących stają się modele kierowcy (wraz z aktuatorami, czujnikami i urządzeniami monitorującymi) przewidywane dla pojazdów autonomicznych^M. Literatura przedmiotowa poświęcona teorii i technice takich autonomicznych układów kierowania pojazdem jest dziś niezwykle obszerna o czym świadczą np. publikacje^{N,O}. Artykuły i referaty konferencyjne uzupełniane są przez dostępne w Internecie prace doktorskie^P.

Mimo zalewu informacji na temat automatycznego kierowania samochodem, ze względu na konkurencję ośrodków badawczych i znaczenie militarne, wiele istotnych szczegółów (zwłaszcza tych na poziomie opisów algorytmów sterowania) ma charakter niejawny. Modelowanie kierowcy stanowi więc nadal otwarty i bardzo atrakcyjny temat poszukiwań i opracowań naukowych, nawet jeśli jest on zawężony do wycinkowych zagadnień.

Jednym z podstawowych manewrów stosowanych w kierowaniu samochodem jest manewr zmiany pasa ruchu. Na bazie tego manewru komponowane są manewry złożone np. wyprzedzania, czy też omijania. Manewr zmiany pasa ruchu jest szczególnie trudny i niebezpieczny, gdy dokonywany jest w sposób nagły, czyli z bardzo szybkimi obrotami koła kierownicy raz w jedną, raz w drugą stronę i przy dużej prędkości jazdy. Taka sytuacja może wystąpić, gdy na pasie ruchu pojazdu pojawia się nagle obiekt w odległości mniejszej niż droga potrzebna do wyhamowania samochodu, a sąsiedni pas ruchu jest wolny. Manewr ten jest trudny do wykonania szczególnie dla kierowcy z niewielkim doświadczeniem. Trudności stwarza również automatyzacja takiego manewru. Wymaga bowiem sterowania obiektem o dynamice niestabilnej i wrażliwej na zmiany parametrów, którego trajektoria ruchu podlega ostrym ograniczeniom. W warunkach dużych prędkości samochód musi być traktowany jako układ dynamiczny pracujący w zmiennych warunkach roboczych (ze względu na zmiany charakterystyki

^GWillumeit H. P., Jürgensohn T. (1997) Fahrermodelle - ein kritischer Überblick, Teil 1, Teil 2. Automobiltechnische Zeitschrift 99 nr 7/8, s. 424-428, nr 9 s. 552-560

^HReński A. (2000) Modelowanie działania kierowcy w układzie kierowca-pojazd-otoczenie. Prace naukowe Politechniki Warszawskiej. Mechanika z. 184 s. 3-122,

^IMacAdam Ch.C. (2003) Understanding and modeling the human driver. Vehicle System Dynamics, Vol. 40, Nos. 1-3, pp. 101-134

^JLin Y. et. al. (2005) Artificial neural network modeling of driver handling behavior in a driver-vehicle-environment system. Int. Journal of Vehicle design. Vol. 37, No. 1, pp 24-45.

^KAugustynowicz A. (2009) Modelowanie typu kierowcy samochodu. Politechnika Opolska.

^LJurecki R.S., Stańczyk T.L. (2009) Driver model for the analysis of pre-accident situations. Vehicle System Dynamics, Vol. 47, Issue 5, pp. 589-612.

^MPendleton S.D. et.al. (2017) Perception, Planning, Control, and Coordination for Autonomous Vehicles. Machines, No.5,6, pp. 1-54

^NRosenzweig J., Bartl M.(2015) A Review and Analysis of Literature on Autonomous Driving. The Making-of Innovation, E-Journal, pp. 1-57

^OPaden B. et.al. (2016) Survey of Motion Planning and Control Techniques for Self-driving Urban Vehicles. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, Vol 1 No. 1, pp. 1-27

^PLekkas A.M. (2014) Guidance and Path-Planning Systems for Autonomous Vehicles. Dissertation, Norway University of Science and Technology NTNU, Trondheim.

przyczepności opony do nawierzchni jezdni, prędkości pojazdu, jego obciążenia pojazdu itp.).

Automatyzacja manewru zmiany pasa ruchu jawi się jako fundamentalna dla automatyzacji kierowania samochodem i jest też przedmiotem licznych prac naukowych. Wiele z nich nawiązuje do koncepcji sterowania nadążnego obejmującego automatyczne planowanie pożądanego toru jazdy, a następnie realizację zadanej trajektorii w procesie śledzenia i regulacji np. ^{Q,R,S,T}. W większości z tych prac zakłada się, że zmiana pasa ruchu następuje na suchej drodze asfaltowej (charakteryzującej się wysoką wartością współczynnika przyczepności), przy małych przyspieszeniach bocznych, a więc w normalnych warunkach ruchu, dalekich od warunków granicznych, przy których mogłoby dojść do utraty stateczności przez pojazd. Zauważmy, że tylko nieliczne publikacje poświęcone są zmianie pasa ruchu na śliskich lub oblodzonych nawierzchniach ^{U,V}. **Brakuje publikacji dotyczących automatyzacji manewru zmiany pasa ruchu w trudnych warunkach ruchu, zbliżonych do warunków granicznych.**

Samochody produkowane obecnie, w tym również samochody ciężarowe, wyposażone są w różnego rodzaju systemy asystenckie, w tym w układy monitorujące przestrzeń otaczającą pojazd i informujące o pojawiających się przeszkodach, w układy śledzące tor ruchu pojazdu i ostrzegające przed możliwością zjechania z wykorzystywanego pasa jezdni, w układy regulujące prędkość samochodu w celu utrzymania bezpiecznej odległości od pojazdu poprzedzającego. Powszechne zastosowanie znalazły również układy wspomagające kierowcę w wykonywaniu czynności związanych z realizacją ruchu samochodu takie, jak układ przeciwblokujący ABS, układ przeciwoślizgowy ASR, układ stabilizacji toru ruchu ESP, czy asystent hamowania. Coraz częściej oferowane są jako wyposażenie ponad standardowe rozmaite systemy asystenckie ułatwiające kierowcy prowadzenie samochodu w warunkach normalnej jazdy drogowej (np. aktywny tempomat), a nawet zastępujące go przy wykonywaniu wybranych manewrów jezdnych realizowanych z niskimi prędkościami – np. parkowanie. Prowadzone w różnych ośrodkach badawczych prace wskazują, że kolejnym etapem poprawiającym bezpieczeństwo czynne samochodu będzie wprowadzanie systemów asystenckich, uruchamianych samoczynnie ^{W,X,Y} w chwili zaistnienia krytycznej sytuacji drogowej i zastępujących kierowcę w wyborze i w realizacji skutecznego lub przynajmniej najbardziej korzystnego w zaistniałej sytuacji manewru obronnego.

^QShiller Z. et.al. (1998) Emergency Lane-Change Maneuvers of Autonomous Vehicles. J. Dyn. Sys., Meas., Control 120(1), pp. 37-44

^RHatipoglu C. et.al. (2003) Automated lane change controller design. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, vol. 4, pp. 13-22

^SNilsson J. et.al. (2017).: Lane Change Maneuvers for Automated Vehicles. IEEE Trans. Intell. Transp. Syst. Vol. 18, pp. 1087 - 1096

^TLi H. et.al. (2017) Study on Steering Angle Input during the Automated Lane Change of Electric Vehicle SAE Technical Paper 2017-01-1962

^UGao Y et.al. (2010) Predictive control of autonomous ground vehicles with obstacle avoidance on slippery roads. ASME Dyn. Syst. and Cont. Conf. Vol. 1 Cambridge Massachusetts USA, pp. 265-272

^VPolack P. et.al. (2018) A Real-time Safe Planning and Control Architecture for Autonomous Driving Adapting to Slippery Roads. 21st IEEE International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC) Maui Hawaii USA, pp. 1688-1694.

^WIsermann R. et. al. (2012) Collision-avoidance systems PRORETA: analysis and intervention control. Control Engineering Practice. Vol.20, Issue 11, 2012, pp.1236-1246.

^XHayashi R. et.al. (2012) Autonomous collision avoidance system by combined control of steering and braking using geometrically optimized vehicular trajectory. Vehicle System Dynamics, Vol. 50, Supplement, 2012, pp 151-168.

^Y. Jiménez F. (2015) Autonomous collision avoidance system based on accurate knowledge of the vehicle surroundings. IET Intelligent Transport Systems. Vol. 9, Issue 1, pp. 105 - 117

W chwili obecnej systemy wyręczające kierowcę w wyborze i w wykonywaniu trudnych manewrów jezdnych w krytycznych sytuacjach drogowych nie są jeszcze seryjnie stosowane w samochodach, chociaż prowadzone są intensywne prace zmierzające do wdrożenia takich systemów.

W ramach projektu badawczego Nr N N509 568439, którym kierowałem, zostały wykonane rozległe prace analityczne, obliczeniowe i eksperymentalne zmierzające do poprawy własności jezdnych dwuosioowego samochodu ciężarowego (wyposażonego w detektory przeszkód i układy monitorujące drogę) w krytycznych sytuacjach drogowych w wyniku zastosowania aktywnego (elektrycznego) układu kierowniczego. Główne działania skoncentrowano na opracowaniu systemu asystenckiego zastępującego kierowcę w kierowaniu pojazdem w chwili, gdy na pasie ruchu samochodu pojawi się nagle przeszkoda w odległości zbyt małej do zatrzymania pojazdu, ale wystarczającej na ominięcie przeszkody.

Prace wykonane przeze mnie w ramach realizacji w/w projektu badawczego uzupełnione moimi wcześniejszymi i późniejszymi pracami badawczymi pozwoliły na przygotowanie niniejszego wniosku o wszczęcie postępowania habilitacyjnego.

Celem naukowym moich rozważań (opisanych w powiązanych tematycznie pracach pt. ***Modelowanie i badania procesu nagłej zmiany pasa ruchu samochodu ciężarowego wyposażonego w system wspomagania kierowcy umożliwiające uniknięcie zderzenia z przeszkodą***) jest:

- opracowanie i weryfikacja doświadczalna rozbudowanego modelu dynamiki ruchu dwuosioowego samochodu ciężarowego średniej ładowności oraz przeprowadzenie badań jego własności jezdnych w granicznych warunkach ruchu;
- opracowanie koncepcji i matematycznego modelu systemu asystenckiego kierującego samochodem w czasie nagłej zmiany pasa ruchu;
- weryfikacja opracowanej koncepcji i modelu systemu wspomagania kierowcy poprzez rozległe badania symulacyjne i analizy wrażliwości dotyczące zmian parametrów oraz błędów i zakłóceń pomiarowych.

Cel ten jest osiągany w kilku etapach. Istotną rolę na drodze do osiągnięcia celu odegrały badania symulacyjne. Badania takie (jak pokazuje literatura ^{M-Y}) są najbardziej wydajną metodą testowania systemów sterowania. Prowadzono je realizując serie testów symulacyjnych, w których system asystencki bazujący na prostym modelu referencyjnym kierował rozbudowanym i szczegółowym modelem „wirtualnego pojazdu”. W kolejnych testach zmieniano wartości parametrów (zarówno w modelu referencyjnym, jak i w modelu szczegółowym) co umożliwiło sprawdzenie działania systemu wspomagającego kierowcę w trudnych i niebezpiecznych interakcjach samochód-droga, np. w warunkach zagrażających przekroczeniem przyczepności kół do nawierzchni jezdni lub wywróceniem się pojazdu (czyli w warunkach praktycznie niemożliwych do zrealizowania w czasie testów drogowych). Badania wrażliwości modeli oparte na symulacji dostarczyły istotnych informacji odnośnie możliwości systemu asystenckiego i pokazały też jakie parametry modelu należy wyznaczać bezpośrednio przed rozpoczęciem realizacji manewru oraz jaka powinna być dokładność mierzonych sygnałów.

Cykl powiązanych tematycznie prac pt. ***Modelowanie i badania procesu nagłej zmiany pasa ruchu samochodu ciężarowego wyposażonego w system wspomagania kierowcy umożliwiające uniknięcie zderzenia z przeszkodą*** przedstawiony jako osiągnięcie naukowe, o którym mowa w art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2016 r., poz. 882 ze zm. w Dz. U z 2016 r. poz. 1311) obejmuje następujące etapy:

- opracowanie i weryfikacja eksperymentalna rozbudowanego modelu dynamiki ruchu dwuosowego samochodu ciężarowego średniej ładowności, modelu stanowiącego „wirtualny obiekt sterowania” umożliwiające badania w zróżnicowanych warunkach eksploatacyjnych i drogowych, w tym również w stanach granicznych, [G_1 – G_3, U_1 – U_15];
- opracowanie uproszczonego referencyjnego modelu pojazdu zapewniającego generowanie niezbędnych do kierowania samochodem przebiegów referencyjnych w czasie rzeczywistym, a także umożliwiającego wyznaczenie algorytmów regulatorów występujących w systemie asystenckim [G_5, G_6, G_10];
- wyznaczenie granicznych wartości parametrów w ruchu krzywoliniowym (wielkości istotnych dla prawidłowej pracy systemu wspomagania kierowcy) oraz ustalenie scenariuszy utraty stateczności przez samochód ciężarowy na podstawie badań rozbudowanego modelu samochodu [G_5, G_8, G_15];
- opracowanie koncepcji i matematycznego modelu systemu asystenckiego zastępującego kierowcę w realizacji manewru nagłej zmiany pasa ruchu przez samochód [G_4 – G_10];
- weryfikacja i walidacja działania opracowanego systemu wspomagania kierowcy z wykorzystaniem badań symulacyjnych oraz analiz wrażliwości [G_5, G_11 – G_20].

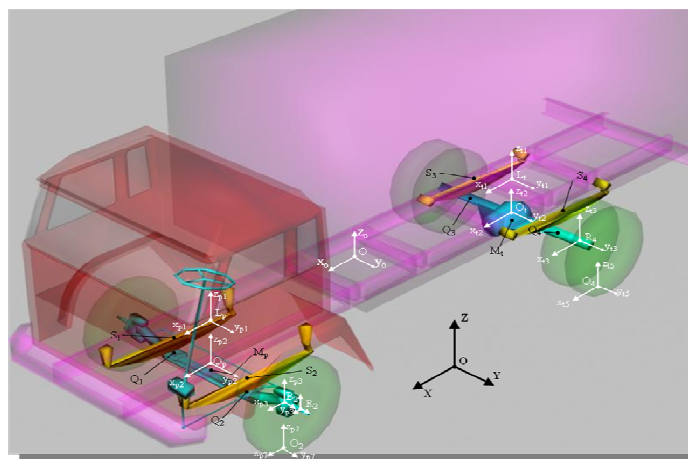
C.2.1 Opracowanie i weryfikacja eksperymentalna rozbudowanego modelu dynamiki ruchu dwuosowego samochodu ciężarowego średniej ładowności.

Model samochodu ciężarowego był budowany w latach 1995-2003 a jego dodatkowe modyfikacje nastąpiły w latach 2010-2011. Szczegółowy opis podstawowych wersji modelu fizycznego i matematycznego pojazdu przedstawiono w [G_1 i G_2] a także w innych pracach [U_1, U_5, U_8, U_12]. W pozycjach [G_5 i G_8] przedstawiono ostateczną wersję modelu pojazdu wykorzystywaną w badaniach modelowych jako wirtualny obiekt sterowania.

Model samochodu ciężarowego jest modelem strukturalnym^Z typu MBS i 3D o średnim stopniu złożoności. Model fizyczny pojazdu zbudowano na podstawie badań i obserwacji typowego, dwuosowego samochodu ciężarowego średniej ładowności wyposażonego w nadwozie skrzyniowe lub furgonowe. Model (rys. 1) jest przestrzennym, dyskretnym układem dynamicznym, uwzględniającym wszystkie najistotniejsze stopnie swobody rzeczywistego obiektu. Składa się z siedmiu brył sztywnych posiadających masę (nadwozie, oś przednia, oś tylna, cztery koła jezdne). Bryły te połączone są elementami podatnymi o nieliniowych charakterystykach sprężystości i tłumienia.

Model mechanizmu kierowniczego uwzględnia jego geometrię, kinematykę oraz własności sprężyste i tłumiące. Uwzględniono również momenty bezwładności elementów składowych układu kierowniczego redukując je do osi sworzni zwrotnic. Koła posiadają konstrukcyjne kąty zbieżności i pochylenia. Sworznie zwrotnic posiadają konstrukcyjne kąty pochylenia i wyprzedzenia. Klasyczny układ kierowniczy uzupełniono przekładnią planetarną i silnikiem elektrycznym. Wałek mechanizmu kierowniczego został podzielony na dwie niezależne części połączone przekładnią planetarną napędzaną silnikiem elektrycznym. Rozwiązanie to umożliwiło obracanie wałka wejściowego przekładni kierowniczej zarówno przez silnik elektryczny jak i przez koło kierownicze, uruchamiane niezależnie od siebie.

^Z Osiecki J. (1974) Elementy modelowania w dynamice maszyn. Rozdział w pracy zbiorowej Dynamika Maszyn. Ossolineum PAN Wrocław



Rys. 1. Idea modelu samochodu ciężarowego

Model koła ogumionego opisuje współpracę z nawierzchnią drogi. Uwzględnia własności sprężysto-tłumiące opony w kierunku promieniowym, poprzecznym i obwodowym. Wykorzystano znany model Dugoffa, Fenchera, Segela^{AA} z modyfikacjami (model HSRI).

Model matematyczny pojazdu tworzy dwadzieścia równań różniczkowych drugiego rzędu uzupełnionych dwunastoma równaniami więzów kinematycznych wynikających z toczenia się kół ogumionych po nieodkształcalnej nawierzchni jezdni oraz dwoma równaniami więzów geometrycznych wynikających z połączenia kół kierowanych mechanizmem zwrotniczym.

Dla potrzeb prowadzenia badań modelowych opracowałem w języku FORTRAN program obliczeniowy, który w pierwszym etapie rozwiązuje układ 22 równań algebraicznych, wyznaczając wartości drugich pochodnych współrzędnych uogólnionych oraz dwie reakcje więzów działające na ramię zwrotnicy i na ramię mechanizmu zwrotniczego. Następnie program rozwiązuje dwadzieścia równań różniczkowych II rzędu wykorzystując metodę Rungego-Kutty czwartego rzędu z modyfikacją Gilla^{BB}. W oparciu o ten program główny opracowałem pakiet programów obliczeniowych realizujących różne warianty obliczeń symulacyjnych. Dla analizy uzyskiwanych wyników symulacji opracowałem pakiet programów przedstawiających wyniki obliczeń w postaci wykresów.

Opracowane programy obliczeniowe wymagają wyznaczenia wartości ponad 200 parametrów modelu pojazdu [G_2]. Wartości parametrów modelu wyznaczyłem korzystając z dokumentacji konstrukcyjnej samochodu STAR 1142 oraz na podstawie wyników badań eksperymentalnych tego samochodu i jego podzespołów. Badania prowadzono we współpracy z zespołami badawczymi Zakładów Starachowickich STAR S.A., Instytutu Pojazdów Mechanicznych WAT oraz Instytutu Pojazdów i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej. W programie AutoCAD wykonałem rysunek przestrzenny samochodu STAR 1142 wiernie odtwarzający kształty i wymiary całego samochodu oraz jego poszczególnych zespołów. Pozwoliło to na wyznaczenie wartości współrzędnych charakterystycznych punktów modelu pojazdu oraz momentów bezwładności brył posiadających masę względem osi układów współrzędnych związanych z tymi bryłami. Na podstawie wyników badań stanowiskowych zawiesznień (resory i amortyzatory) i układu kierowniczego samochodu (mechanizm zwrotniczy i mechanizm kierowniczy) wyznaczyłem charakterystyki sztywności i tłumienia w/w zespołów pojazdu.

^{AA} Dugoff H. et.al. (1970) An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance. SAE paper 700377

^{BB} Osiński Z., Wróbel J. (1998) Wybrane metody komputerowego wspomagania projektowania maszyn. PWN Warszawa

Szczególną uwagę poświęciłem badaniom stanowiskowym ogumienia dużego rozmiaru stosowanego w tym samochodzie ciężarowym [G_2, U_13, U_14, U_15]. W badaniach wykorzystano przyczepkę dynamometryczną i stanowisko bębnowe. Badania prowadzono w warunkach quasi-statycznych i dynamicznych dla kilku obciążeń normalnych i kilku prędkości toczenia, dla szerokiego zakresu kątów bocznego znoszenia. Wartości kątów bocznego znoszenia koła zmieniano skokowo lub harmonicznie a koło w czasie badań toczyło się swobodnie lub było hamowane ze stałą lub zmienną intensywnością. Dodatkowo (w warunkach quasi-statycznych) badano ogumienie na trzech rodzajach nawierzchni różniących się wartościami współczynnika przyczepności [G_5]. Na podstawie wyników badań zbudowałem bazę danych umożliwiającą wyznaczenie wartości parametrów dla różnych modeli współpracy koła ogumionego z nawierzchnią drogi. Korzystając z opracowanej bazy danych wyznaczyłem charakterystyki sztywności obwodowej, bocznej i promieniowej oraz charakterystyki dynamiczne i długości drogi nabiegania koła ogumionego w różnych warunkach ruchu.

Znamienną cechą opracowanego modelu pojazdu jest fakt, że przeszedł on gruntowną i wszechstronną weryfikację eksperymentalną w czasie badań drogowych [G_2, G_3, U_1, U_4].

Badania drogowe pojazdu obejmowały testy do badań kierowności i stateczności ruchu samochodów zalecane przez ISO z niewielkimi modyfikacjami:

- wyznaczenie charakterystyk samochodu w czasie ustalonej jazdy po okręgu (stały kąt skrętu koła kierownicy – realizowano jazdę w lewo i w prawo),
- wyznaczenie reakcji samochodu na skokowe wymuszenie obrotem koła kierownicy w czasie jazdy na wprost (realizowano skręt w lewo i w prawo),
- wyznaczenie charakterystyk hamowania samochodu w czasie jazdy po torze prostoliniowym i krzywoliniowym (w kolejnych próbach różnicowano warunki hamowania; badano reakcje pojazdu na hamowanie wszystkich kół, na hamowanie kół osi przedniej lub kół osi tylnej, na hamowanie kół jednej strony pojazdu oraz na hamowanie pojedynczych kół samochodu, w trakcie badań hamowano samochód z różną intensywnością).

Próby powtarzano kilkakrotnie w tych samych warunkach. W trakcie wszystkich prób badawczych mierzono i rejestrowano:

- prędkości wzdłużne i poprzeczne w czterech punktach pojazdu usytuowanych na: kole przednim prawym, kole przednim lewym, na ramie pojazdu oraz na osi tylnej,
- prędkość odchylenia samochodu,
- przyspieszenie poprzeczne i wzdłużne środka masy resorowanej samochodu,
- kąt obrotu kierownicy i kąty skrętu kół kierowanych,
- przemieszczenia wzdłużne lewej i prawej strony osi przedniej i osi tylnej względem ramy pojazdu,
- przemieszczenia pionowe lewej i prawej strony osi przedniej i osi tylnej względem ramy pojazdu,
- prędkości obrotowe każdego z kół samochodu,
- siłę nacisku na pedał hamulca.

Porównanie wyników badań drogowych i wyników badań modelowych (przeprowadzonych w tych samych warunkach ruchu – porównywano przebiegi wszystkich w/w wielkości) pozwoliło na uściślenie wartości niepewnych parametrów modelu samochodu. Uzyskano bardzo dobrą zgodność wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych [G-2, G_3], co pozwoliło stwierdzić, że opracowany model pojazdu dobrze opisuje własności samochodu w czasie jazdy po prostej i po łuku w ustalonych i nieustalonych warunkach ruchu. Jest więc odpowiedni do badań kierowności i stateczności, a więc może być więc wykorzystywany do symulacji ruchu

pojazdu w różnych warunkach i sytuacjach drogowych, także z automatycznym sterowaniem.

Opisany powyżej model samochodu ciężarowego jest modelem autorskim. Równania ruchu i równania więzów były wyprowadzane „ręcznie”, co było niezwykle czasochłonne. Co prawda już w chwili budowy modelu matematycznego pojazdu istniały profesjonalne programy numeryczne np. ADAMS^{CC}, pozwalające na komputerowe generowanie równań ruchu dowolnie rozbudowanych obiektów dynamicznych, ale ich dostępność była w Polsce mocno ograniczona. Należy podkreślić, że w latach dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku istniało w Polsce kilka rozbudowanych (typu MBS i 3D) modeli samochodów osobowych i ciężarowych^{DD,EE,FF}. **Opracowany przeze mnie model pojazdu nie był więc jedynym w kraju modelem tego typu. Był jednak modelem oryginalnym i innowacyjnym, gdyż odróżniał się od innych zbudowanych w Polsce modeli sposobem generowania równań ruchu oraz rodzajem i zakresem badań eksperymentalnych przeprowadzonych w celu weryfikacji doświadczalnej.** Zastosowany przeze mnie sposób formułowania modelu dynamiki poprzecznej pojazdu polegał na dwuetapowym modelowaniu (wykorzystano równania Boltzmann-Hamela do układów holonomicznych w quasi-współrzędnych)^{GG,HH}, w którym w pierwszej fazie formułowany był model nadwozia jako obiektu swobodnego, zaś w drugiej - model podwozia wraz z układem więzów opisujących współpracę kół z nawierzchnią drogi. Tego rodzaju podejście pozwalało na łatwe wprowadzanie różnych modeli współpracy kół z nawierzchnią drogi oraz różnych schematów kinematycznych zawieszenia nadwozia, prowadzenia kół i układów kierowniczych. Dzięki temu opis matematyczny pojazdu był uniwersalny i elastyczny, miał budowę blokową pozwalającą na badanie rozmaitych skojarzeń mechanizmów podwozia przy różnych hipotezach ich pracy. Równie łatwo wprowadzano zakłócenia ruchu samochodu wywoływane przez otoczenie bądź przez ruchy elementów sterujących (koło kierownicy, pedały gazu i hamulca). W rezultacie wypracowano oryginalne, uniwersalne i sprawne narzędzie dla badań dynamiki samochodu, naturalnie przystosowane dla zastosowań numerycznych. Badania walidacyjne modelu obliczeniowego polegały zaś na badaniach stanowiskowych wszystkich ważnych zespołów samochodu oraz badaniach drogowych całego pojazdu w złożonych sytuacjach jezdnych.

Zdecydowana większość prac naukowych związanych z automatyzacją ruchu samochodu wykorzystuje gotowe (dostępne w bibliotekach lub bazach danych), mniej lub bardziej rozbudowane modele samochodów, jako wirtualne obiekty sterowania. Ja w swojej pracy wykorzystałem jako wirtualny obiekt sterowania autorski model dynamiki ruchu samochodu ciężarowego.

^{CC} ADAMS (1994) Simulation Software for the Virtual Prototyping of Mechanical Systems. Mechanical Dynamics. Engineering Software and Services. Ann Arbor, Michigan USA

^{DD} Struski J. (1993) Quasi-statyczne modelowanie sterowności samochodu. Monografia 144. Politechnika Krakowska

^{EE} Lozia Z. (1998) Analiza ruchu samochodu dwuosowego na tle modelowania jego dynamiki. Prace Naukowe Transport z. 41. Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej

^{FF} Grzegózek W. (2001) Modelowanie dynamiki samochodu przy stabilizującym działaniu sił hamowania. Monografia Tom 275. Politechnika Krakowska

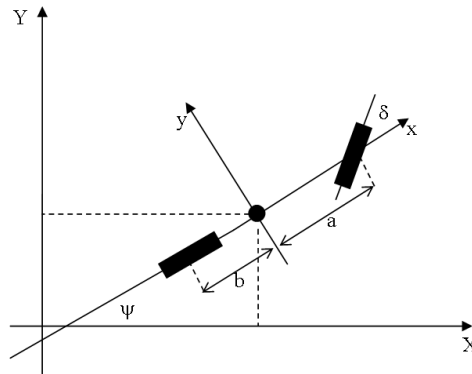
^{GG} Maryniak J. (1976) Dynamiczna teoria obiektów ruchomych. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej.

^{HH} Gutowski R. (1971) Mechanika analityczna. PWN Warszawa.

C. 2.2 Opracowanie uproszczonego referencyjnego modelu pojazdu

Model referencyjny samochodu powstawał w wyniku dwóch kolejnych uproszczeń znanego z licznych publikacji np.^{II} tzw. „modelu rowerowego” dynamiki poprzecznej samochodu (rys. 2).

W klasycznym ujęciu model rowerowy opisuje ruch samochodu w układzie współrzędnych związanych z bryłą pojazdu. Model ten stanowią dwa liniowe równania ruchu opisujące przebiegi prędkości i przyspieszeń liniowych bocznych oraz kątowych bryły pojazdu $\dot{y}(t), \ddot{y}(t), \dot{\psi}(t), \ddot{\psi}(t)$ przy wymuszeniu stanowiącym zadany przebieg kąta skrętu kół $\delta(t)$. W modelu tym występuje siedem parametrów: prędkość samochodu V , masa m , moment bezwładności I_z , współczynniki odporności na znoszenie kół osi przedniej k_A i tylnej k_B , odległość od środka masy osi przedniej a i tylnej b . Aby wyrazić ruch w globalnym układzie współrzędnych (OXY) wykonano proste transformacje trygonometryczne [G_5, G_6]. W wyniku otrzymano model opisujący ruch pojazdu w układzie globalnym, a także trajektorię ruchu środka masy $Y(X)$. Wykazano w [G_10], że przy niewielkich i krótkotrwałych zaburzeniach ruchu $\delta(t)$ (z takimi wymuszeniami mamy do czynienia podczas omijania przeszkody) dopuszcza się zlinearyzowanie równań ruchu.



Rys.2. Idea „modelu rowerowego” samochodu

Jest to uproszczony model referencyjny w pierwszym stopniu uproszczenia. W modelu tym wszystkie zależności są liniowe, dlatego można poddać je transformacji Laplace’a i wyznaczyć odpowiednie transmitancje wiążące transformaty przebiegów [G_5, G_6, G_11, G_17] wyrażone w ogólnej formie wzorami:

$$Y(s) = G_{Y\delta}(s)\delta(s); \quad \psi(s) = G_{\psi\delta}(s)\delta(s) \quad (1)$$

Transmitancje $G_{Y\delta}(s)$, $G_{\psi\delta}(s)$ zawierają człony całkujące ze współczynnikami wzmocnienia stanowiące człony podstawowe dla opisu procesu zmiany pasa jezdni, a także połączone z nimi w szereg człony uzupełniające I i II rzędu, które wnosząc „dodatkową dynamikę” nieco zniekształcają przebiegi zmiennych $Y(t)$ i $\psi(t)$ wynikające z członów podstawowych (efekty inercyjne i oscylacyjne wydłużają czas osiągnięcia stanu ustalonego). Odrzucając człony uzupełniające uzyskano zredukowane transmitancje:

$$G_{Y\delta}(s) \approx \frac{G_{\Omega\delta 0} V}{s^2}; \quad G_{\psi\delta}(s) \approx \frac{G_{\Omega\delta 0}}{s} \quad (2)$$

gdzie:

$$G_{\Omega\delta 0} = \frac{k_A k_B (a+b) V}{k_A k_B (a+b)^2 - m V^2 (k_A a - k_B b)} \quad (3)$$

^{II} Mitschke M. (1990) Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band C: Fahrverhalten. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York London Paris, Tokyo Hong Kong 1990

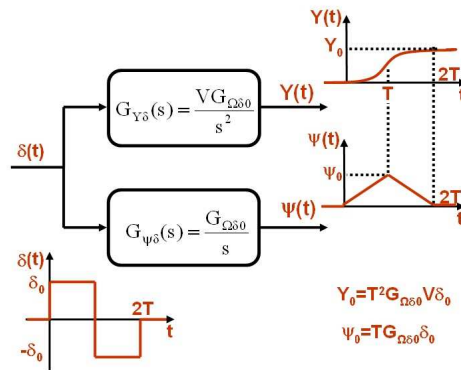
oraz ich odpowiedniki w dziedzinie czasu

$$\ddot{Y}(t) = G_{\Omega\delta 0} V \delta(t); \quad \ddot{\psi}(t) = G_{\Omega\delta 0} \delta(t) \quad (4)$$

Wzory (2) i (4) stanowią zredukowany model referencyjny samochodu, czyli model referencyjny w drugim stopniu uproszczenia.

Modele referencyjne pojazdu uproszczone i zredukowane w postaci transmitancyjnej stanowią podstawę analizy zachowania pojazdu po gwałtownym skręceniu kół raz w jedną raz w drugą stronę. Znając analityczną postać wymuszenia $\delta(t)$ (i jego transformatę $\delta(s)$) oraz transmitancje (1) lub (2) można w opisie odpowiedzi wykorzystać znane z rachunku operatorowego zależności. Wyznaczone transmitancje umożliwiają jakościową i ilościową analizę ruchu pojazdu, przy niewielkich zaburzeniach trajektorii ruchu środka masy.

Skróceniu czasu trwania manewru zmiany pasa ruchu (a więc i skróceniu drogi potrzebnej do jego zrealizowania, gdyż $V=\text{const}$) sprzyja (zgodnie z teorią sterowania) wyidealizowany skokowy charakter naprzemiennych skrętów kół - tzw. sterowanie „bang-bang”. W analizie zastosowano wymuszenia $\delta(t)$ typu skokowego oparte na pseudofunkcji Heaviside’a, lub ich kombinacje. Wówczas transformaty wymuszenia są prostymi funkcjami operatorowymi, co ułatwia zastosowanie rachunku operatorowego do wyznaczania wartości granicznych (gdzie $t \rightarrow \infty$) w sposób analityczny. Dzięki temu można prowadzić identyfikację nieznanych parametrów modelu referencyjnego, a także oszacować dopuszczalne (z uwagi na dynamikę ruchu) wartości wymuszeń $\delta(t)$ [G_17, G_19]. Określone w ten sposób przebiegi dobrze odzwierciedlają (rys. 3) rzeczywiste przebiegi obserwowane w manewrze zmiany pasa ruchu.



Rys. 3. Proces zmiany pasa jezdni wg zredukowanego modelu referencyjnego przy wymuszeniu $\delta(t)$ typu „bang-bang”.

W przypadku sterowania $\delta(t)$ typu „bang-bang” stany ustalone przebiegów $Y(t)$ i $\psi(t)$ obliczane wg rachunku operatorowego stanowią [G_6]:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} Y(t) = \lim_{s \rightarrow 0} (sY(s)) = \lim_{s \rightarrow 0} (sG_{Y\delta 0}(s)\delta(s)) = T^2 G_{\Omega\delta 0} V \delta_0 = Y_0; \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \psi(t) = \lim_{s \rightarrow 0} (s\psi(s)) = \lim_{s \rightarrow 0} (sG_{\psi\delta 0}(s)\delta(s)) = 0 \quad (5)$$

Oznacza to znany z praktyki fakt, że kierowanie samochodu poprzez gwałtowne obracanie i przytrzymanie kierownicy kolejno raz w jedną raz w drugą stronę powoduje zmianę pasa ruchu pojazdu. Bardzo istotnym dla koncepcji kierowania pojazdem jest stwierdzenie, iż wedle modelu referencyjnego w stanie ustalonym pojazd poruszać się będzie po zmienionym pasie ruchu z zerowym kątem odchylenia. Aby osiągnąć zamierzoną zmianę pasa ruchu należy odpowiednio dobrać wartość δ_0 impulsu wymuszającego i czas jego trwania T . Dla założonych wartości przemieszczenia poprzecznego środka masy samochodu Y_0 , granicznego przyspieszenia poprzecznego a_{ygr} lub granicznej prędkości odchylenia Ω_{gr} ($\Omega_{gr} = \dot{\psi}_{gr}$) oraz danych prędkości samochodu V i współczynnika $G_{\Omega\delta 0}$

(określonego poprzez parametry pojazdu występujące we wzorze (3)) można jednoznacznie obliczyć wartości δ_0 oraz T determinujące przebieg wymuszenia $\delta(t)$ typu „bang-bang” ze wzorów:

$$\delta_0 = \frac{\Omega_{gr}}{G_{\Omega\delta 0}} = \frac{a_{ygr}}{VG_{\Omega\delta 0}}; \quad T = \sqrt{\frac{Y_0}{V\delta_0 G_{\Omega\delta 0}}} \quad (6)$$

Zastosowane przeze mnie modele referencyjne pojazdu (w postaci transmitancyjnej) uproszczony i zredukowany pozwalają wyrazić w sposób analityczny pożądane przebiegi referencyjne $Y_R(t)$ i $\psi_R(t)$ przy wymuszeniu $\delta_R(t)$ typu „bang-bang”.

Opisywane w literaturze planowanie pożądanego toru jazdy podczas zmiany pasa ruchu jest dokonywane (zwykle) poprzez kształtowanie w sposób parametryczny założonej funkcji opisującej trajektorię ruchu pojazdu (sekwencja łuków kołowych, krzywe składane wielomianowe, kłotoidowe, Beziera itp.)^{JJ, KK, LL}, albo (rzadziej) poprzez jej wygenerowanie na podstawie założonego modelu referencyjnego opisującego dynamikę procesu z wykorzystaniem wcześniej wyznaczonego przebiegu sterowania. Większość z wymienionych wyżej propozycji przebiegów trajektorii ruchu samochodu przy zmianie pasa ruchu dotyczy realizacji tego manewru w normalnych warunkach ruchu. W określeniu właściwego toru ruchu samochodu omijającego nagle pojawiającą się przeszkodę (a więc w warunkach ruchu zbliżonych do warunków granicznych) należy mieć na uwadze przede wszystkim krótki czas i krótką drogę realizacji manewru oraz wykonanie koniecznych obliczeń wyznaczających trajektorię w czasie rzeczywistym^{MM}. Inne czynniki, jak np. stopień gładkości trajektorii w krytycznej sytuacji jezdnej mają mniejsze znaczenie. **Zaproponowaną przeze mnie metodę generowania przebiegów referencyjnych należy uznać za oryginalną i innowacyjną, a przez to stanowiącą osiągnięcie naukowe. Nie odnalazłem w dostępnej literaturze wyznaczania przebiegów referencyjnych poprzez zastosowanie modeli transmitancyjnych pojazdu.**

C.2.3 Wyznaczenie granicznych wartości parametrów w ruchu krzywoliniowym oraz ustalenie scenariuszy utraty stateczności przez samochód ciężarowy

Wykorzystując rozbudowany model dynamiki ruchu samochodu ciężarowego, przeprowadzono gruntowne badania symulacyjne w układzie otwartym w stanie ustalonym (ustalona jazda po okręgu) oraz w stanach nieustalonych (pojedynczy obrót koła kierownicy o zadany kąt z przytrzymaniem i dwustronny obrót koła kierownicy w czasie jazdy na wprost). W badaniach uwzględniono kilka wariantów obciążenia skrzyni ładunkowej (pojazd nieobciążony, obciążony w połowie i w pełni obciążony; z nisko i wysoko położonym środkiem masy resorowanej), różne rodzaje nawierzchni jezdni (współczynnik przyczepności $\mu = 0,1 \div 0,7$,) oraz różne prędkości jazdy samochodu (50-80km/h).

^{JJ} Stählin U. (2008) Eingriffsentscheidung für ein Fahrerassistenzsystem zur Unfallvermeidung. PhD thesis. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr.683

^{KK} Katrakazas Ch. et.al. (2015) Real-time motion planning methods for autonomous on-road driving: State-of-the-art and future research directions. Transportation Research Part C: Emerging Technologies. Vol. 60: 416-442

^{LL} Korzeniowski D., Ślaski G. (2016) Method of Planning Reference Trajectory of a Single Change Maneuver with Bezier curve. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 148. Paper Number 012012.

^{MM} Polack P., et.al (2018) Guaranteeing Consistency in a Motion Planning and Control Architecture Using Kinematic Bicycle Model. Project: International research Chair Drive for All.

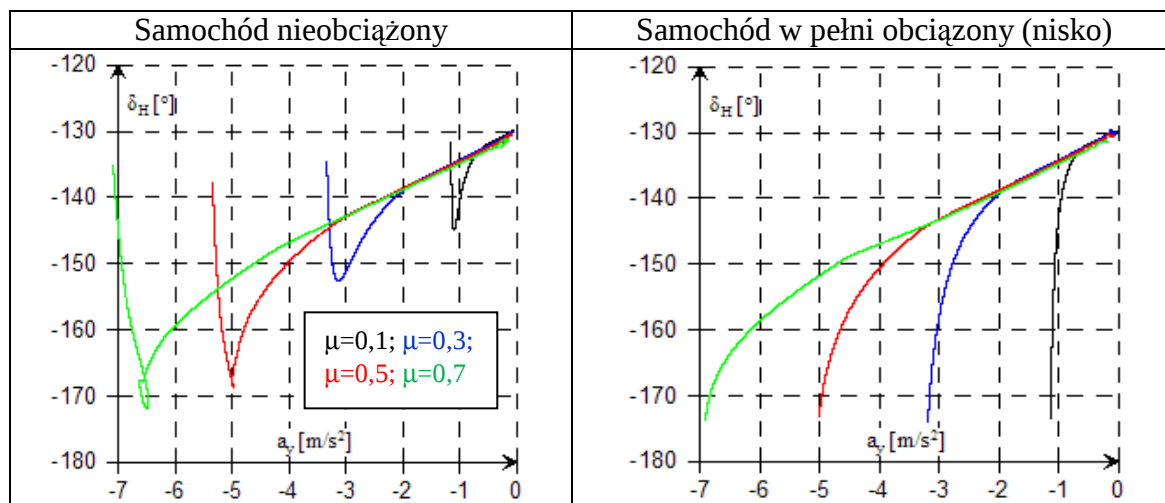
Każde z badań w zadanych warunkach ruchu przeprowadzano kilkakrotnie, starając się doprowadzić ruch pojazdu do stanu niestateczności. Badania pozwoliły ustalić scenariusze utraty stateczności przez pojazd oraz określić wartości krytyczne wybranych parametrów ruchu pojazdu (wielkości istotnych dla prawidłowej pracy systemu asystenckiego), przy których występowała niestateczność (graniczna wartość kąta obrotu kierownicy δ_{Hgr} , graniczna wartość przyspieszenia poprzecznego a_{vgr} lub graniczna wartość prędkości odchylenia Ω_{gr}). Obszerne wyniki badań przedstawiono w [G_5 i G_8].

W tabeli 1 pokazano syntetyczne wyniki badań uzyskane dla jazdy ustalonej po okręgu. Badania te prowadzono w tych samych zakresach prędkości samochodu, dla różnych wartości kąta obrotu koła kierownicy wynikających z różnych wartości współczynnika przyczepności kół do nawierzchni jezdni. Z tabeli 1 wynika, że zmiana obciążenia skrzyni ładunkowej istotnie wpływała na zachowania pojazdu. Samochód nieobciążony tracił stateczność kierunkową w wyniku przekroczenia przyczepności kół osi tylnej niezależnie od rodzaju nawierzchni, po której się poruszał. Z kolei samochód w pełni obciążony z nisko położonym środkiem masy resorowanej tracił stateczność kierunkową na każdej nawierzchni w wyniku przekroczenia przyczepności kół osi przedniej. Zwiększenie wysokości środka masy resorowanej skutkowało, dla większych wartości współczynnika przyczepności, utratą stateczności samochodu w wyniku oderwania się kół odciążanych od nawierzchni jezdni.

Tabela 1 Przyczyny utraty stateczności oraz graniczne wartości przyspieszenia a_{vgr}

μ	Pojazd nieobciążony	Pojazd obciążony w połowie		Pojazd w pełni obciążony	
		Nisko	Wysoko	Nisko	Wysoko
0,1	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=1,12m/s^2$	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=1,17m/s^2$	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=1,16m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=1,15m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=1,16m/s^2$
0,2	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=2,15m/s^2$	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=2,29m/s^2$	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=2,27m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=2,23m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=2,28m/s^2$
0,3	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=3,16m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=3,27m/s^2$	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=3,30m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=3,24m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=3,35m/s^2$
0,4	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=4,18m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=4,23m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=4,28m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=4,20m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=4,25m/s^2$
0,5	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=5,00m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=5,10m/s^2$	Oderwanie koła tylnego $a_{vgr}=4,78m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=5,11m/s^2$	Oderwanie koła tylnego $a_{vgr}=4,97m/s^2$
0,6	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=5,88m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=6,00m/s^2$	Oderwanie koła tylnego $a_{vgr}=4,80m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=6,00m/s^2$	Oderwanie koła tylnego $a_{vgr}=5,00m/s^2$
0,7	Pełny poślizg kół osi tylnej $a_{vgr}=6,60m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=6,75m/s^2$	Oderwanie koła tylnego $a_{vgr}=4,80m/s^2$	Pełny poślizg kół osi przed. $a_{vgr}=6,91m/s^2$	Oderwanie koła tylnego $a_{vgr}=5,00m/s^2$

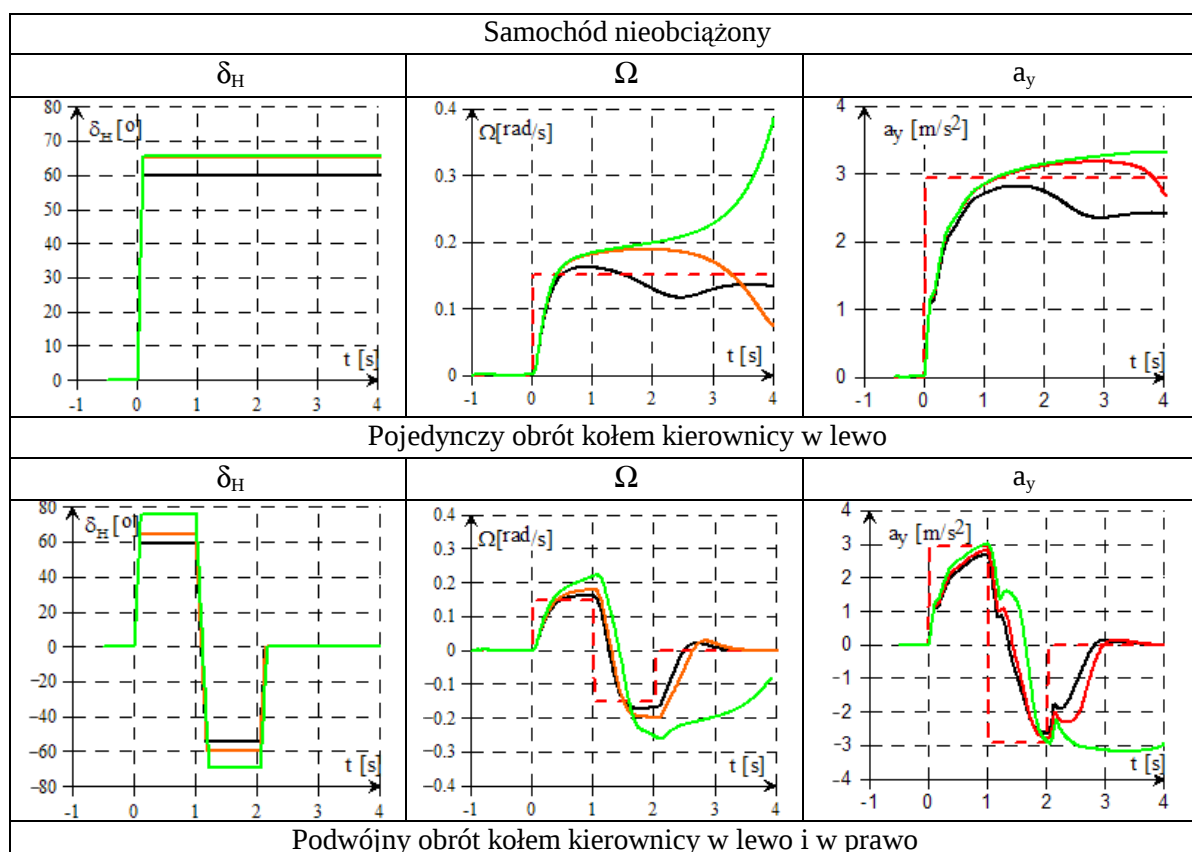
Na rys. 4 pokazano charakterystyki sterowności dla samochodu nieobciążonego i w pełni obciążonego z nisko położonym środkiem masy uzyskane na czterech różnych nawierzchniach drogi (współczynnik przyczepności $\mu=0,1, 0,2, 0,3, 0,4$). Z wykresów na rys. 4 wynika, że niezależnie od wariantu obciążenia samochodu i rodzaju nawierzchni wszystkie samochody dla małych przyspieszeń bocznych wykazują słabe własności podsterowne. Wraz ze wzrostem przyspieszenia bocznego, przy zbliżaniu się do jego wartości granicznej na danej nawierzchni, samochód nieobciążony gwałtownie zmienia charakterystykę na nadsterowną. Samochód w pełni obciążony zachowuje charakterystyką podsterowną w całym zakresie przyspieszeń bocznych, przy czym jego podsterowność gwałtownie rośnie wraz ze zbliżaniem się do granicznej wartości przyspieszenia bocznego.



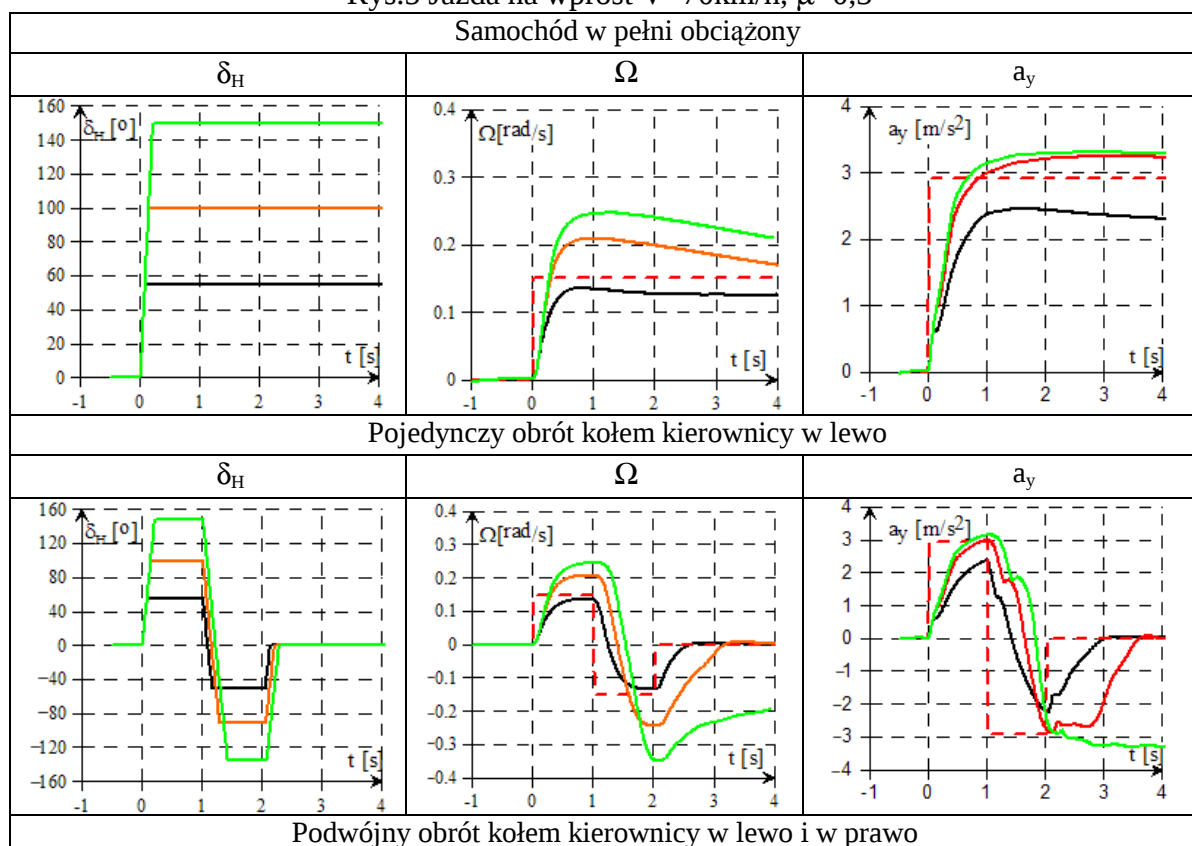
Rys. 4. Ustalona jazda po okręgu w lewo. Charakterystyki sterowności samochodu $\delta_H(a_y)$
 δ_H – kąt obrotu koła kierownicy.

Na rys. 5 i na rys.6 przedstawiono przykładowe wyniki badań symulacyjnych dla samochodu nieobciążonego i w pełni obciążonego poruszającego się z prędkością $V=70\text{km/h}$ na mokrej drodze ($\mu=0,3$). Badania polegały na rozpędzeniu samochodu do zadanej prędkości w czasie jazdy na wprost, wyłączeniu napędu, szybkim obrocie koła kierownicy o zadany kąt δ_{H0} (prędkość kątowna $540^\circ/\text{s}$) i przytrzymaniu kierownicy w tej pozycji przez 5s (przy pojedynczym obrocie kierownicy) lub (przy podwójnym obrocie koła kierownicy) po upływie czasu T obrotem koła kierownicy w przeciwną stronę o zadany kąt $-2\delta_{H0}$, przytrzymaniu koła w tej pozycji przez czas T , a następnie ustawieniu koła kierownicy do jazdy na wprost. Wartość kąta obrotu δ_{H0} i czasu T wyznaczano korzystając z wyrażenia (6) i zakładając, że $\delta_{H0}=p\delta_0$ (p - przełożenie kinematyczne układu kierowniczego). Uwzględniano przy tym rodzaj nawierzchni drogi, wariant obciążenia samochodu oraz prędkość jazdy. W kolejnych próbach zwiększano kąt obrotu koła kierownicy, nie zmieniając innych danych wejściowych, w celu doprowadzenia do utraty stateczności przez samochód. Na rysunkach porównano przebiegi wybranych wielkości uzyskane dla różnych wartości kąta obrotu koła kierownicy. Kolorem czarnym wyróżniono przebiegi będące odpowiedziami wirtualnego obiektu sterowania na szybki obrót lub szybkie obroty koła kierownicy o amplitudzie δ_{H0} , kolorem pomarańczowym przebiegi będące konsekwencją obrotu koła kierownicy o wartość δ_{Hgr} powodujące ruch samochodu na granicy utraty stateczności, a kolorem zielonym przebiegi opisujące niestateczny ruch samochodu wywołany wartościami kątów obrotu koła kierownicy większymi niż δ_{Hgr} . Czerwona linia przerywana pokazuje odpowiedzi zredukowanego modelu referencyjnego pojazdu na obrót koła kierownicy typu „bang-bang” o amplitudzie δ_0 . Z wykresów wynika, że zdecydowanie łatwiej było doprowadzić do utraty stateczności kierunkowej samochód nieobciążony niż samochód w pełni obciążony. Samochód nieobciążony tracił stateczność kierunkową już przy zwiększeniu wartości kąta obrotu koła kierownicy o 20% w stosunku do wartości bazowej δ_{H0} . W przypadku samochodu w pełni obciążonego dopiero 2,5-krotne zwiększenie wartości bazowej kąta obrotu koła kierownicy doprowadziło samochód do utraty stateczności kierunkowej.

Uzyskane w trzech różnych testach wyniki badań wskazały na samochód nieobciążony jako najbardziej wrażliwy na utratę stateczności kierunkowej. Z tego też względu na ten samochód należało zwrócić szczególną uwagę w trakcie planowania i przygotowywania manewru automatycznej zmiany pasa ruchu w warunkach granicznych.



Rys.5 Jazda na wprost $V=70\text{km/h}$, $\mu=0,3$



Rys.6 Jazda na wprost $V=70\text{km/h}$, $\mu=0,3$

W tabeli 2 przedstawiono (jako przykład) fragment mapy pokazującej graniczne wartości parametrów ruchu pojazdu wyznaczone dla samochodu nieobciążonego na podstawie wyników testu pojedynczego obrotu kołem kierownicy w czasie jazdy na wprost. Takie mapy zostały przygotowane również na podstawie wyników testu ustalonej jazdy po okręgu oraz wyników testu podwójnego obrotu kołem kierownicy w czasie jazdy na wprost. Najniższe wartości graniczne wielkości δ_{Hgr} i Ω_{gr} wyznaczono dla ustalonej jazdy po okręgu, a najwyższe dla podwójnej zmiany pasa ruchu w czasie jazdy na wprost. Jest kwestią wyboru, które wyznaczone wartości graniczne zostaną zakodowane w systemie wspomagania kierowcy. Zwiększanie wartości granicznych w/w wielkości sprawia, że sterownik kierując samochodem w czasie zmiany pasa ruchu będzie realizował ją w warunkach coraz bardziej zbliżonych do granicznych warunków ruchu, co zwiększa wrażliwość systemu asystenckiego na wszelkie niedokładności pomiarowe i zakłócenia wielkości sterujących.

Tabela 2 Wartości graniczne kąta obrotu koła kierownicy i prędkości odchylenia (samochód nieobciążony, pojedynczy obrót kołem kierownicy w lewo)

	V = 60km/h		V = 70km/h		V = 80km/h	
μ	δ_{Hgr} [deg]	Ω_{gr} [rad/s]	δ_{Hgr} [deg]	Ω_{gr} [rad/s]	δ_{Hgr} [deg]	Ω_{gr} [rad/s]
0,1	29,7	0,071	21,7	0,062	16,7	0,057
0,2	60,2	0,149	43,4	0,124	32,2	0,112
0,3	90,1	0,223	65,2	0,186	49,7	0,167
0,4	118,9	0,289	86,2	0,246	66,0	0,225
0,5	147,7	0,362	107,1	0,311	81,8	0,285
0,6	176,1	0,444	127,5	0,394	96,8	0,329
0,7	202,2	0,521	146,2	0,463	110,8	0,370

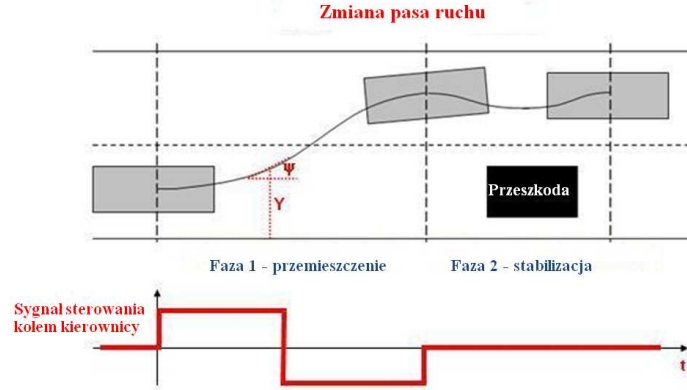
Przedstawione w tym podrozdziale wybrane wyniki badań wirtualnego obiektu sterowania w układzie otwartym pokazują jak dużą liczbę (istotnych dla automatycznego kierowania samochodem) informacji o zachowaniach pojazdu w ruchu krzywoliniowym można uzyskać na drodze obliczeniowej.

Zaproponowane metody i warunki badań oraz sposoby wyznaczania granicznych wartości parametrów ruchu krzywoliniowego samochodu ciężarowego są autorskie i oryginalne, a także przydatne. Uzyskane wyniki przeprowadzonych badań symulacyjnych w istotny sposób wspomogły opracowanie modelu skutecznego systemu asystenckiego zastępującego kierowcę w sterowaniu mechanizmem kierowniczym samochodu w czasie wykonywania manewru nagłej zmiany pasa ruchu.

C. 2.4 Opracowanie koncepcji i matematycznego modelu systemu asystenckiego zastępującego kierowcę w realizacji manewru gwałtownej zmiany pasa ruchu przez samochód

Analizowany jest ruch samochodu dwuosiowego jadącego z ustaloną, znaczną prędkością po prostej drodze o nawierzchni twardej. W pewnej chwili system asystencki inicjuje manewr gwałtownej zmiany pasa ruchu realizowany wyłącznie przez odpowiednie skręcanie przednich kół, tak aby przestawienie samochodu na sąsiedni pas ruchu dokonało się w możliwie krótkim czasie i na jak najkrótszej drodze, oczywiście przy zachowaniu warunków stabilności ruchu. Realizacja takiego manewru w praktyce wymaga bardzo szybkiego obracania kołem kierownicy raz w jedną, raz w drugą stronę.

Zmianę pasa jezdni można opisać w przestrzeni 2D przebiegami przemieszczenia poprzecznego środka masy $Y(t)$ oraz odchylenia kąтового pojazdu $\psi(t)$. Przy gwałtownej realizacji manewru, z uwagi na dynamikę procesu, w działaniu doświadczonego kierowcy dostrzec można dwuetapowe kierowanie pojazdem: w fazie pierwszej – jak najszybsze przestawienie pojazdu, w fazie drugiej – stabilizacja toru jazdy, tak aby dalszy ruch samochodu dokonywał się po trajektorii równoległej względem toru początkowego. Manewr zmiany pasa jezdni z wymuszeniem typu „bang-bang” zobrazony jest na rys.7.



Rys.7 Manewr zmiany pasa jezdni

Zaproponowano strategię pracy systemu asystenckiego opartą na dekompozycji czasowej procesu zmiany pasa ruchu zgodną z praktyką kierowania samochodem przez doświadczonych kierowców. Sterowanie w pierwszej fazie procesu jest dokonywane w układzie częściowo otwartym („na ślepo”, „byle szybko”) poprzez wygenerowanie odpowiedniego obrotu kierownicy $\delta_H(t)$. Dokładność tej fazy manewru gwarantuje wcześniej zidentyfikowany model referencyjny. W trakcie tej fazy sterowania istnieje także sterowanie korygujące $\Delta\delta_H(t)$. Korekta przebiegu kąta obrotu kierownicy dokonuje się na zasadzie regulacji w oparciu o porównanie przebiegu zmiennej opisującej przesunięcie poprzeczne pojazdu wg modelu referencyjnego $Y_R(t)$ z przebiegiem mierzonym $Y(t)$. Generowane są przebiegi odniesienia (referencyjne) $\delta_{HR}(t)=p\delta_R(t)$ oraz $Y_R(t)$. Referencyjny przebieg przemieszczenia bocznego $Y_R(t)$ (gwarantujący ominięcie przeszkody) wyznaczany jest poprzez wygenerowanie wymuszenia typu „bang-bang” wg wzoru:

$$\delta_R(t) = \delta_0(1(t) - 21(t-T) + 1(t-2T)) \quad (7)$$

gdzie: $1(t)$ – funkcja Heaviside’a

i wyznaczeniu odpowiedzi uproszczonego lub zredukowanego modelu referencyjnego na to wymuszenie. Wartości parametrów amplitudy kąta skrętu koła δ_0 i czasu przytrzymania maksymalnego kąta skrętu koła T są tak dobrane (wzory (6)), aby przebiegi przejściowe $|\Omega(t)| \leq \Omega_{gr}$ lub $|\ddot{y}(t)| \leq a_{ygr}$ i aby stan ustalony osiągniany był w czasie nie przekraczającym wartości wynikającej z prędkości pojazdu i z minimalnej odległości od przeszkody.

Sterowanie w drugiej fazie realizowane jest w układzie zamkniętym, na zasadzie regulacji, w oparciu o porównanie przebiegów dotyczących kąтового położenia samochodu $\psi_R(t)$ i $\psi(t)$. W tym przypadku generator referencyjnych przebiegów ma formę trywialną:

$$\psi_R(t) = 0 \quad \text{ i } \quad \delta_{HR}(t) = 0 \quad (8)$$

Dekompozycja czasowa procesu zmiany pasa ruchu pozwoliła na zastąpienie w strukturze systemu asystenckiego jednego regulatora o jednym wejściu i dwóch wyjściach (typu MIMO) $\Delta\delta_H(\Delta Y(t), \Delta\psi(t))$ przez odpowiednio załączane dwa oddzielne

regulatory o jednym wejściu i jednym wyjściu (typu SISO) $\Delta\delta_H(\Delta Y(t))$ oraz $\Delta\delta_H(\Delta\psi(t))$, co zdecydowanie uprościło syntezę regulatorów.

W syntezie regulatorów [G_6, G_10, G_11] wykorzystano teorię sterowania optymalnego, w tym zasadę maksimum. Wymagało to sformułowania modelu wyrażającego dynamikę uchybów (w tym przypadku $\Delta Y(t)$ i $\Delta\psi(t)$) oraz określenia wskaźnika jakości sterowania. Aby synteza regulatora dawała w efekcie analityczną postać algorytmu sterowania, zarówno model opisujący dynamikę uchybów, jak i wskaźnik jakości muszą mieć dość proste matematyczne opisy. Sformułowanie prostego modelu dynamiki uchybów oparto na zredukowanym modelu referencyjnym, tyle że odniesionym do przyrostów zmiennych $\Delta Y(t)$ oraz $\Delta\psi(t)$. Jako wskaźnik jakości zastosowano całkową miarę ważonej sumy kwadratów przebiegów sterowania i uchybów. Taki sposób sformułowania zadania sterowania jest stosowany w teorii układów liniowo-kwadratowych (LQR) wynikającej bezpośrednio z zasady maksimum. Teoria LQR, jak pokazują to liczne przykłady zastosowań, okazuje się być bardzo efektywną w analitycznym projektowaniu regulatorów (regulatory Kalmana)^{NN}.

Działania dotyczące analitycznej syntezy regulatorów (dokładnie opisane w [G_6, G_10, G_11]) doprowadziły do uzyskania zaskakująco prostych algorytmów regulatorów. Regulator generujący sygnał korygujący $\Delta\delta_H(t)$ na podstawie sygnału uchybu $\Delta Y(t)$ to regulator typu PD (proporcjonalno-różniczkujący), a regulator generujący sygnał korygujący $\Delta\delta_H(t)$ na podstawie sygnału uchybu $\Delta\psi(t)$ to regulator typu P (proporcjonalny). Dla przykładu, analityczny model regulatora dla fazy przestawienia opisujący zależność sygnału korygującego obrót koła kierownicy $\Delta\delta_H(t)$ od sygnału uchybu $\Delta Y(t)$ wyraża wzór:

$$\Delta\delta_H(t) = -p \frac{1}{G_{\Omega 80} V_r} \left(\sqrt{\frac{p_{11}}{r}} \Delta Y(t) + \sqrt{p_{11} \left(p_{22} + 2\sqrt{\frac{p_{11}}{r}} \right)} \Delta \dot{Y}(t) \right) \quad (9)$$

gdzie:

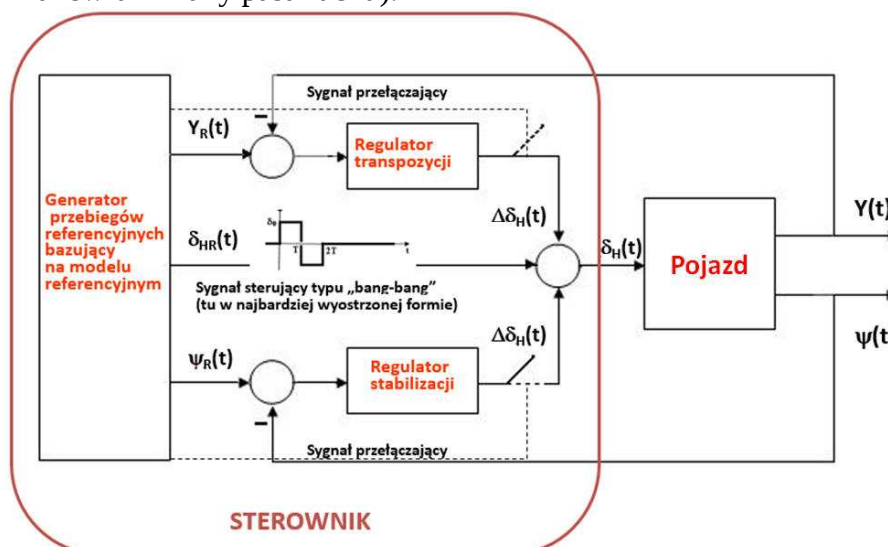
r, p_{11}, p_{22} – parametry strojenia regulatorów.

Według przyjętej koncepcji, dwufazowy proces kierowania samochodem (faza I - przestawienie i faza II - stabilizacja kątowna) realizowany jest w jednym przełączanym systemie asystenckim (rys. 8). System wspomagania kierowcy powodując zmianę pasa ruchu przez samochód działa w strukturze optymalnego układu nadążnego. Generator sygnału wymuszającego kąta obrotu koła kierownicy wysyła do jej aktuatora zadany przebieg referencyjny typu „bang-bang”, korygowany przez układ dwóch kolejno włączanych regulatorów typu Kalmana. W pierwszej fazie (faza transpozycji) trwającej przez czas operowania kierownicą (od chwili $t=0$ do $t=2T$) regulator transpozycji koryguje referencyjny sygnał wymuszenia na podstawie uchybu pomiędzy referencyjnym i mierzonym przemieszczeniem bocznym pojazdu (tak aby osiągnięte było zadane w sygnale referencyjnym przemieszczenie boczne wynikające z gabarytów pojazdu i przeszkody oraz z szerokości dostępnego pasa jezdni). W fazie drugiej (faza stabilizacji), od chwili $t=2T$ regulator stabilizacji koryguje referencyjny zerowy sygnał wymuszenia na podstawie uchybu pomiędzy referencyjnym i mierzonym przebiegiem odchylenia kątownego, tak aby osiągnięty był finalnie zadany w sygnale referencyjnym zerowy kąt obrotu pojazdu względem osi drogi.

^{NN} Athans M. et.al. (1966) Optimal Control. An Introduction to the Theory and Its Applications. McGraw-Hill.

Mając na uwadze bardziej skomplikowaną dynamikę ruchu pojazdu, niż ta wynikająca z modelu referencyjnego, w systemie asystenckim dopuszcza się wcześniejsze załączenie regulatora stabilizującego, jak i późniejsze wyłączenie regulatora przestawienia. Określenie momentów włączeń i wyłączeń regulatorów wymagało przeprowadzenia szeregu badań symulacyjnych uwzględniających konkretne warunki ruchu samochodu.

Algorytm działania systemu asystenckiego nagłej zmiany pasa ruchu obejmuje generowanie sygnałów referencyjnych, działanie regulatorów korygujących oraz ich załączanie i odłączanie. Algorytm ten bazuje na modelu referencyjnym, który wymaga znajomości kilku parametrów dotyczących sterowanego pojazdu oraz warunków drogowych. Z uwagi na specyfikę modelu referencyjnego kilka parametrów szczegółowych wynikających z modelu rowerowego (np. masa, współczynniki odporności na znoszenie itp.) są zagregowane we współczynniku transmitancyjnym $G_{\Omega\delta_0}$. Dlatego w istocie do bieżącej identyfikacji pozostają: prędkość samochodu V , odległość od przeszkody S_0 , przemieszczenie boczne Y_0 (bezpośrednie pomiary) oraz graniczne przyspieszenie boczne a_{ygr} lub graniczna prędkość odchylenia Ω_{gr} (obliczane w sposób pośredni np. na podstawie sygnałów rejestrowanych podczas hamowania tuż przed rozpoczęciem manewru zmiany pasa ruchu).



Rys. 8. Schemat blokowy systemu asystenckiego w procesie zmiany pasa ruchu

Opracowany algorytm samoczynnego sterowania stanowi podstawę systemu asystenckiego układu kierowniczego. W najprostszym rozwiązaniu przebiegi kąta obrotu kierownicy $\delta_H(t)$ oraz sygnałów korygujących $\Delta\delta_H(t)$ można traktować jako przeskalowane poprzez przełożenie p przebiegi $\delta(t)$ i $\Delta\delta(t)$. W celu uwzględnienia dynamiki mechanizmu kierowniczego można wprowadzić człony korekcyjne. Algorytm ten nie wyklucza w praktyce stosowania także bardziej wyrafinowanych funkcji $\delta_{HR}(t)$, $Y_R(t)$ i $\psi_R(t)$, (np. uwzględniających człony uzupełniające pomijane w modelu), a także bardziej rozbudowanych regulatorów.

W szeregu publikacji znajdujemy odwołania, a nawet szczegółowe opisy dość już licznych metod i algorytmów, które wywodzą się z teorii sterowania optymalnego i znajdują zastosowanie w kierowaniu samochodem poprzez odpowiednie obracanie kołem kierownicy. Proponowane układy śledzenia i regulacji oparte są na znanych z teorii sterowania strukturach i algorytmach. Zazwyczaj są to algorytmy odpowiadające regulatorom liniowym PID czy to w postaci analogowej, czy też cyfrowej. W ostatnich latach można zauważyć zainteresowanie nietypowymi regulatorami opartymi na układach

fuzzy logic lub na sieciach neuronowych^{OO}. Rozwijane są metody równoczesnego planowania i realizacji trajektorii ruchu pojazdu oparte na teorii MPC (Model Predictive Control) z wykorzystaniem tzw. obserwatora stanu oraz optymalizacji^{PP,QQ,RR}. Na uwagę zasługują prace, w których sterowanie ma charakter kompleksowy i dokonuje się nie tylko poprzez układ kierowniczy, ale także poprzez układ hamulcowy^{SS,TT}.

Opracowany system asystencki kieruje samochodem wykorzystując jedynie układ kierowniczy. Jest to system oryginalny i innowacyjny, gdyż wyróżnia się analityczną syntezą generatora sygnałów odniesienia i regulatorów korygujących referencyjny sygnał sterujący.

C.2.5. Weryfikacja i walidacja działania opracowanego systemu asystenckiego z wykorzystaniem badań symulacyjnych oraz analiz wrażliwości

W celu sprawdzenia przyjętej koncepcji i poprawności działania opracowanego systemu asystenckiego przeprowadzono obszerne badania symulacyjne gwałtownej zmiany pasa ruchu (w możliwie najkrótszym czasie i na jak najkrótszej drodze) wymuszanej przez ten system. Obliczenia powtarzano dla szeregu zestawów danych opisujących system wspomagający kierowcę, pojazd oraz warunki drogowe.

Warunki badań symulacyjnych:

- samochód porusza się ruchem ustalonym, prostoliniowym po jezdni jednokierunkowej posiadającej dwa pasy ruchu w jedną stronę, środkiem prawego pasa ruchu;
- szerokość jednego pasa ruchu wynosi 3 m a szerokość samochodu 2,4 m;
- znana jest prędkość samochodu oraz rodzaj i stan nawierzchni jezdni (znana jest wartość współczynnika przyczepności koła μ do nawierzchni jezdni);
- na pasie ruchu samochodu pojawia się nagle przeszkoda zajmująca całą szerokość prawego pasa ruchu, a lewy pas jezdni jest wolny;
- odległość pojawiającej się przeszkody od środka masy samochodu S_0 nie pozwala na zatrzymanie samochodu przed przeszkodą, natomiast jest równa minimalnej wartości drogi potrzebnej do ominięcia przeszkody;
- bezpieczne ominięcie przeszkody wymaga przemieszczenia poprzecznego środka masy samochodu o 3m i zbliżonego do zera kąta odchylenia pojazdu w chwili przejeżdżania obok przeszkody; w rezultacie zadziałania systemu asystenckiego pojazd przejeżdżając obok przeszkody ma poruszać się środkiem lewego pasa ruchu, w odległości $\Delta d=0,3m$ mierzonej w poprzek jezdni zarówno od przeszkody jak i od lewej krawędzi jezdni, w przybliżeniu równolegle do osi jezdni;

^{OO} Lin Y. et. al. (2005) Artificial neural network modeling of driver handling behavior in a driver-vehicle-environment system. Int. Journal of Vehicle design. Vol. 37, No. 1, pp 24-45

^{PP} Kai L. et.al.(2018) Model Predictive Stabilization Control of High-Speed Autonomous Ground Vehicles Considering the Effect of Road Topography Applied Sciences 8(5) 822

^{QQ} Beal C.E. et.al. (2013) Model Predictive Control for Vehicle Stabilization at the Limits of Handling. IEEE Trans. Control Syst. Technol. 12(4):1258-1269

^{RR} Park J. M et.al. Obstacle avoidance of autonomous vehicles based on model predictive control. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 223:1499-1516

^{SS} Hac, A. et.al. (2006) Unified Control of Brake- and Steer-by-Wire Systems Using Optimal Control Allocation Methods, SAE Paper 2006-01-0924

^{TT} Sill, J. et.al. (2014) Cascaded Predictive Control of Tire Force Saturation Levels for Vehicle Stability, Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE Buffalo, New York, USA.

- system asystencki samoczynnie rozpoczyna i realizuje manewr omijania przeszkody dla danego wariantu obciążenia samochodu i dla zadanych warunków eksploatacyjnych i drogowych;
- przebiegi referencyjne generowane są przy wykorzystaniu referencyjnego modelu pojazdu w pierwszym stopniu uproszczenia.

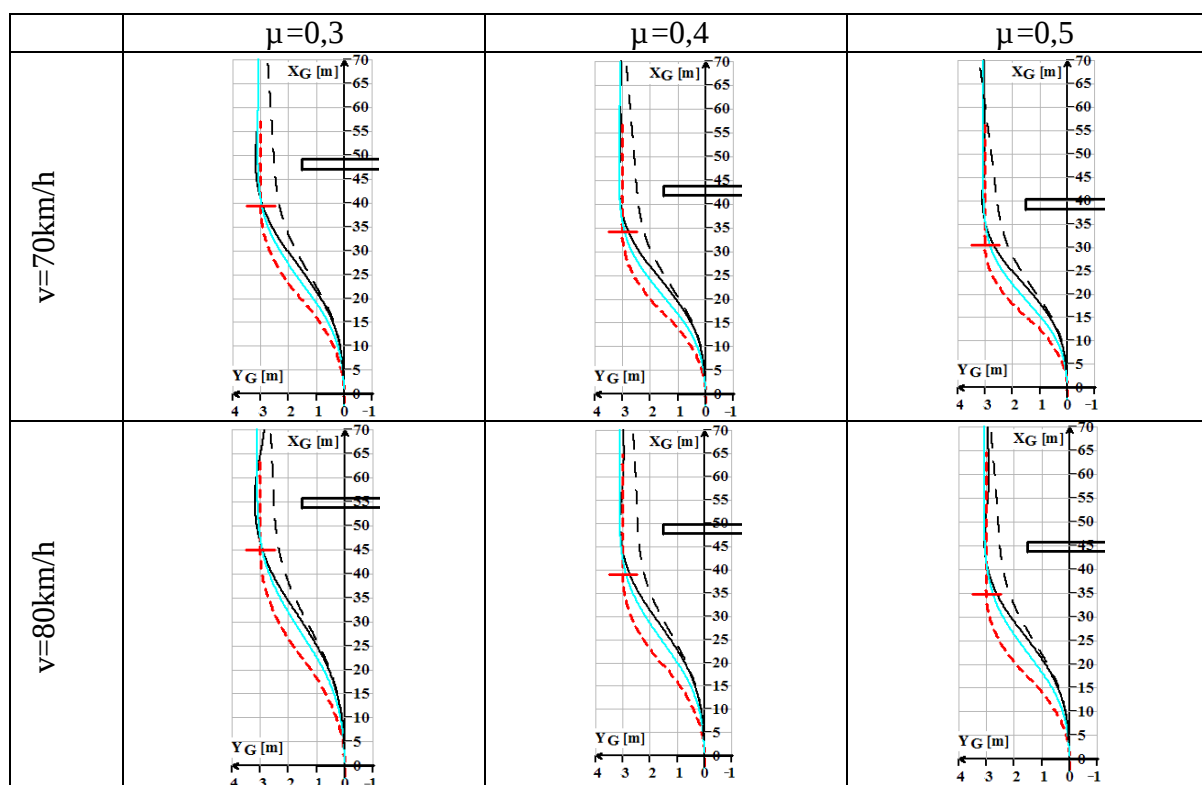
Badania modelowe musiały być poprzedzone operacją strojenia regulatorów (kwestia wyboru wartości parametrów r , p_{11} , p_{22} – wyrażenie (9)). Strojenie regulatorów przeprowadzono metodą prób i błędów. Po dostrojeniu regulatorów wykonano cykl symulacji manewru omijania przeszkody w różnych warunkach drogowych i eksploatacyjnych. W kolejnych próbach zmieniano: prędkości początkowe samochodu (w zakresie $V=50\div80\text{km/h}$), wartości współczynnika przyczepności opon do nawierzchni jezdni (w zakresie $\mu=0,1\div0,7$) oraz obciążenia samochodu. Przeprowadzono łącznie kilkaset prób ominięcia przeszkody przez samochód. Podstawowym kryterium uznania przyjętych rozwiązań za poprawne było zrealizowanie danego manewru ominięcia przeszkody przez pojazd bez potrzeby zmiany, ustalonych wcześniej wartości parametrów strojenia regulatorów.

Większość uzyskanych wyników symulacji przedstawiono w [G_5], wybrane wyniki w [G_6, G_8, G_9], a przykładowe wyniki na rys. 9 (samochód nieobciążony) i na rys. 10 (samochód w pełni obciążony). Na wykresach oznaczono:

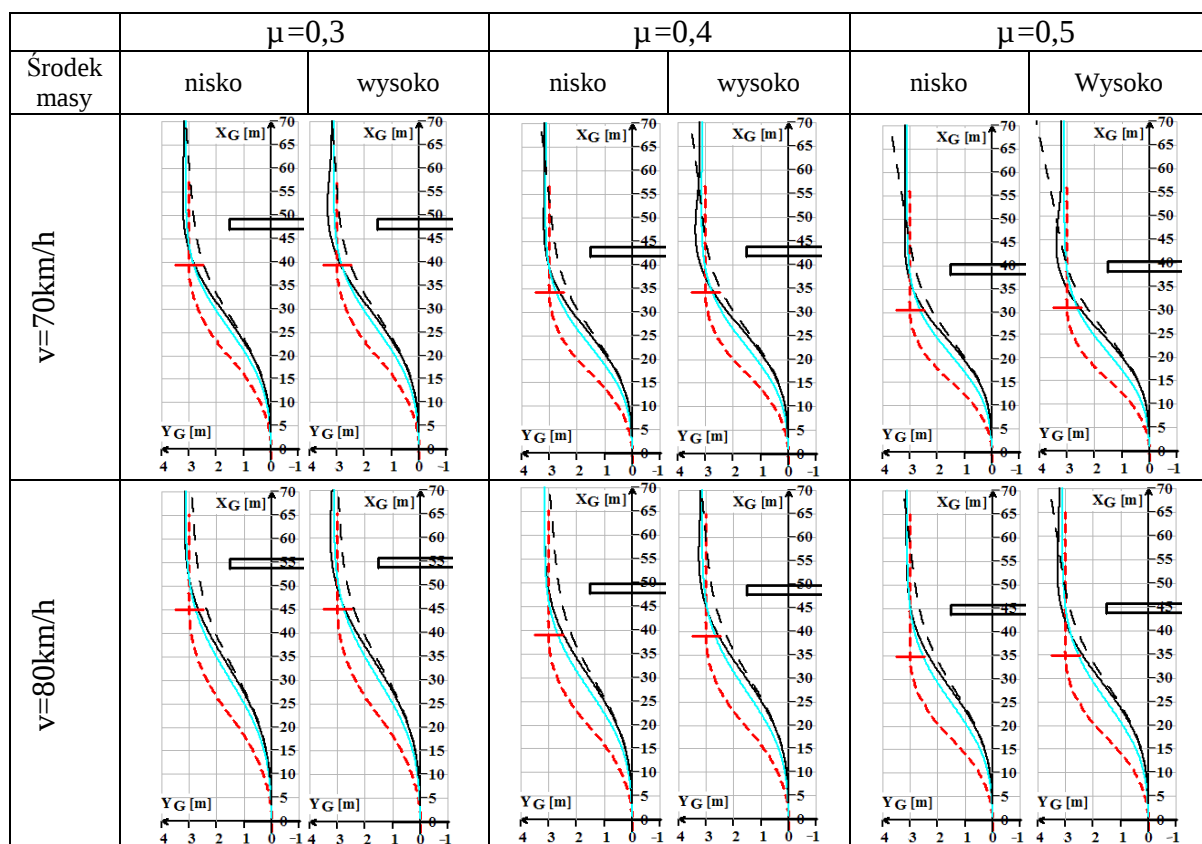
- czerwona linia przerywana - referencyjny przebieg trajektorii ruchu środka masy samochodu będący odpowiedzią zredukowanego modelu referencyjnego pojazdu na dwustronne szarpnięcie koła kierownicy typu „bang-bang” o zadanych wartościach δ_0 i T ;
- niebieska linia ciągła - referencyjny przebieg trajektorii ruchu środka masy samochodu będący odpowiedzią uproszczonego (pierwszy stopień uproszczenia) modelu pojazdu na dwustronne szarpnięcie koła kierownicy typu „bang-bang” o zadanych wartościach δ_0 i T ;
- czarna linia przerywana – przebieg trajektorii ruchu środka masy samochodu będący odpowiedzią rozbudowanego modelu pojazdu na referencyjny przebieg kąta obrotu koła kierownicy (regulatory wyłączone);
- linia czarna ciągła - rzeczywisty przebieg trajektorii ruchu środka masy samochodu wynikający z obliczeń symulacyjnych z wykorzystaniem opracowanego systemu asystenckiego.

Dodatkowo na wykresach krótkim odcinkiem koloru czerwonego oznaczono minimalną odległość środka masy samochodu od przeszkody wystarczającą do ominięcia przeszkody przez pojazd opisany zredukowanym modelem referencyjnym. Czarny prostokąt na rysunkach oznacza przeszkodę oddaloną od środka masy samochodu na minimalną odległość umożliwiającą bezpieczne jej ominięcie przez rozbudowany model pojazdu w zadanych warunkach eksploatacyjnych i drogowych.

Wyniki symulacji pokazały, że we wszystkich przeprowadzonych próbach manewr ominięcia przeszkody został zrealizowany prawidłowo. Mimo zmienianych w szerokim zakresie warunków drogowych i eksploatacyjnych pojazd kierowany przez system asystencki za każdym razem omijał przeszkodę na drodze o zadanej długości i szerokości, nie tracąc przy tym stateczności. Wykazano więc, że zaproponowany system asystencki okazał się skutecznym w realizacji manewru zmiany pasa ruchu w warunkach ruchu zbliżonych do granicznych, a także mało wrażliwy na zmienne warunki drogowe i eksploatacyjne. Na tym zakończono pierwszy etap badań. Wiązało się to bezpośrednio z zakończeniem realizacji projektu badawczego [G_5].



Rys. 9. Wyniki symulacji omijania przeszkody przez samochód nieobciążony



Rys. 10. Wyniki symulacji omijania przeszkody przez samochód w pełni obciążony

Wyniki wybranych prac zrealizowanych w ramach projektu badawczego przedstawiono w kilku publikacjach [G_4, G_6 – G_10].

W [G_4] opisano model samochodu ciężarowego wykorzystywany w badaniach symulacyjnych oraz przedstawiono metodykę i oczekiwane efekty planowanych badań modelowych wspomagających kierowcę w kierowaniu pojazdem w czasie realizacji manewru zmiany pasa ruchu.

W [G_6] opisano model referencyjny samochodu w dwóch stopniach uproszczenia, pokazując postacie transmitancyjne poszczególnych wersji modelu referencyjnego. Przedstawiono koncepcję systemu asystenckiego kierującego pojazdem w czasie zmiany pasa ruchu oraz analityczny sposób syntezy regulatorów. Pokazano przykładowe wyniki badań modelowych omijania nagle pojawiającej się przeszkody przez samochód ciężarowy w pełni obciążony poruszający się z dużą prędkością ($V=60$ km/h, 70 km/h, 80 km/h) na bardzo śliskiej nawierzchni ($\mu=0,1, 0,2, 0,3$).

W [G_7] przeprowadzono analizę możliwości wykorzystania czujników inercyjnych przyspieszenia wzdłużnego i poprzecznego oraz prędkości odchylenia do pozycjonowania samochodu na jezdni w czasie manewru omijania przeszkody. Rozważono zastosowanie czujników przyspieszeń liniowych oraz prędkości kątowej typu MEMS, dostępnych na polskim rynku. Analiza została przeprowadzona z zastosowaniem metody Monte-Carlo i w oparciu o symulację chwilowego zachowania się czujników podczas ruchu. Badano wpływ szumów przetworników, błędów zerowania czujników, błędów pomiaru warunków początkowych, długości trajektorii ruchu oraz prędkości pojazdu na błędy rekonstrukcji położenia samochodu na jezdni. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że rekonstrukcja położenia samochodu w czasie wykonywania manewru omijania przeszkody wyłącznie na podstawie danych z czujników inercyjnych jest możliwa. Na jakość rekonstrukcji położenia samochodu jednak istotnie wpływają błędy zerowania czujników i błędy pomiaru warunków początkowych. Długi czas trwania manewru zwiększa błędy rekonstrukcji położenia pojazdu na jezdni.

W [G_8] przedstawiono w skrócie większość działań zrealizowanych podczas wykonywania projektu badawczego Nr N N509 568439. Opisano model samochodu ciężarowego wykorzystany jako wirtualny obiekt sterowania, model referencyjny pojazdu oraz opracowany system asystencki. Pokazano wybrane wyniki badań wirtualnego obiektu sterowania w układzie otwartym i w układzie zamkniętym (z wykorzystaniem systemu asystenckiego). Zadowalające wyniki badań w układzie zamkniętym potwierdziły skuteczność działania opracowanego systemu wspomagania kierowcy w różnych warunkach drogowych i eksploatacyjnych (także w warunkach zbliżonych do granicznych warunków ruchu).

W [G_9] pokazano rolę stosowania w systemie wspomagania kierowcy regulatorów korygujących generowany referencyjny sygnał wymuszający typu „bang-bang” w trakcie wykonywania manewru nagłej zmiany pasa ruchu. Badania przeprowadzono w układzie otwartym i w układzie zamkniętym. W układzie otwartym sygnałem wymuszającym był jedynie referencyjny sygnał kąta obrotu kierownicy $\delta_{HR}(t)$, zaś w układzie zamkniętym referencyjny sygnał wymuszający był korygowany poprzez regulatory Kalmana. Wartości δ_{H0} i T wyznaczono wykorzystując wyrażenia (6). Przebiegi referencyjne $Y_R(t)$ i $\psi_R(t)$ wyznaczono wykorzystując odpowiedzi modelu referencyjnego pojazdu w pierwszym stopniu uproszczenia. Wyniki badań w układzie otwartym pokazały, że zrealizowanie przebiegu kąta obrotu koła kierownicy zgodnie z przebiegiem referencyjnym $\delta_{HR}(t)$ nie powoduje pożądanego toru ruchu wirtualnego pojazdu. Pokazano również, że nieznaczne przekroczenie kąta obrotu koła kierownicy δ_{H0} (o ok. 20%) powodowało utratę stateczności kierunkowej przez samochód nieobciążony. Wyniki badań w układzie zamkniętym pokazały dobroczynną rolę ujemnych sprzężeń zwrotnych i regulatorów dla dynamiki sterowania, co z kolei wykazało, że system wspomagania

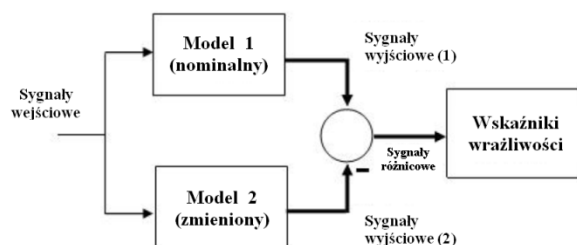
kierowcy został prawidłowo zaprojektowany. Dodatkowo pokazano bardzo małą wrażliwość systemu asystenckiego na zmianę obciążenia samochodu w rozważanych warunkach ruchu.

W [G_10] przedstawiono w sposób formalny uzasadnienie linearyzacji modelu referencyjnego oraz jej skutki dla jakości kierowania pojazdem. Przedstawione zagadnienie dotyczy w istocie analizy wrażliwości strukturalnej modelu referencyjnego uproszczonego poprzez linearyzację. Zebrane z wielu eksperymentów symulacyjnych wyniki świadczą, iż wpływ linearyzacji modelu referencyjnego na generowane przebiegi referencyjne $Y_R(t)$ i $\psi_R(t)$ oraz na przebiegi $Y(t)$ i $\psi(t)$ stanowiące efekt działania systemu asystenckiego był bardzo mały. Oznacza to, iż dobór parametrów opisujących sygnał kąta obrotu kierownicy może być szybko i dobrze zrealizowany na podstawie prostych zależności algebraicznych, podobnie jak i generowanie przebiegów referencyjnych w oparciu o efektywny zlinearyzowany model referencyjny.

Opisane powyżej badania jakości działania opracowanego systemu asystenckiego są oryginalne i innowacyjne głównie ze względu na to, że badania prowadzono w warunkach zbliżonych do granicznych warunków ruchu pojazdu, a także na bardzo szeroki zakres (niespotykany w literaturze) wartości danych wejściowych opisujących pojazd, jego parametry ruchu oraz warunki drogowe uwzględniane w obliczeniach. Zwraca uwagę fakt, że system wspomagania kierowcy funkcjonował prawidłowo i skutecznie w każdych warunkach pracy, mimo że były one mocno zróżnicowane.

Po zakończeniu projektu badawczego kontynuowano badania zmierzające do doskonalenia funkcjonowania opracowanego systemu asystenckiego sterującego układem kierowniczym samochodu ciężarowego. Ważną kwestią wymagającą rozległych analiz była wrażliwość systemu wspomagania kierowcy na zmiany parametrów badanego obiektu sterowania, czyli wrażliwość na niedoskonałość ich identyfikacji oraz na zakłócenia i błędy pomiarowe odpowiedzi rozbudowanego modelu pojazdu. W badaniach przeprowadzonych w ramach realizacji projektu badawczego (pierwszy etap badań) zakładano, że opracowany system asystencki pracuje w warunkach idealnych, tzn. że znane są: dokładne wartości parametrów modelu referencyjnego, dokładne wartości parametrów opisujących ruch pojazdu, dokładna wartość współczynnika przyczepności opon do nawierzchni jezdni oraz nie występują zakłócenia i błędy pomiarowe wartości wielkości mierzonych $Y(t)$ i $\psi(t)$ opisujących pozycję pojazdu na drodze. Teraz dopuszczono możliwość rezygnacji z w/w założeń zbliżając stopniowo funkcjonowanie systemu asystenckiego do pracy w rzeczywistych warunkach.

W celu uściślenia badań wrażliwości systemu asystenckiego wprowadzono specjalne wskaźniki całkowite^{UU} wyrażające procentowo niezgodność przebiegów z modelu nominalnego (model wyjściowy) i z modelu zmienionego, co obrazuje rys.11.



Rys. 11. Sposób wyznaczania wskaźnika wrażliwości

^{UU} Żardecki D. (1980) The λ -sensitivity analysis and its application in simulation studies of dynamical systems. Archiwum Automatyki i Telemechaniki. XXV (3), pp. 335-354

Wskaźnik wrażliwości dla sygnałów $S_1(t)$ i $S_2(t)$ opisano wzorem:

$$W_s = 100 \frac{\int_0^{\tau} (S_1(t) - S_2(t))^2 dt}{\int_0^{\tau} (S_1(t))^2 dt} \quad (9)$$

W badaniach wrażliwości systemu asystenckiego przeprowadzano zawsze po dwie symulacje dla zadanych warunków ruchu samochodu. Pierwszą opartą na modelu nominalnym (z wynikami $S_1(t)$) i drugą opartą na modelu zmodyfikowanym poprzez zmianę wartości jego parametrów lub dodanie zakłóceń (z wynikami $S_2(t)$). Wykorzystując (9) obliczano wartości wskaźnika W_s (np. W_Y , W_ψ) jako miary czułości względnej, informujące o wrażliwości systemu wspomagania kierowcy na różne, możliwe do wystąpienia, niedokładności modelu. Wyniki prowadzonych badań przedstawiono w publikacjach [G_11 – G_20].

W [G_11] opisano wyniki badań służących sprawdzeniu wrażliwości systemu asystenckiego na błędy pomiarowe i zakłócenia sygnału pomiarowego współrzędnej poprzecznej pozycji pojazdu $Y(t)$ występujące w czasie nagłej zmiany pasa ruchu. Sygnał $Y_D(t)$ wysyłany do systemu asystenckiego miał postać:

$$Y_D(t) = Y(t) + Y_{NOISE} \text{Noise}(t) + Y_{OFFSET} \quad (10)$$

gdzie:

Y_{NOISE} - amplituda sygnału szumowego ($Y_{NOISE} = 0,2m$),

$\text{Noise}(t)$ - standardowy sygnał białego szumu (wybrana amplituda = 1),

Y_{OFFSET} - stała wartość błędu zerowania czujnika ($Y_{OFFSET} = \pm 0,1m$).

Badania przeprowadzono dla wielu scenariuszy. Wyniki badań wykazały, że przy niewielkich szumach pomiarowych i niewielkim błędzie zerowania czujnika, mimo zmienianych w szerokim zakresie warunków drogowych i eksploatacyjnych, pojazd kierowany przez system asystencki omijał przeszkodę nie tracąc przy tym stateczności kierunkowej. Stwierdzono więc, że zaproponowana koncepcja kierowania pojazdem oraz opracowane regulatory okazały się mało wrażliwe nie tylko na zmienne warunki eksploatacyjne i drogowe, ale również na błędy pomiarowe i zakłócenia sygnału pomiarowego przemieszczenia poprzecznego środka masy pojazdu $Y(t)$. Wyniki pozytywne dotyczyły sytuacji, gdy szum pomiarowy oraz błąd zerowania czujnika nie były zbyt duże. Po zwiększeniu szumu pomiarowego do wartości większej o ok. 0,3 m zaobserwowano w wybranych warunkach eksploatacyjnych, że samochód nieobciążony tracił stateczność kierunkową.

W [G_12] opisano wyniki badań, których celem było sprawdzenie wrażliwości systemu asystenckiego na błędy pomiarowe i zakłócenia sygnału pomiarowego kąta obrotu samochodu względem osi pionowej $\psi(t)$ mierzonego w stosunku do osi jezdni, występujące w czasie gwałtownej zmiany pasa ruchu. Sygnał $\psi_D(t)$ wysyłany do sterownika miał postać:

$$\psi_D(t) = \psi(t) + \psi_{NOISE} \text{Noise}(t) + \psi_{OFFSET} \quad (11)$$

gdzie:

ψ_{NOISE} - amplituda sygnału szumowego ($\psi_{NOISE} = 3 \text{ deg}$),

$\text{Noise}(t)$ - standardowy sygnał białego szumu (wybrana amplituda = 1),

ψ_{OFFSET} - stała wartość błędu zerowania czujnika ($\psi_{OFFSET} = \pm 0,5 \text{ deg}$).

Badania przeprowadzono dla wielu scenariuszy. Uzyskane wyniki badań wykazały, że opracowane system asystencki okazał się mało wrażliwy na błędy pomiarowe kąta odchylenia pojazdu dla szerokiej gamy warunków drogowych i eksploatacyjnych. Zwiększenie amplitudy szumu czujnika do ok. 3,5 deg i błędu zerowania czujnika

prędkości kątowej do $\pm 1\text{deg}$ spowodowało, że w wybranych warunkach drogowych i eksploatacyjnych samochód nieobciążony tracił stateczność kierunkową.

W [G_13] i [G_14] celem badań było sprawdzenie wrażliwości systemu asystenckiego na inercję serwomechanizmu układu kierowniczego w czasie wykonywania gwałtownej zmiany pasa ruchu. Przy syntezie regulatorów była pominięta bezwładność silnika elektrycznego sterującego wałkiem kierowniczym. W przeprowadzonych badaniach uzupełniono układ kierowniczy elementem inercyjnym I rzędu [G_13] lub II rzędu [G_14]. Skutkowało to „wygładzeniem” i urealnieniem przebiegu kąta obrotu koła kierownicy na zadawany referencyjny, skokowo zmienny, sygnał sterujący. Badania przeprowadzono dla różnych wartości stałych czasowych elementów inercyjnych $T_1=T_2=0,1\text{s}$ lub $0,2\text{s}$. Dodatkowo badano system asystencki z wyłączonymi i włączonymi regulatorami. Dla każdej serii badań obliczano wartości wskaźników $W_{\delta H}$, W_Y i W_{ψ} . Wyniki badań potwierdziły potrzebę stosowania regulatorów w systemie wspomagania kierowcy oraz pokazały niewielką wrażliwość systemu asystenckiego (małe wartości wskaźników W_Y i W_{ψ}) na inercję serwomechanizmu układu kierowniczego. Większą wrażliwość systemu wspomagania kierowcy stwierdzono na wprowadzenie do układu kierowniczego elementu inercyjnego II rzędu niż elementu I rzędu oraz dla kąta odchylenia $\psi(t)$ niż dla przestawienia poprzecznego pojazdu $Y(t)$. Mimo wprowadzenia elementu inercyjnego do układu kierowniczego, samochód w każdych rozważanych warunkach ruchu omijał przeszkodę na zadanej drodze, chociaż wymagało to intensywniejszej pracy systemu asystenckiego objawiającej się rosnącym czasem regulacji i zwiększającymi się wartościami kątów obrotu koła kierownicy (wraz ze wzrostem rzędu inercji zastosowanego w badaniach członu inercyjnego).

W [G_15] celem badań było sprawdzenie czy przy niedokładnym oszacowaniu wartości współczynnika przyczepności μ udaje się systemowi asystenckiemu kierować ruchem samochodu, tak aby uzyskać zadowalający efekt zmiany pasa ruchu. W analizowanym przykładzie wartość współczynnika μ była zawyżona o 20 % w stosunku do wartości rzeczywistej występującej w wirtualnym obiekcie sterowania (czyli wynosiła 0.24). Wyniki badań pokazały, że nawet przy niedokładnym pomiarze parametru μ system asystencki wykonywał skutecznie swoje zadanie.

W [G_16] celem badań było sprawdzenie możliwości zminimalizowania czasu omijania przeszkody przez samochód. Wyznaczenie wartości parametrów amplitudy kąta obrotu koła kierownicy δ_{HR0} oraz czasu trwania T generowanego referencyjnego sygnału wymuszającego $\delta_{HR}(t)$ nie jest jednoznaczne. Zgodnie ze wzorem (6) zależą one od uwzględnionych w obliczeniach wartości granicznej prędkości odchylenia Ω_{gr} lub wartości granicznego przyspieszenia poprzecznego a_{ygr} oraz danych prędkości samochodu V i współczynnika $G_{\Omega\delta 0}$. Graniczną wartość prędkości odchylenia Ω_{gr1} gwarantującą stabilny ruch pojazdu na mokrej nawierzchni ($\mu=0,3$) z prędkością 70 km/h wyznaczono różnymi metodami. Wykorzystano do tego:

- dopuszczalną wartość współczynnika przyczepności na mokrej nawierzchni, wówczas $\Omega_{gr1}=(\mu g)/V$;
- wartość maksymalnego przyspieszenia bocznego a_{ygr} wyznaczonego w czasie symulacji jazdy po okręgu w warunkach ustalonych (tabela 1), wówczas $\Omega_{gr2}=a_{ygr}/V$;
- wartość maksymalnej prędkości kątowej Ω_{gr3} wyznaczonej w wyniku symulacji pojedynczego obrotu koła kierownicy w czasie jazdy o maksymalny kąt umożliwiający jeszcze stabilny ruch samochodu (tabela2);
- wartość maksymalnej prędkości kątowej Ω_{gr4} wyznaczonej w wyniku symulacji podwójnego obrotu koła kierownicy w czasie jazdy o maksymalny kąt umożliwiający jeszcze stabilny ruch samochodu.

Uzyskane wyniki wykazały, że skracanie czasu trwania impulsu wymuszającego $\delta_{HR}(t)$ wynikające ze zwiększanie granicznych wartości prędkości odchylenia pojazdu Ω_{gr} nie zawsze jest celowe. W przypadku samochodu nieobciążonego korzyści z takiego działania były znikome, a zagrożenie utraty stateczności kierunkowej przez samochód znaczne. Oznacza to, że w przypadku samochodu nieobciążonego należy bardzo ostrożnie wyznaczać wartość graniczną Ω_{gr} , wykorzystując do tego dopuszczalną wartość współczynnika przyczepności na rozważanej nawierzchni drogi. W przypadku samochodu obciążonego do wyznaczania wartości granicznej Ω_{gr} można wykorzystywać metodę szybkiego obrotu kołem kierownicy w czasie jazdy na wprost. Skutkuje to skróceniem czasu i drogi omijania przeszkody o ok. 12% w stosunku do w/w pierwszej metody wyznaczania wartości Ω_{gr} .

W [G_17] zbadano wrażliwość systemu asystenckiego na różne warianty przebiegu sygnałów referencyjnych. W badaniach wykorzystano sygnały referencyjne przemieszczenia poprzecznego środka masy pojazdu $Y_R(t)$ i kąta odchylenia samochodu $\psi_R(t)$ wygenerowane przez zlinearyzowany oraz przez zredukowany model referencyjny samochodu, będące odpowiedziami każdego z wykorzystanych modeli referencyjnych na skręt kół kierowanych $\delta_R(t)$ typu „bang-bang”. Zredukowane transmitancje ułatwiają i przyspieszają generowanie sygnałów referencyjnych $Y_R(t)$ i $\psi_R(t)$. Badania przeprowadzono dla wielu scenariuszy. Wyniki badań pokazały, że przebiegi referencyjne $Y_R(t)$ i $\psi_R(t)$ uzyskane w wyniku zastosowania zredukowanego modelu pojazdu sprawiały systemowi asystenckiemu znacznie większe trudności w procesie śledzenia i regulacji niż przebiegi referencyjne uzyskane za pomocą zlinearyzowanego modelu pojazdu. Wykorzystanie w sterowaniu zmianą pasa ruchu przebiegów referencyjnych wygenerowanych przy pomocy zredukowanego modelu pojazdu powodowało co prawda przestawienie środka masy samochodu na sąsiedni pas ruchu w krótszym czasie i na krótszej drodze, ale wymagało to od systemu asystenckiego wykonania zdecydowanie większej pracy (obroty koła kierownicy były szybsze a wartości ekstremalne kątów obrotu koła kierownicy osiągały większe wartości). Efekty pracy systemu wspomagania kierowcy w tym przypadku też były gorsze, gdyż przebiegi odpowiedzi $Y(t)$ i $\psi(t)$ wykazywały znaczne większe różnice w stosunku do przebiegów referencyjnych $Y_R(t)$ i $\psi_R(t)$ niż przy wykorzystaniu modelu zlinearyzowanego pojazdu. Dodatkowo okazało się, że samochód nieobciążony tracił stateczność kierunkową przy realizacji zmiany pasa ruchu, gdy przebiegi referencyjne były wygenerowane za pomocą zredukowanego modelu referencyjnego. W rezultacie stwierdzono, że do generowania przebiegów referencyjnych należy wykorzystywać zlinearyzowany model referencyjny pojazdu, a zredukowany model referencyjny można stosować tylko w szczególnych przypadkach.

W [G_18] przeprowadzono szeroko zakrojone badania w celu sprawdzenia wrażliwości opracowanego systemu asystenckiego na występujące równocześnie błędy pomiarowe sygnałów pozycjonujących samochód na jezdni czyli $Y(t)$ i $\psi(t)$. Indeks wrażliwości W_s (9) wyraża odporność systemu asystenckiego na zmienność wybranego parametru α (również parametru dowolnego zakłócenia). Gdy błędy między modelami nominalnym i zmienionym wynikają z odchylenia ε między wartością nominalną a zmienioną parametru α , indeks czułości W_s można wyrazić (poprzez szereg Taylora) za pomocą wzoru $(S_1(t) - S_2(t))^2 \approx \varepsilon^2 \xi^2(t)$, gdzie $\xi = \partial S / \partial \alpha$ jest zmienną wrażliwości zmiennej S względem α i może być traktowane jako rozwiązanie tzw. modelu

wrażliwości^{VV}. Kiedy model jest regularny, znormalizowany wskaźnik czułości $\omega_S = W_S/\varepsilon^2$ wydaje się bardzo przydatny. Jeżeli analiza wrażliwości dotyczy kilku parametrów α_i ($i = 1, 2, \dots$), mamy kilka odchyłeń ε_i ($i = 1, 2, \dots$). W tym przypadku dla każdego parametru α_i można zdefiniować indeksy całkowite (także ich znormalizowane formy). Hipoteza, że pożądana agregacja przez dodanie takich indeksów jest możliwa (szczególnie w przypadku modeli regularnych) wydaje się bardzo atrakcyjna i w wielu przypadkach jest prawdziwa. To stwierdzenie było tylko hipotezą i musiało zostać sprawdzone przez badania symulacyjne. Analizowano różnice między modelem nominalnym i zmodyfikowanym w mierzonych sygnałach $Y(t)$ i $\psi(t)$ spowodowane zakłóceniami obydwu sygnałów (błędem zerowania czujnika i szumem) występujących w tym samym czasie. Wartości zakłóceń stanowiły ok. 10% wartości maksymalnych sygnałów nominalnych. Sygnały odniesienia (referencyjne) $\delta_{HR}(t)$, $Y_R(t)$ i $\psi_R(t)$ były takie same w obu sterownikach, ale rzeczywiste sygnały $\delta_H(t)$, $Y(t)$ i $\psi(t)$ były różne. Badania przeprowadzono dla wielu scenariuszy. Uzyskane wyniki pokazały, że manewr zmiany pasa został pomyślnie przeprowadzony pomimo równoczesnego występowania zakłóceń pomiarowych (szum i błąd zerowania czujnika) sygnałów pozycji pojazdu $Y(t)$ (przesunięcie poprzeczne) i $\psi(t)$ (kąt odchylenia). Szczegółowa analiza wartości wskaźników wrażliwości pokazała, że wpływ zakłóceń sygnałów był niewielki i regularny. Wpływ szumów był bardzo mały. Wpływ błędów zerowania czujników był nieco większy. Jednoczesne występowanie zakłóceń pomiaru dwóch różnych wielkości ($Y(t)$ i $\psi(t)$) nie spowodowało istotnego zwiększenia wartości wskaźników wrażliwości w stosunku do wartości wskaźników wrażliwości wyznaczonych w przypadku występowania każdego z zakłóceń oddzielnie. Wspomniana wyżej hipoteza o możliwości agregacji wskaźników wrażliwości nie została potwierdzona w odniesieniu do wszystkich przeprowadzonych badań.

W [G_19] zbadano skutki wykorzystania różnych scenariuszy dwuetapowego sterowania (hamowanie i omijanie) podczas omijania nagle pojawiającej się przeszkody. Wykorzystując wirtualny model pojazdu przeprowadzono kolejno symulacje: manewru intensywnego hamowania, a następnie manewru omijania przeszkody. Założono, że w pełni obciążony samochód porusza się środkiem prawego pasa ruchu (szerokość pasa 3m), po drodze jednokierunkowej posiadającej dwa pasy ruchu w jedną stronę, po mokrej nawierzchni jezdni z prędkością V_0 nieznacznie większą niż 80km/h. Szacowana przez system asystencki droga potrzebna do zatrzymania samochodu w takich warunkach ruchu wynosi $S_z \approx 90m$. W odległości nieznacznie przekraczającej 70m od przodu samochodu pojawia się przeszkoda, która zajmuje cały prawy pas ruchu, lewy pas ruchu jest wolny. System asystencki uruchamia intensywne hamowanie samochodu. Krótkotrwałe hamowanie pozwala ustalić następujące parametry początkowe: prędkość samochodu $V_b = 80km/h$, odległość od przeszkody $S_p = 70m$, wartość współczynnika przyczepności opon do nawierzchni jezdni $\mu = 0,3$, szerokość przeszkody $Y_0 = 3m$. Przy takich wartościach parametrów ruchu samochodu kontynuowanie hamowania spowoduje, że samochód uderzy w przeszkodę z prędkością $V_u = 32km/h$. Rozpoczęcie manewru omijania stwarza możliwości uniknięcia uderzenia w przeszkodę.

Rozważono trzy scenariusze realizacji manewru omijania:

1. System asystencki przerywa natychmiast hamowanie i rozpoczyna manewr omijania przeszkody z prędkością $V_b = 80km/h$, wykonując zmianę pasa ruchu (przesunięcie poprzeczne samochodu o $Y_0 = 3m$) na możliwie krótkiej drodze, czyli w warunkach

^{VV} Frank P., M. (1978) Introduction to system sensitivity theory. Academic Press.

granicznych, wynikających z dopuszczalnej wartości współczynnika przyczepności (warunki graniczne wg modelu referencyjnego).

2. System asystencki przerywa hamowanie i rozpoczyna manewr omijania przeszkody z prędkością $V_b=80\text{km/h}$, ale wykorzystuje na zmianę pasa ruchu całą drogę dzielącą samochód od przeszkody $S_p=70\text{m}$; wyprowadzono wzory pozwalające wyznaczyć w takim przypadku wartość amplitudy δ_{H0} i czasu trwania T dla sygnału sterującego kątem obrotu koła kierownicy typu „bang-bang”.
3. System asystencki kontynuuje hamowanie w celu doprowadzenia do maksymalnie możliwego zredukowania prędkości pojazdu, a następnie rozpoczyna manewr omijania przeszkody z prędkością V_H , na drodze S_{omin} w warunkach granicznych; wyprowadzono wzory pozwalające wyznaczyć wartości V_H i S_{omin} .

Wyniki badań pokazały że w każdym z rozważanych scenariuszy system asystencki skutecznie zrealizował zadanie ominięcia przeszkody. W scenariuszach nr 1 i nr 3 omijanie przeszkody odbywało się w warunkach zbliżonych do warunków granicznych, ale z różnymi prędkościami. W scenariuszu nr 2 ominięcie przeszkody zostało zrealizowane w warunkach zdecydowanie bardziej bezpiecznych, gdyż ryzyko przekroczenia dopuszczalnych wartości przyspieszenia poprzecznego a_{ygr} i prędkości odchylenia Ω_{gr} było znacznie mniejsze niż w innych rozważanych scenariuszach. Istotne jest, że system asystencki był w stanie wygenerować pożądane przebiegi referencyjne odpowiadające zróżnicowanym wymaganiom w poszczególnych scenariuszach omijania przeszkody, a następnie te wymagania skutecznie zrealizował.

W [G_20] zbadano skutki zastosowania różnych wariantów pracy regulatorów w czasie gwałtownej zmiany pasa ruchu dla różnych przebiegów sygnałów referencyjnych. Zmieniało czas wyłączania i włączania regulatorów a sygnały referencyjne generowano przy wykorzystaniu referencyjnego pojazdu najpierw w pierwszym, a potem w drugim stopniu uproszczenia. Dla przebiegów referencyjnych otrzymywanych za pomocą zredukowanego modelu pojazdu samochód omijał przeszkodę w krótszym czasie i na krótszej drodze, lecz obroty koła kierownicy zadawane przez system asystencki były bardzo szybkie a ekstremalne kąty obrotu kierownicy osiągały duże wartości. W tym przypadku moment załączenia regulatora w pętli stabilizacji miał istotne znaczenie dla przebiegu trajektorii ruchu pojazdu. Wykorzystanie do generowania przebiegów referencyjnych zlinearyzowanego modelu pojazdu skutkowało nieznacznym wydłużeniem czasu i drogi potrzebnych do ominięcia przeszkody, ale obroty kołem kierownicy były mniej intensywne, ekstremalne wartości kąta obrotu koła kierownicy znacznie mniejsze niż w poprzednio rozważanym wariantcie, a stabilizacja toru jazdy niemal natychmiastowa. Wpływ momentu załączenia regulatora stabilizacji kątowej w tym przypadku był niewielki. Ważnym wnioskiem było stwierdzenie, że modyfikacje procedur włączania/wyłączania regulatorów wydają się istotne w przypadku, gdy model referencyjny pojazdu ma zredukowaną formę.

Zrealizowane w etapie drugim badania i uzyskane wyniki są oryginalne i innowacyjne głównie ze względu na przeprowadzone badania wrażliwości opracowanego systemu wspomagania kierowcy na zakłócenia i błędy pomiarowe sygnałów wyjściowych, inercję serwomechanizmu w układzie kierowniczym, błędy estymacji poślizgu oraz różne czasy dotyczące włączania/wyłączania regulatorów. Czułość systemu asystenckiego na różne błędy i zakłócenia jest bardzo ważna w automatyzacji ruchu pojazdu w warunkach zbliżonych do warunków granicznych, a mimo to jest nieobecna w dostępnej literaturze.

PODSUMOWANIE

Zaproponowane przeze mnie koncepcja i sposób postępowania pokazujące możliwości zastosowania opracowanych modeli do kierowania dwuosiowym samochodem ciężarowym w czasie realizacji manewru zmiany pasa ruchu w warunkach drogowych zbliżonych do warunków granicznych są oryginalne i innowacyjne i mogą stanowić osiągnięcie naukowe, ponieważ:

1. Opracowano autorski model samochodu ciężarowego (typu MBS i 3D) wyróżniający się wśród innych istniejących modeli pojazdów: sposobem generowania równań ruchu, łatwością wprowadzania zmiennych wartości parametrów pojazdu i warunków ruchu, możliwością symulacji ruchu w warunkach granicznych (także po utracie stateczności przez pojazd) oraz szeroką i gruntowną weryfikacją doświadczalną. Model ten wykorzystano do badania własności jezdnych rzeczywistego pojazdu (również w granicznych warunkach ruchu) oraz jako wirtualny obiekt sterowania.
2. Jako model referencyjny pojazdu wykorzystano powszechnie stosowany model „rowerowy” pojazdu, ale w dwóch stopniach uproszczenia przedstawionych w postaciach transmitancyjnych, umożliwiających generowanie sygnałów referencyjnych przemieszczenia poprzecznego $Y_R(t)$, kąta odchylenia $\psi_R(t)$ oraz sygnału wymuszającego $\delta_R(t)$ typu „bang-bang”, w postaci analitycznej i w czasie rzeczywistym. Dodatkowo zredukowana postać modelu referencyjnego umożliwiła analityczną syntezę regulatorów.
3. Wykorzystano typowe (zalecane przez ISO) testy do badań kierowności i stateczności ruchu samochodu, ale odpowiednio zmodyfikowane, a przez to umożliwiające badanie własności jezdnych pojazdu w warunkach granicznych oraz po utracie stateczności przez pojazd. Badania symulacyjne pozwoliły ustalić scenariusze utraty stateczności przez samochód oraz wyznaczyć graniczne wartości parametrów ruchu krzywoliniowego (wielkości istotnych dla opracowanego systemu wspomagania kierowcy) samochodu ciężarowego w różnych warunkach drogowych i eksploatacyjnych. Badania tego typu są praktycznie niemożliwe do przeprowadzenia w warunkach drogowych i muszą być realizowane metodami symulacyjnymi, oczywiście pod warunkiem posiadania modelu pojazdu zweryfikowanego eksperymentalnie.
4. Opracowano prosty, a jednocześnie innowacyjny model systemu asystenckiego z dwufazowym, sekwencyjnym załączaniem regulatorów przestawienia i stabilizacji. Przeprowadzono syntezę regulatorów na drodze analitycznej co w konsekwencji doprowadziło do bardzo prostych regulatorów liniowych typu PD i P. Opisano analitycznie sygnał korygujący obrót koła kierownicy jako funkcję sygnałów uchybów.
5. Przeprowadzono gruntowne badania jakości działania opracowanego modelu systemu asystenckiego w czasie zmiany pasa ruchu w warunkach ruchu zbliżonych do warunków granicznych. Były to w istocie badania wrażliwości systemu asystenckiego na zmieniane w bardzo szerokim zakresie warunki drogowe i eksploatacyjne oraz na zakłócenia i błędy pomiarowe sygnałów wyjściowych, inercję serwomechanizmu w układzie kierowniczym, błędy estymacji poślizgu oraz różne czasy włączania/wyłączania regulatorów. Opracowany system asystencki w zdecydowanej większości przeprowadzanych symulacji okazał się mało wrażliwy na wprowadzane zmiany parametrów oraz zakłócenia.
6. Wykazano, że można wykorzystywać zlinearyzowany model „rowerowy” pojazdu jako model referencyjny przy zmianie pasa ruchu także w warunkach ruchu zbliżonych do granicznych.

Badania modelowe mające na celu dalsze doskonalenie funkcjonowania oraz szerszą weryfikację i walidację opracowanych modeli są nadal prowadzone. W badaniach uwzględnia się m. in. różne czasy włączania i wyłączania regulatorów przestawienia i stabilizacji, a także wspomaganie pracy regulatorów poprzez wprowadzenie do opracowanego systemu wspomagania kierowcy układu stabilizacji toru ruchu (ESP). W PIMOT prowadzone są prace zmierzające do zastosowania opracowanych modeli w praktyce do kierowania samochodem osobowym.

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo - badawczych (artystycznych).

Po uzyskaniu stopnia doktora zajmowałem się głównie bezpieczeństwem samochodów. Były to: modelowanie, symulacja dynamiczna i weryfikacja eksperymentalna ruchu samochodów osobowych i ciężarowych w złożonych sytuacjach drogowych oraz badania wpływu szerokiej gamy parametrów i rozwiązań konstrukcyjnych poszczególnych zespołów samochodu ciężarowego na jego charakterystyki kierowności i stateczności. Celem prowadzonych badań była poprawa bezpieczeństwa czynnego samochodu poprzez poprawę jego własności jezdnych. Później tematyka prowadzonych przeze mnie badań została uzupełniona o modele prowadzące do częściowej automatyzacji procesu kierowania samochodem ciężarowym w krytycznych sytuacjach drogowych. Prace te znalazły swoje podsumowanie w prezentowanym osiągnięciu naukowym.

Inne prowadzone przeze mnie prace naukowo-badawcze również były związane z bezpieczeństwem pojazdu, ale także z bezpieczeństwem ruchu drogowego. Dotyczyły bowiem:

- doskonalenia metod badania i analizy przebiegu oraz skutków wypadków drogowych;
- rekonstrukcji wypadków drogowych z zastosowaniem programów komputerowych V-SIM, PC CRASH i HVE;
- monitorowania, analizy i oceny zmian zagrożenia wypadkowego oraz doskonalenia metod jego badania w ujęciu wieloletnim i sezonowym oraz regionalnym i krajowym;
- likwidacji szkód komunikacyjnych w połączeniu z analizą rynku części zamiennych do naprawy oraz kosztów napraw pojazdów uczestniczących w wypadkach drogowych.

Od 1993 roku jestem rzeczoznawcą samochodowym specjalizującym się w rekonstrukcji wypadków drogowych. Pełniąc funkcję biegłego sądowego zaobserwowałem, że w Polsce występuje wyraźny brak wiedzy na temat przebiegu rzeczywistych kolizji i wypadków drogowych. Skutkuje to długotrwałymi i kosztownymi postępowaniami sądowymi spowodowanymi wykluczającymi się wzajemnie opiniami biegłych na temat tego samego zdarzenia drogowego. Wynika to z faktu, że rzeczoznawcy i biegli sądowi zajmujący się rekonstrukcją zdarzeń drogowych bazują w zasadzie jedynie na wiedzy teoretycznej i nie mają możliwości doskonalenia swoich umiejętności praktycznych. Dobrą metodą poszerzania i doskonalenia wiedzy na temat przebiegu wypadków drogowych są badania eksperymentalne, polegające na fizycznej symulacji wybranych rodzajów zdarzeń drogowych oraz na profesjonalnym ujawnianiu i dokumentowaniu ich przebiegów i skutków. W latach 2010-2015 kierowałem projektem badawczym własnym „Weryfikacja eksperymentalna metod obliczeniowych stosowanych podczas rekonstrukcji bocznego zderzenia samochodów”. W ramach realizacji projektu przeprowadzono siedem testów zderzeniowych polegających za zderzeniu czołowo bocznym samochodów osobowych w ruchu. Przebiegi i skutki tych testów zostały

starannie udokumentowane, a uzyskane wyniki poddane gruntownej analizie. Przygotowana dokumentacja opisowa, fotograficzna i filmowa stanowi interesujący materiał źródłowy dla rzeczoznawców samochodowych, biegłych sądowych, pracowników towarzystw ubezpieczeniowych oraz policjantów wydziałów ruchu drogowego. Wyniki pomiarów, obliczeń, symulacji i analiz zostały przedstawione na licznych krajowych i zagranicznych konferencjach naukowych gromadzących osoby zajmujące się wypadkami drogowym oraz opublikowane w czasopismach naukowych.

Od 2009 roku pracuję w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji na stanowisku kierownika Centrum Rzeczoznawstwa Samochodowego i Szkoleń. Baza danych o przebiegu i skutkach wypadków drogowych jest cały czas rozwijana i uzupełniana wraz z kolejnymi testami zderzeniowymi wykonywanymi w PIMOT. Zdobytą wiedzę i doświadczenie wykorzystuję do opracowywania opinii i ekspertyz zleczanych przez organy administracji państwowej i firmy ubezpieczeniowe oraz do przygotowywania szkoleń specjalistycznych dla rzeczoznawców samochodowych.

W latach 2008-2010 uczestniczyłem w pracach zespołu przygotowującego program poprawy bezpieczeństwa ruchu drogowego na Mazowszu „Gambit Mazowiecki”. Do moich zadań należało m. in. utworzenie bazy danych o zdarzeniach drogowych w województwie Mazowieckim i w całej Polsce za lata 2002-2009. Od tego czasu baza danych jest systematycznie rozwijana i aktualizowana w każdym kolejnym roku (dzięki współpracy z Komendą Główną Policji). W chwili obecnej baza zawiera dane opisujące m. in. liczby kolizji i wypadków drogowych oraz ich skutków, liczby ludności, liczby pojazdów oraz warunki atmosferyczne w Polsce i w regionach w latach 2002-2018. Dane zgromadzone w bazie wykorzystywane są do przygotowywania opracowań i artykułów naukowych.

W latach 2011-2013 kierowałem zespołem i uczestniczyłem w wykonaniu pracy naukowo-badawczej pn. „Analiza zagrożeń związanych z eksploatacją sprzętu gaśniczego i ratownictwa technicznego stosowanego w czasie akcji ratowniczych i metody badań samochodów pożarniczych” zleconej przez Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu. Wykonana praca była podstawą do przygotowania kilku artykułów naukowych.

W latach 2014-2015 kierowałem zespołem i uczestniczyłem w wykonaniu pracy p.t. „Analiza polskiego rynku części zamiennych do napraw samochodów” zamówionej przez Polską Izbę Ubezpieczeń. Zgromadzone w czasie realizacji opracowania dane są systematycznie uzupełniane i aktualizowane w celu przygotowania monografii naukowej na temat analizy polskiego rynku części zamiennych do napraw powypadkowych samochodów osobowych w latach 2014-2019.

W roku 2018 wspólnie z prof. Leonem Prochowskim przygotowałem metodykę i programy:

- obiektywnych i reprezentatywnych badań praktycznych pozwalających na ustalenie zużycia materiałów lakierniczych w procesie napraw pojazdów (zamówienie Polskiej Izby Ubezpieczeń);
- badań dostępności części zamiennych do napraw samochodów na rynku polskim (zamówienie Polskiej Grupy Motoryzacyjnej).

Hieronim Gidlewski